

14
24



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA

**SISTEMAS ARTIFICIALES DE
PRODUCCION DE POZOS**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO PETROLERO
P R E S E N T A
JESUS CARALAMPIO GORDILLO SOLIS

MEXICO, D. F.

1985



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

	PAGINA
INTRODUCCION	
CAPITULO 1. EXPLOTACION DE POZOS FLUYENTES	1.1
1.1 Comportamiento de entrada de fluidos al pozo o comportamiento de afluencia al pozo.	
1.2 Comportamiento del flujo vertical	
1.3 Comportamiento del flujo a través de un estrangulador	
CAPITULO 2. EXPLOTACION DE POZOS POR EL SISTEMA DE BOMBEO NEUMATICO (BN)	2.1
2.1 Características de las válvulas BN	
2.2 Clasificación de las instalaciones de BN	
2.3 Diseño de las instalaciones de BN	
2.4 Operación de sistemas de BN	
2.5 Sistemas de compresión	
CAPITULO 3. BOMBEO HIDRAULICO TIPO PISTON	3.1
3.1 Generalidades	
3.2 Principio de Operación	
3.3 Descripción General del Sistema	
3.4 Sistemas de Inyección del Fluido Motriz	
3.5 Instalaciones Subsuperficiales	
3.6 Equipo Subsuperficial	
3.7 Equipo Superficial	
3.8 Consideraciones y Cálculos de Diseño	
CAPITULO 4. BOMBEO HIDRAULICO JET (chorro)	4.1
4.1 Tipos de bombas jet	
4.2 Teoría de las bombas jet	
4.3 Diseño de instalaciones de bombeo hidráulico jet.	
4.4 Bombeo hidráulico jet en un pozo cuando - la relación gas-aceite es mayor que cero.	
APENDICE 2A,	
APENDICES 3A, 3B.	

C A P I T U L O 1

1.- EXPLOTACION DE POZOS FLUYENTES

COMPORTAMIENTO DE FLUJOS

Con el fin de analizar el comportamiento completo del flujo de un pozo, desde la formación hasta la superficie, es necesario definir tres distintas etapas de flujo: (1)

- 1.- Comportamiento de entrada de fluidos al pozo o comportamiento de afluencia al pozo.
- 2.- Comportamiento del flujo vertical.
- 3.- Comportamiento del flujo a través de un estrangulador.

En la Fig. 1.1 se ilustra el comportamiento de un pozo -- fluyente.

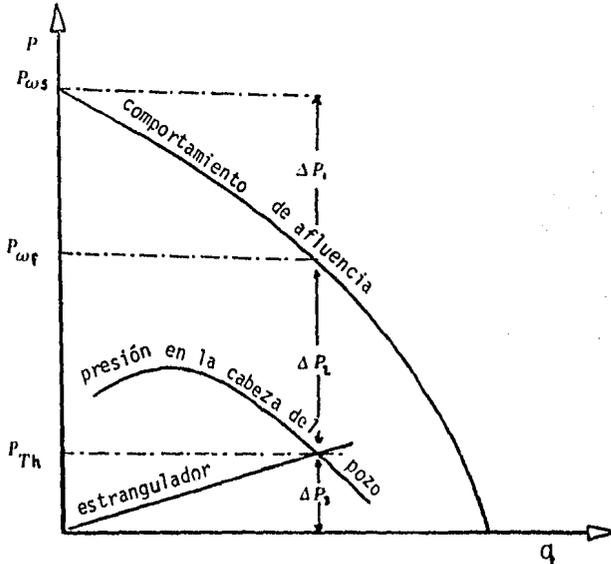


Fig. 1.1. DIAGRAMA PRESION - GASTO

I.1 COMPORTAMIENTO DE AFLUENCIA AL POZO.

La presión de fondo de un pozo en producción se conoce con el nombre de "presión de fondo fluyendo" (P_{wf}) y a la diferencia - entre la "presión de fondo estática (P_{ws}) y P_{wf} se le llama "abatimiento de presión":

$$\Delta p = P_{ws} - P_{wf} = \text{abatimiento} \quad (1.1)$$

El índice de productividad (IP o J) de un pozo, es el gasto de producción de líquidos por unidad de abatimiento de presión:

$$J = \frac{q}{P_{ws} - P_{wf}}, \quad (\text{bl/día/lb/pg}^2) \quad (1.2)$$

siendo q la producción bruta del pozo (aceite y agua):

$$q = q_o + q_w$$

cuando el índice de productividad está relacionado al espesor neto de la formación productora, se denomina: "índice de productividad específico":

$$J_s = \frac{J}{h} = \frac{q}{h(P_{ws} - P_{wf})}, (\text{bl/día/lb/pg}^2/\text{pie}) \quad (1.3)$$

Para un flujo radial a partir de un yacimiento horizontal homogéneo, fase líquida y pequeña compresibilidad:

$$J = \frac{q_o + q_w}{(P_{ws} - P_{wf})} = \frac{7.08 h}{\ln(r_e/r_w)} \cdot \frac{K_o}{B_o \mu_o} + \frac{K_w}{B_w \mu_w}, (\text{bl/día/lb/pg}^2) \quad (1.4)$$

$$J_s = \frac{7.08}{\ln(r_e/r_w)} \cdot \frac{K_o}{B_o \mu_o} + \frac{K_w}{B_w \mu_w}, (\text{bl/día/lb/pg}^2) \quad (1.5)$$

donde:

B_o = Factor de volumen del aceite, bl a cond.yac./bl a cond. estándar.

h = Espesor neto productor, pies

k_o = Permeabilidad efectiva al aceite, darcy

r_e = Radio de drene del pozo, pie

r_w = Radio del pozo, pie

μ_o = Viscosidad del aceite, cp

La ecuación (1.2) puede escribirse en tal forma que represente una línea recta:

$$P_{wf} = P_{ws} - \frac{q}{J} \quad (1.6)$$

donde J se considera constante, independiente de la producción y P_{ws} también se considera constante en una etapa particular de la vida del pozo.

Cuando:

$$q = 0 \quad \text{---} \quad P_{wf} = P_{ws}$$

$$P_{wf} = 0 \quad \text{---} \quad q = J P_{ws}$$

Lo anterior puede observarse en la Fig. 1.2, de donde:

$$\tan \theta = \frac{\overline{OB}}{\overline{OA}} = \frac{J P_{ws}}{P_{ws}} = J \quad (1.7)$$

El valor de q en el punto B se llama "potencial del pozo"; q' = JP_{ws}, es el gasto máximo que la formación puede aportar al pozo y ocurre cuando P_{wf} = 0.

Cuando la presión de fondo fluyendo es menor que la presión de saturación (P_b), el índice de productividad no se comporta como una línea recta, Fig. 1.3, y entonces, para un gasto determinado:

$$J = \tan \theta = \frac{-dq}{dP_{wf}} = IPR \quad (1.8)$$

Según la ecuación (1.8) el índice de productividad disminuye cuando aumenta el gasto. Gilbert (2) lo llamó "comportamiento de afluencia del pozo" (IPR), para diferenciarlo del índice de productividad constante (J, comportamiento lineal).

Antes de efectuar algún cambio en las condiciones de operación de un pozo, es importante conocer su índice de productividad.

1.1.1 EFECTO DEL ABATIMIENTO DE PRESION SOBRE LA RELACION GAS/- /-ACEITE (R).

Considerando:

- Una zona productora.
- Permeabilidad constante
- No se produce agua

La mayor parte del abatimiento de presión (caída de presión) en una formación productora ocurre en la vecindad del pozo, Fig. 1.4.

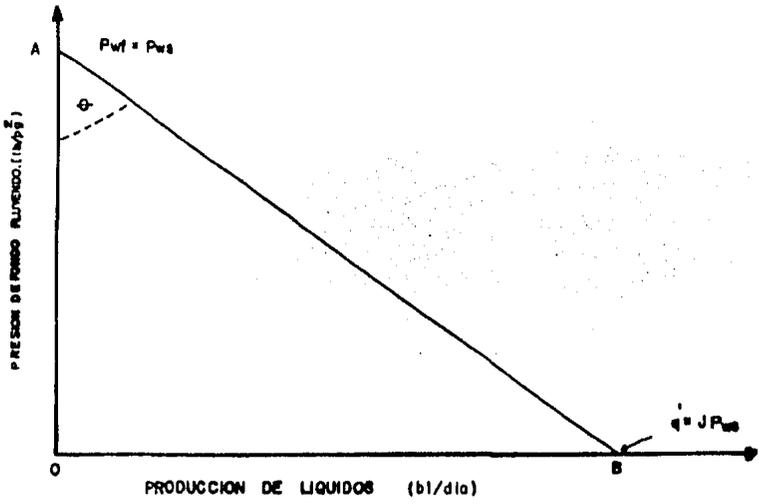


FIG. 1.2 INDICE DE PRODUCTIVIDAD CONSTANTE

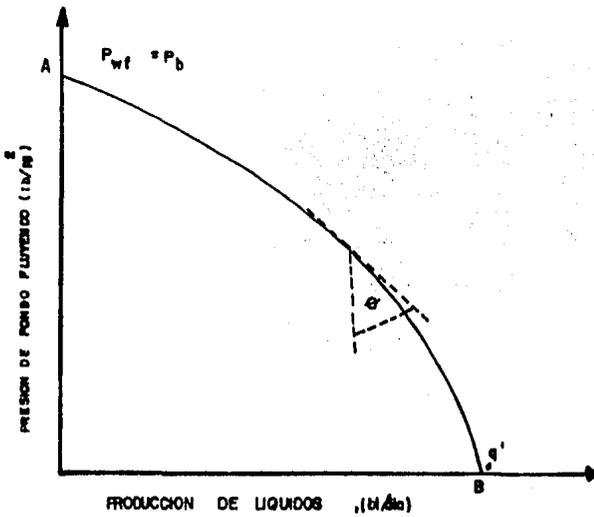


FIG.1.3 CURVA DE IPR, COMPORTAMIENTO DE AFLUENCIA DEL POZO.

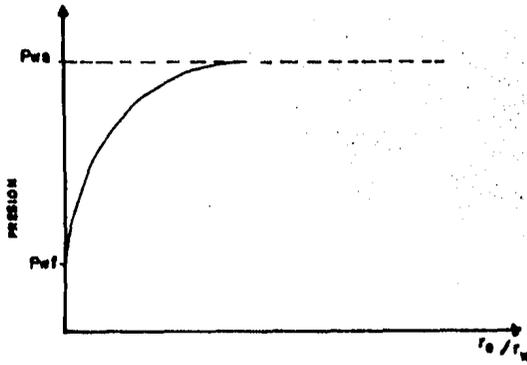


FIG. 1.4 CAIDA DE PRESION EN LA VECINDAD DEL POZO.

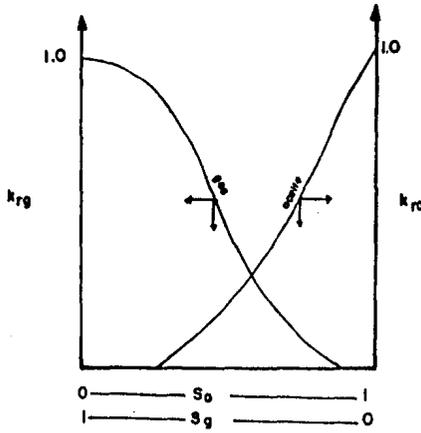


FIG. 1.5 CURVAS DE PERMEABILIDAD RELATIVA EN UN SISTEMA GAS-ACEITE

Suponiendo que P_{wf} es menor que P_b , cuando el aceite de una formación productora se mueve hacia el pozo, la caída de presión aumenta a medida que se acerca a éste, originándose la liberación del gas disuelto en el aceite. Al aumentar la saturación de gas libre en la vecindad del pozo, aumenta la permeabilidad relativa a gas (K_{rg}) y disminuye la permeabilidad relativa al aceite (K_{ro}); Fig. 1.5. Si se aumenta el gasto, la caída de presión es mayor, el efecto anterior se acentúa y se reduce el índice de productividad (el cual depende de la permeabilidad efectiva al aceite, K_o) y se incrementa la R (la cual depende de la permeabilidad efectiva al gas, K_g).

Por lo anterior, se concluye que si varía el gasto, cuando $P_{wf} < P_b$, varía el índice de productividad (IPR), como se aprecia en la Fig. 1.3.

1.1.2. VARIACION DEL INDICE DE PRODUCTIVIDAD CON LA PRODUCCION ACUMULADA.

En un yacimiento con gas en solución (bajosaturado) al aumentar la producción, disminuye la presión. Si la presión de la formación es mayor que la presión de saturación, J se mantendrá constante; pero cuando la presión de saturación sea menor que la presión de la formación la permeabilidad al gas aumenta el índice de productividad disminuye, Fig. 1.6.

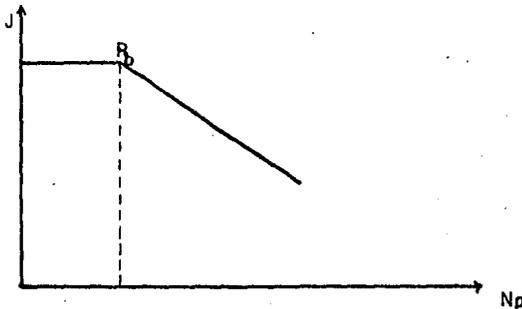


FIG. 1.6. VARIACION DE J CON LA PRODUCCION ACUMULADA.

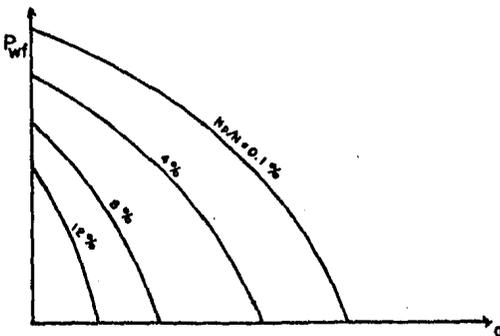


FIG. 1.7. CURVAS DE IPR PARA UN YACIMIENTO CON GAS DISUELTO

Vogel (3) graficó la producción contra la presión de fondo fluyendo como una función de la producción acumulada y observó la variación del IPR, obteniendo una curva para cada etapa en la vida productiva de un yacimiento productor abajo de la P_b , Fig. 1.7

Vogel también graficó los mismos datos (P_{wf} contra q) para distintas viscosidades y diferentes (R) y observó que las curvas de IPR tenían un comportamiento similar. Posteriormente adimensionó estas curvas y obtuvo una curva de referencia, Fig. 1.8, con la cual se puede construir la curva de IPR para un pozo determinado, partiendo de una prueba de producción y un registro de presiones de fondo.

La ecuación de la curva de Vogel es:

$$\frac{q_0}{q_0 \text{ máx.}} = 1 - 0.2 \left(\frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) - 0.8 \left(\frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right)^2 \quad (1.9)$$

donde:

q_0 = producción del pozo en bl/día

P_{wf} = presión de fondo fluyendo en lb/pg²

P_{ws} = presión estática en lb/pg²

$q_0 \text{ máx.}$ = producción máxima cuando $P_{wf} = 0$

Ejemplo 1:

De la prueba de un pozo se obtuvieron los datos siguientes:

$$P_{ws} = 3000 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{wf} = 2200 \text{ lb/pg}^2$$

$$q_0 = 200 \text{ bl/día}$$

Determinar:

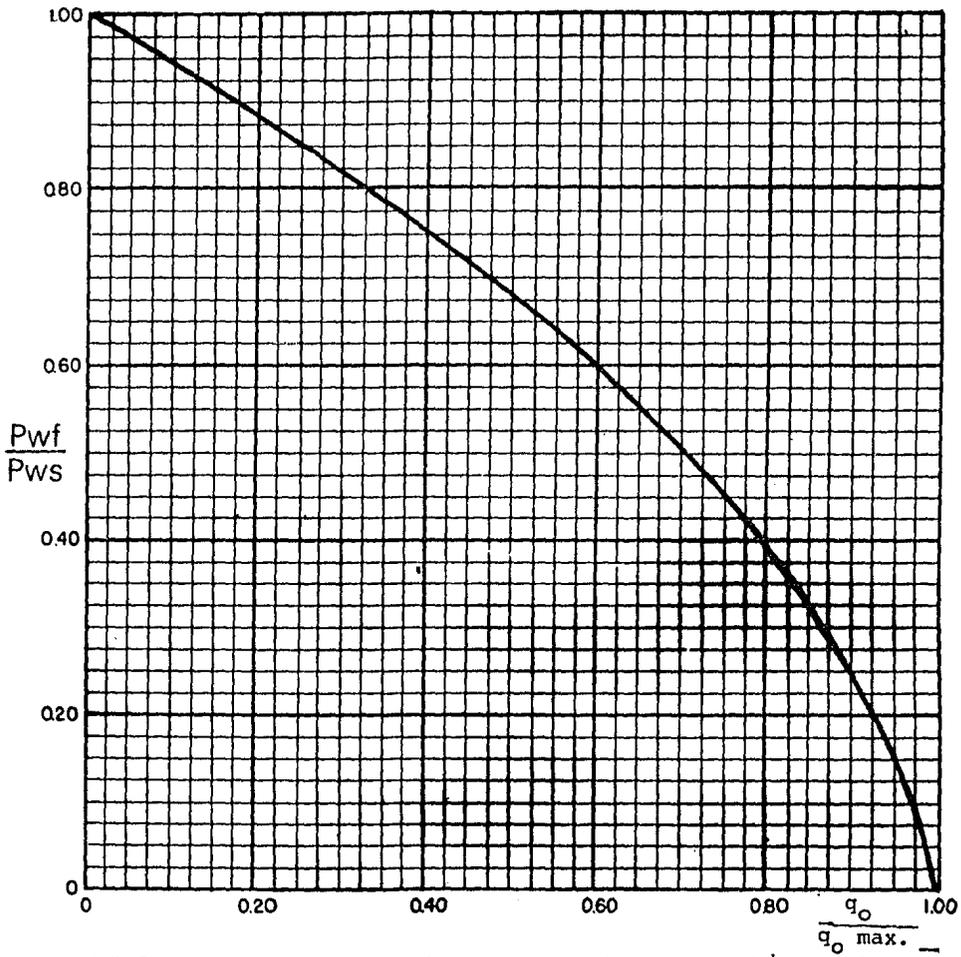
1.- $q_0 \text{ máx.}$

2.- q_0 para $P_{wf} = 1500 \text{ lb/pg}^2$

Solución:

1).- $\frac{P_{wf}}{P_{ws}} = \frac{2200}{3000} = 0.73$

con este valor, en la Fig. 1.8 se obtiene:



1.8 Comportamiento de afluencia al pozo de un yacimiento con empuje por gas disuelto (Vogel).

$$\frac{q_0}{q_0 \text{ máx.}} = 0.435$$

$$q_0 \text{ máx.} = \frac{q_0}{0.435} = \frac{200}{0.435} = 460 \text{ bl/día}$$

2).- q_0 cuando $P_{wf} = 1500 \text{ lb/pg}^2$

$$\frac{P_{wf}}{P_{ws}} = \frac{1500}{3000} = 0.5$$

de la Fig. 1.8, se obtiene:

$$\frac{q_0}{q_0 \text{ máx.}} = 0.7$$

$0.7 q_0 \text{ máx.} = q_0 = 0.7 \times 460 = 322 \text{ bl/día}$; $q_0 = 322 \text{ bl/día}$

Ejemplo 2.

Trazar la curva de IPR para el pozo del ejemplo anterior. (Fig. 1.9)

Solución:

Se suponen valores de P_{wf} y con el auxilio de la curva de Vogel (Fig. 1.8) se obtienen las producciones correspondientes, indicadas en la tabla siguiente:

$P_{wf} (\text{lb/pg}^2)$	3000	2500	2000	1500	1000	500	0
$q_0 (\text{bl/día})$	0	127	235	322	389	435	460

1.1.3 CURVAS DE STANDING

En su trabajo, Vogel no toma en cuenta que los pozos pudieran estar dañados, es decir, que él considera una eficiencia de flujo de 1.0. Standing (4) complementa este trabajo y desarrolla una gráfica con curvas de IPR para eficiencias de flujo diferentes de 1.0; considera pozos dañados y pozos estimulados, Fig. 1.11.

En la Fig. 1.10 se presenta la distribución de las presiones de fondo de un pozo dañado que produce con gas disuelto. El factor de eficiencia FE se define como:

$$FE = \frac{\text{Abatimiento de presión ideal}}{\text{Abatimiento de presión real}} = \frac{P_{ws} - P'_{wf}}{P_{ws} - P_{wf}}$$

P_{wf} (lb/pg ²)	3000	2500	2000	1500	1000	500	0
q_o (bl/dia)	0	127	235	322	389	435	460

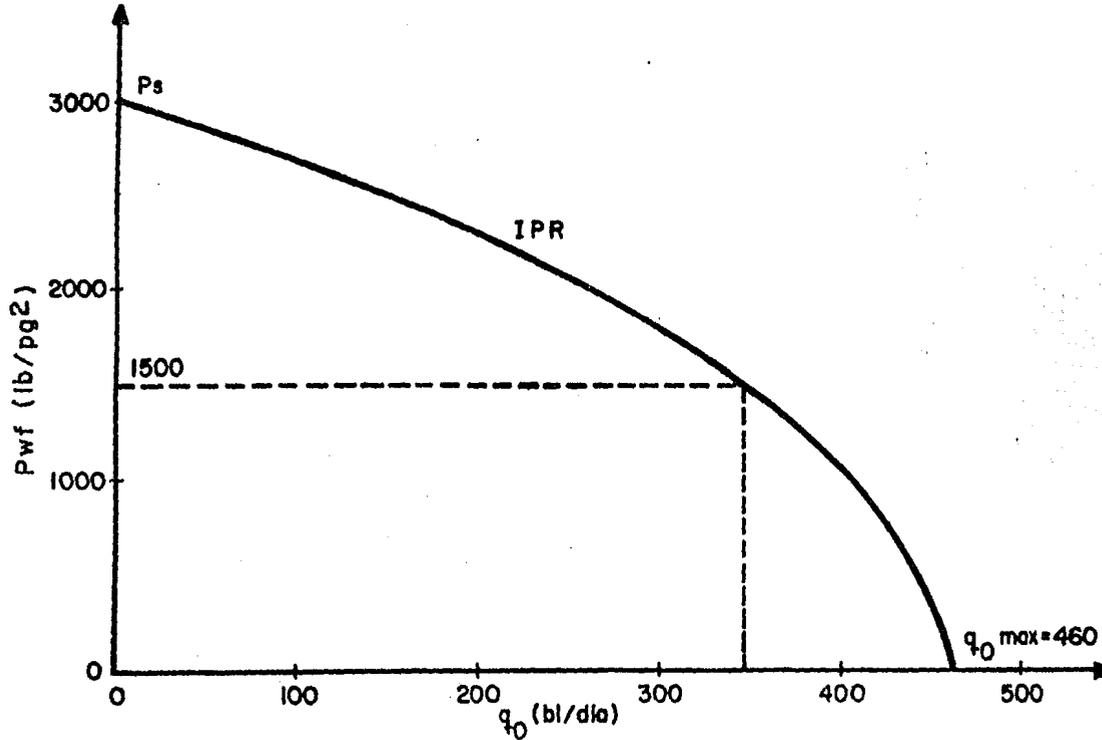


FIG. I-9 CURVA DE IPR DEL POZO DEL EJEMPLO 2.

donde: $P'_{wf} = P_{wf} + P_s$

Substituyendo:

$$FE = \frac{P_{ws} - P_{wf} - P_s}{P_{ws} - P_{wf}} \quad (1.10)$$

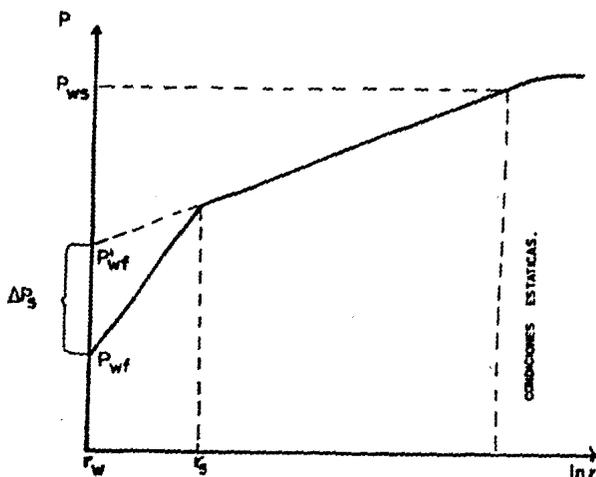


FIG. 1.10. PRESIONES DE FONDO EN UN POZO DAÑADO

Puede observarse en la Fig. 1.11 que en el eje de las abscisas se tienen valores de la relación de producción del pozo entre producción máxima sin daño; por tanto, el valor de q_0 máx. es para $FE=1.0$.

Ejemplo 3:

$$P_{ws} = 3000 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{wf} = 2130 \text{ lb/pg}^2$$

$$q_0 = 130 \text{ bl/día}$$

$$FE = 0.6$$

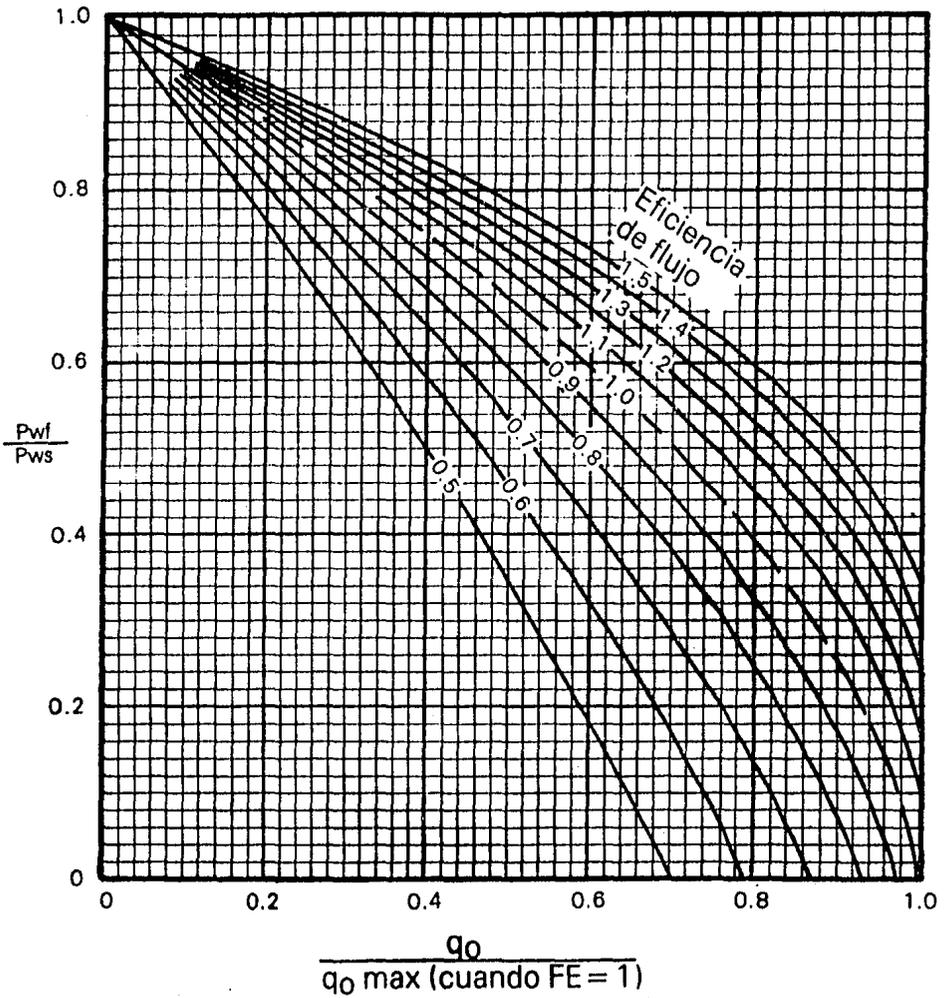


Fig. 1-11 Curvas de IPR para pozos dañados de un yacimiento con empuje de gas disuelto.

Determinar q_o máx.

Solución:

$$\frac{P_{wf}}{P_{ws}} = \frac{2130}{3000} = 0.71$$

con este valor, en la Fig. 1.11 se busca el valor de q_o/q_o máx. en la curva de FE = 0.6.

$$\frac{q_o \text{ FE} = 0.6}{q_o \text{ máx. FE} = 1.0} = 0.282$$

$$q_o \text{ máx. FE} = 1.0 = \frac{q_o}{0.282} = \frac{130}{0.282} = 461 \text{ bl/día}$$

A partir de la definición de FE se obtiene:

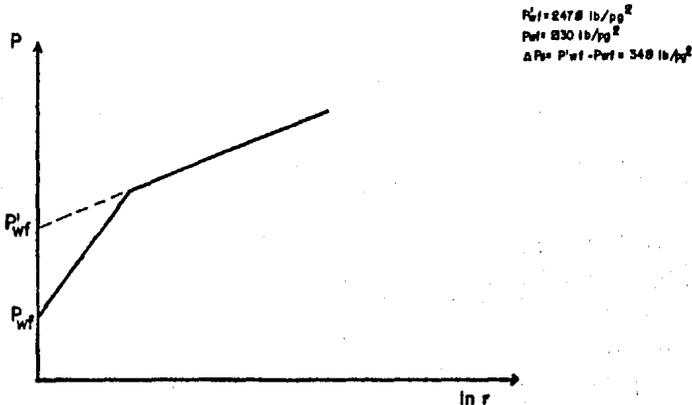


FIG. 1.12. PRESIONES DE FONDO DEL EJEMPLO 3.

1.2. COMPORTAMIENTO DEL FLUJO VERTICAL

En la Sección anterior se vió que para una presión de fondo fluyendo dada la formación aporta un gasto determinado. Ahora se estudiará si esta presión de fondo es suficiente para que la producción de la formación fluya a través de una tubería hasta la superficie o hasta una batería de separación.

El análisis del comportamiento del flujo vertical se puede hacer con el auxilio de las gráficas de gradientes de presión desarrolladas por Gilbert y por Kermit Brown.

Gilbert da una solución empírica al problema del flujo bifásico vertical. Efectuó mediciones de la caída de presión en tuberías de producción bajo distintas condiciones y obtuvo una familia de curvas, Fig. 1.13. Los parámetros que midió en un número grande de pozos fluyentes fueron:

- Presión en la cabeza del pozo, lb/pg^2
- Producción bruta de líquidos, $bl/día$
- Relación gas-líquido, pie^3/bl
- Diámetro de la tubería, pg
- Profundidad de la tubería, pie
- Presión de fondo fluyendo, lb/pg^2

Se considera que la presión de fondo fluyendo depende únicamente de las otras cinco variables.

En la Fig. 1.13 las curvas a, b, c y d corresponden a diferentes presiones en la cabeza del pozo (A, B, C y D). Cada una de estas curvas representa la distribución de presión a lo largo de la tubería de producción para un pozo con: un gasto, una relación gas-líquido y un diámetro de tubería determinados.

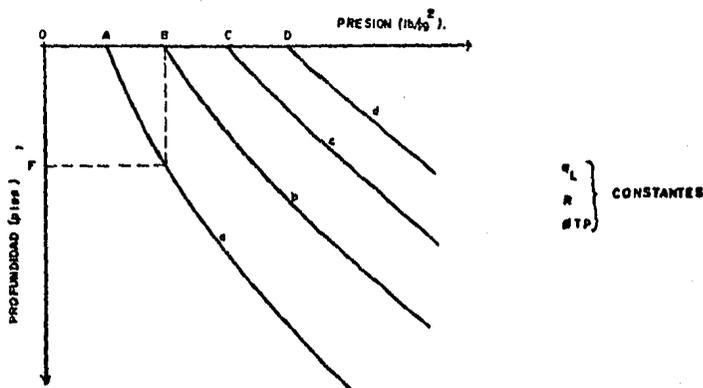


FIG. 1.13. CURVAS DE DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES EN UNA TUBERÍA VERTICAL

Del punto B de la curva, Gilbert trazó una vertical hasta intersectar la curva a y sobreponiendo éstas obtuvo que la curva - b coincidía con una sección de la curva a. Hizo lo mismo con las - otras curvas y concluyó que las curvas a,b,c y d son realmente partes de una misma curva, Fig. 1.14.

Las Figs. 1.17 a 1.23, constituyen gráficas con curvas de gradientes de presión.

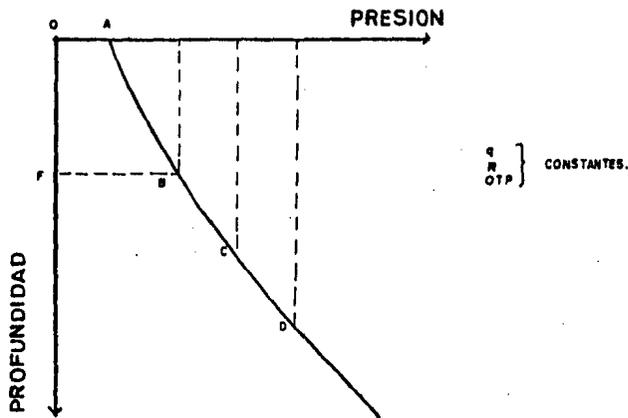


FIG. 1.14. CURVA DE DISTRIBUCION DE PRESION EN FLUJO BIFASICO.

Existen dos métodos (5) para utilizar las curvas de gra-
diente de presión en problemas de pozos fluyentes:

Primer Método.

Consiste en calcular la presión de fondo fluyendo (P_{wf}) pa
ra distintos gastos (q) considerando constante la presión en la --
cabeza del pozo (P_{th}).

Segundo Método

Se calcula la presión en la cabeza del pozo (P_{th}) para dis
tintos gastos (q) y sus correspondientes presiones de fondo fluyen
do (P_{wf}).

Ejemplo 4.

Calcular el gasto máximo que puede fluir por una tubería - de producción de 2" D.I. de un pozo del cual se tienen los siguientes datos:

Profundidad de la TP = 5000 pies

$$\begin{aligned}
 P_{ws} &= 2000 \text{ lb/pg}^2 \\
 q_o &= 350 \text{ bl/día} \\
 P_{wf} &= 1250 \text{ lb/pg}^2 \\
 P_{th} &= 120 \text{ lb/pg}^2 \\
 R &= 300 \text{ pie}^3/\text{bl}
 \end{aligned}$$

Solución.

Se traza la curva de IPR. Fig. 1.15, utilizando la curva de Vogel, Fig. 1.8.

$$\frac{P_{wf}}{P_{ws}} = \frac{1250}{2000} = 0.625$$

De la curva de Vogel:

$$\frac{q_o}{q_o \text{ máx.}} = 0.565$$

$$q_o \text{ máx.} = \frac{q_o}{0.565} = \frac{350}{0.565} = 620 \text{ bl/día}$$

	P_{wf} lb/pg ²	2000	1750	1500	1250	1000	750	500	250	0
IPR	q_o bl/día	0	130	248	350	434	505	558	601	620

Primer Método, Fig. 1.15.

Utilizando las curvas de gradiente de presión, Figs. 1.17-1.23 con gastos y diámetro de tubería conocidos, se determina la P_{wf} correspondiente para $P_{th}=120 \text{ lb/pg}$. El procedimiento se presenta en la Tabla 1.1.

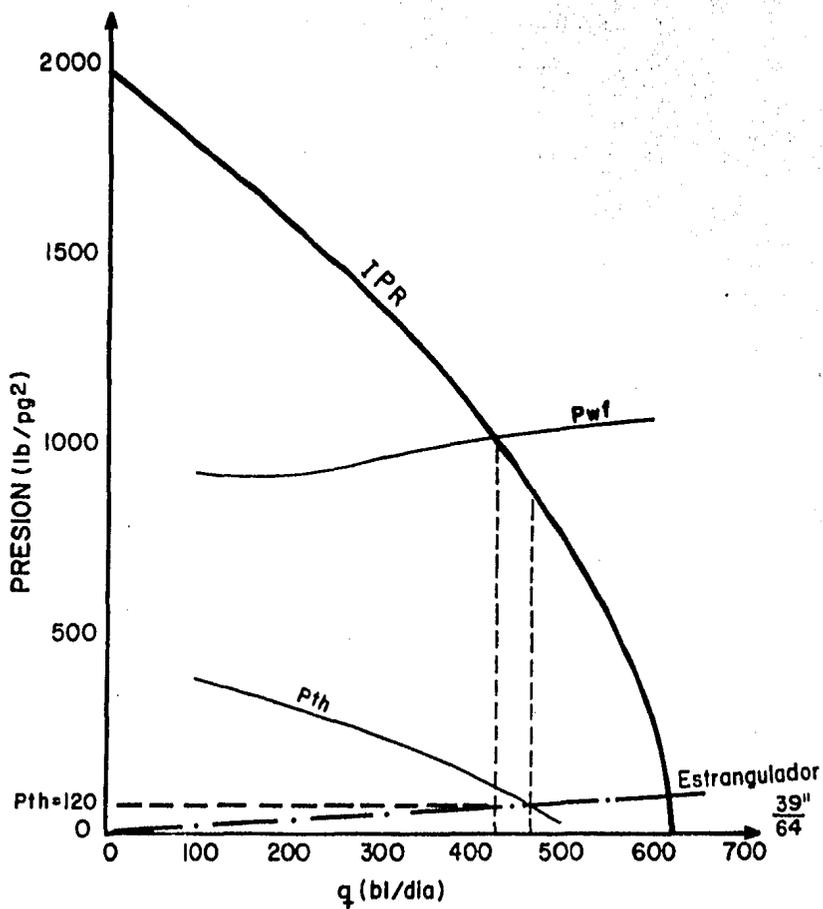


FIG. I.15 COMPORTAMIENTO DE FLUJO DEL EJEMPLO 4

T A B L A 1.1

q_0 (bl/día)	Prof. equivalente a P_{th} (pie)	Prof. equivalente a P_{wf} (pie)	P_{wf_2} (lb/pg ²)
100	1900	6900	935
200	1700	6700	930
300	1600	6600	980
400	1400	6400	1000
500	1250	6250	1020
600	1150	6150	1050
800	1000	6000	1140

Prof. equiv. a P_{wf} = Prof. equiv. a P_{th} + Prof. de la TP

La intersección de la curva de P_{wf} con la curva de IPR Fig. 1.15, determina el gasto máximo que puede fluir, hasta la superficie y la P_{wf} necesaria para vencer una contrapresión de 120 - lb/pg² en la boca del pozo.

Resultados:

$$q_0 = 430 \text{ bl/día}$$

$$P_{wf} = 1020 \text{ lb/pg}^2 \quad (\text{Ver Fig. 1.15})$$

Segundo Método, Fig. 1.15

Se calcula P_{th} para gastos que coincidan con las curvas de gradientes conocidas y las P_{wf} correspondientes a cada gasto obtenida de las curvas de IPR. Los pasos a seguir se observan en la Tabla 1.2.

T A B L A 1.2

q_0 (bl/día)	P_{wf} (lb/pg ²)	Prof. equivalente a P_{wf} (pie)	Prof. equivalente a P_{th} (pie)	P_{th} (lb/pg ²)
100	1800	9400	4400	400
200	1600	8700	3700	330
300	1370	7800	2800	250
400	1110	6750	1750	160
500	770	5300	300	25
600	--	--	--	--

* P_{wf} se obtiene de las curvas de IPR

** Prof. equiv. a P_{th} = Prof. equiv. a P_{wf} - Prof. de la TP.

Se grafican los datos de la Tabla 1.2 y se traza una horizontal desde $P_{th} = 120 \text{ lb/pg}^2$ Fig. 1.15. La intersección de la horizontal con la curva de P_{th} determina el gasto máximo que puede fluir hasta la superficie con una contrapresión de 120 lb/pg^2 .

$$q = 480 \text{ bl/día}$$

$$P_{wf} = 875 \text{ lb/pg}^2$$

1.3. COMPORTAMIENTO DEL FLUJO A TRAVÉS DE UN ESTRANGULADOR.

Cuando se selecciona un estrangulador en un pozo fluyente, se hace de tal modo que la presión después del estrangulador (en la línea de escurrimiento) no afecte la presión en la cabeza del pozo y como consecuencia su comportamiento; esto se logra bajo -- las condiciones de flujo supersónico, es decir, cuando la velocidad del fluido es mayor que la velocidad del sonido. Para lograr esta condición de flujo, se requiere que:

$$\frac{P_2}{P_1} \leq 0.5283 \quad (1.11)$$

donde:

P_1 = Presión antes del estrangulador (presión en la cabeza del pozo).

P_2 = Presión después del estrangulador (presión en la línea de escurrimiento).

El comportamiento del flujo a través de un estrangulador, cuando el flujo es supersónico, se determina con la siguiente ecuación:

$$P_{th} = \frac{C R^{1/2} q}{S^2} \quad (1.12)$$

donde:

P_{th} = Presión en la cabeza del pozo, lb/pg^2 (abs)

R = Relación gas-líquido, miles de pies³/bl

q = Producción bruta (aceite + agua), bl/día.

S = Diámetro del estrangulador, 1/64 de pg.

C = Constante que depende de las unidades que se usen - (600 para las establecidas).

Basado en el estudio de muchos pozos, Gilbert (2) obtuvo la fórmula empírica siguiente:

$$P_{th} = \frac{435 R^{0.546} q}{S^{1.89}} \quad (1.13)$$

en la cual P_{th} está dada en lb/pg^2 manométricas.

La ecuación de Gilbert puede expresarse en forma de línea recta que pasa por el origen.

$$P_{th} = Aq \quad (1.14)$$

donde:

$$A = \frac{435 R^{0.546}}{S^{1.89}} = \text{constante} \quad (1.15)$$

la cual se cumple sólo cuando se tiene flujo supersónico.

A medida que aumenta S , la pendiente de la recta se hace menor, Fig. 1.16.

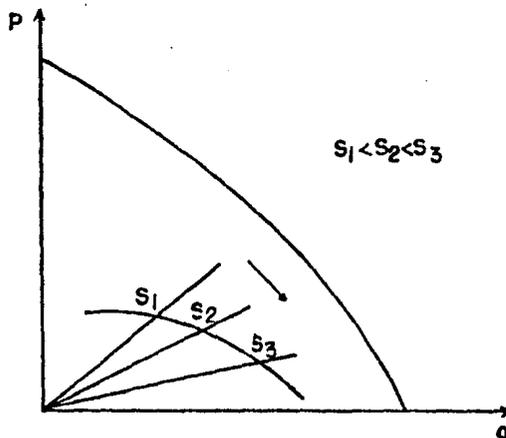


FIG. 1.16. VARIACION DE LA PENDIENTE DE LA LINEA RECTA CON EL DIÁMETRO DEL ESTRANGULADOR.

Ejemplo 5.

Determinar el diámetro del estrangulador que se requiere - para controlar la producción máxima calculada por el segundo método del Ejemplo 4.

$$q = 480 \text{ bl/día}$$

$$P_{th} = 120 \text{ lb/pg}^2$$

$$RGA = 300 \text{ pie}^3/\text{bl}$$

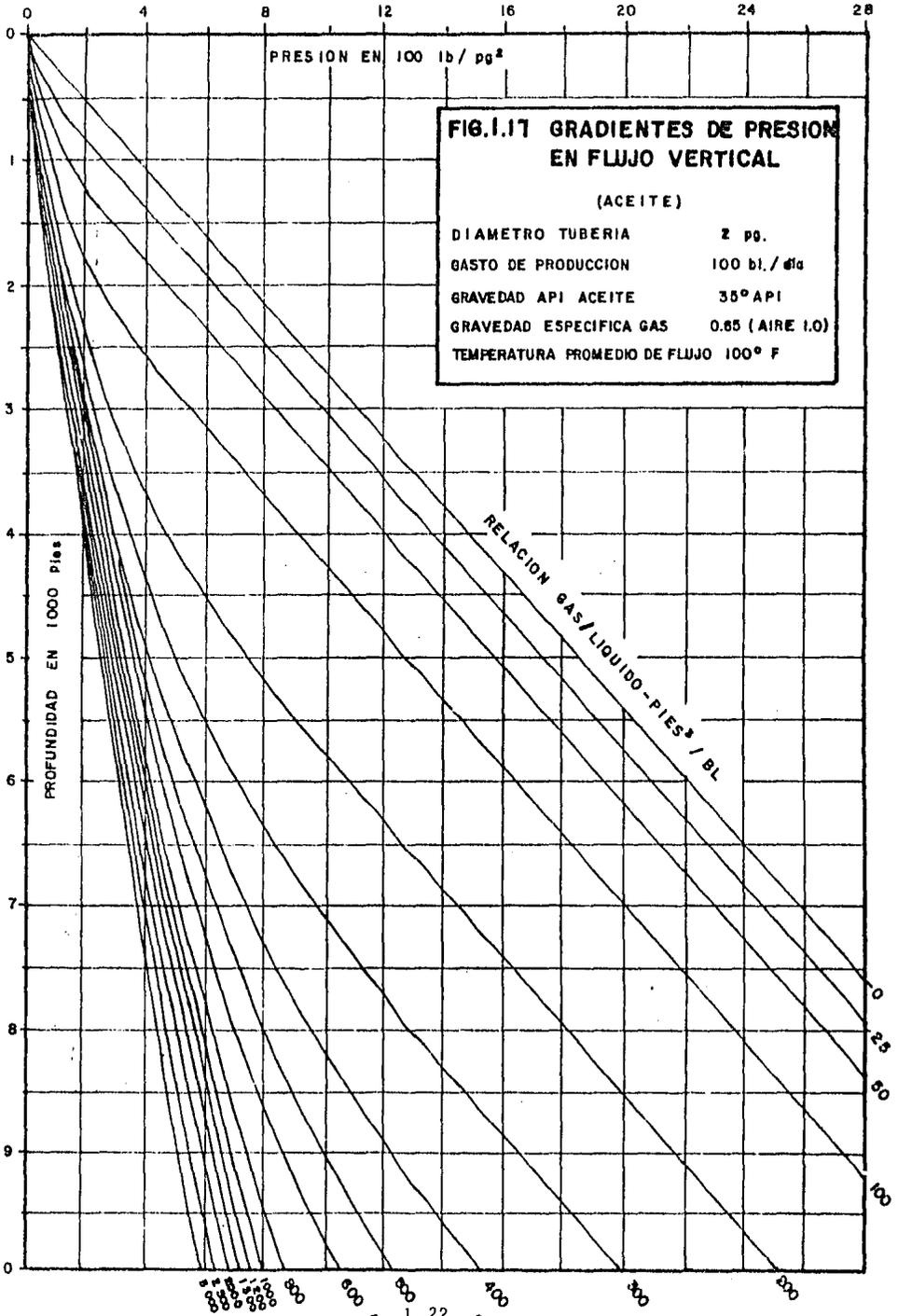
Solución:

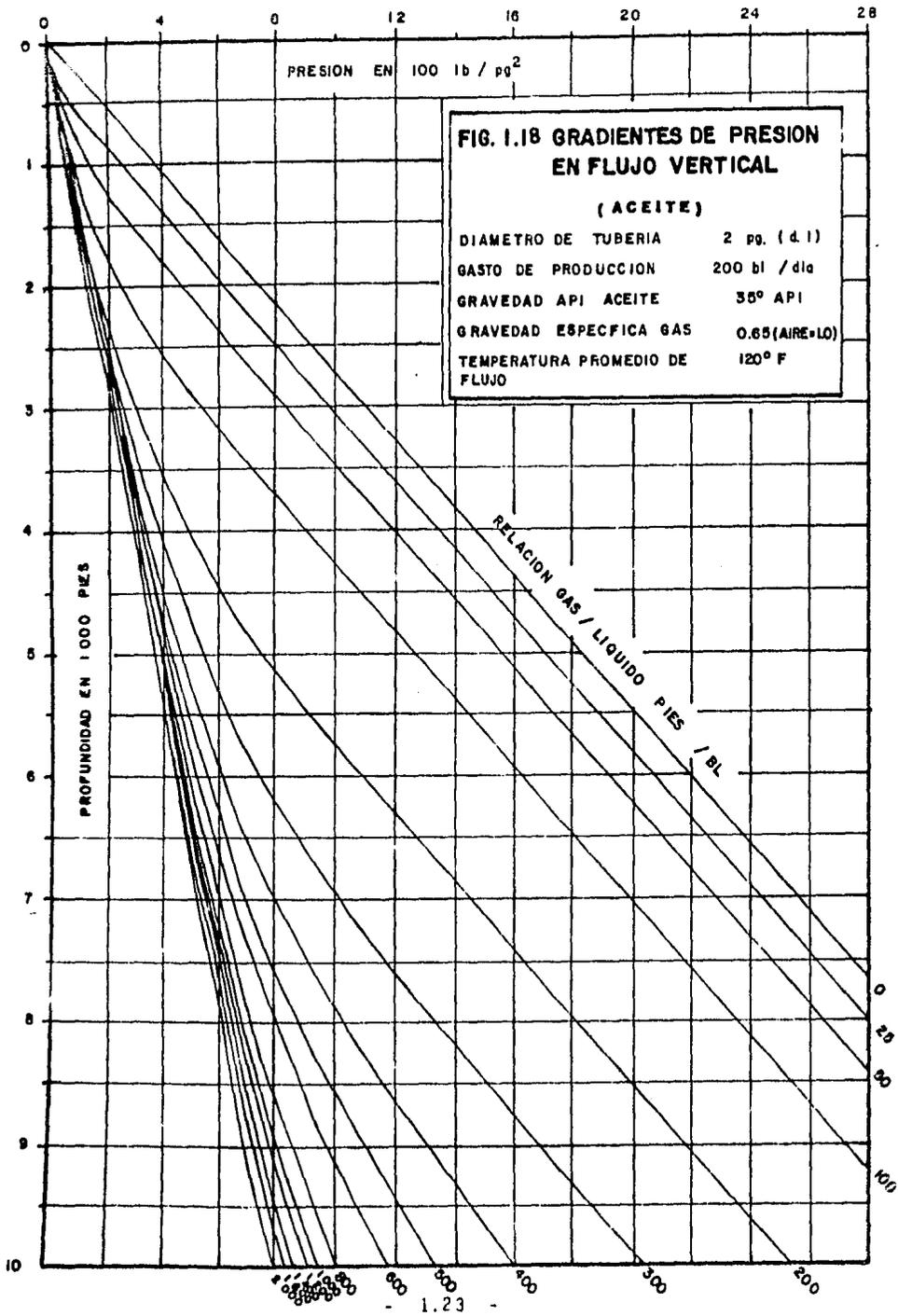
$$P_{th} = \frac{435 R^{0.546} q}{s^{1.89}}$$

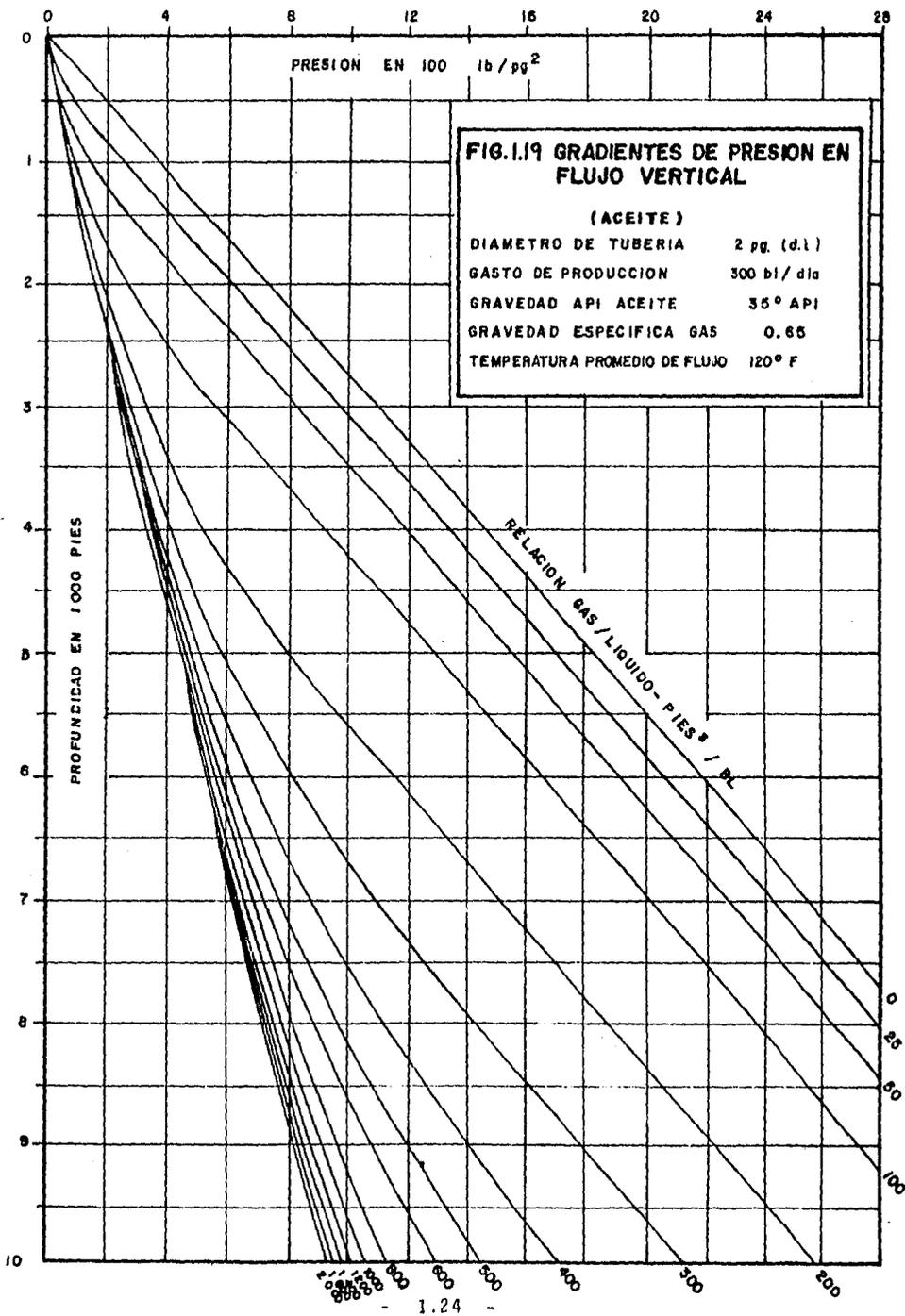
$$s = \left(\frac{435 R^{0.546} q}{P_{th}} \right)^{1/1.89}$$

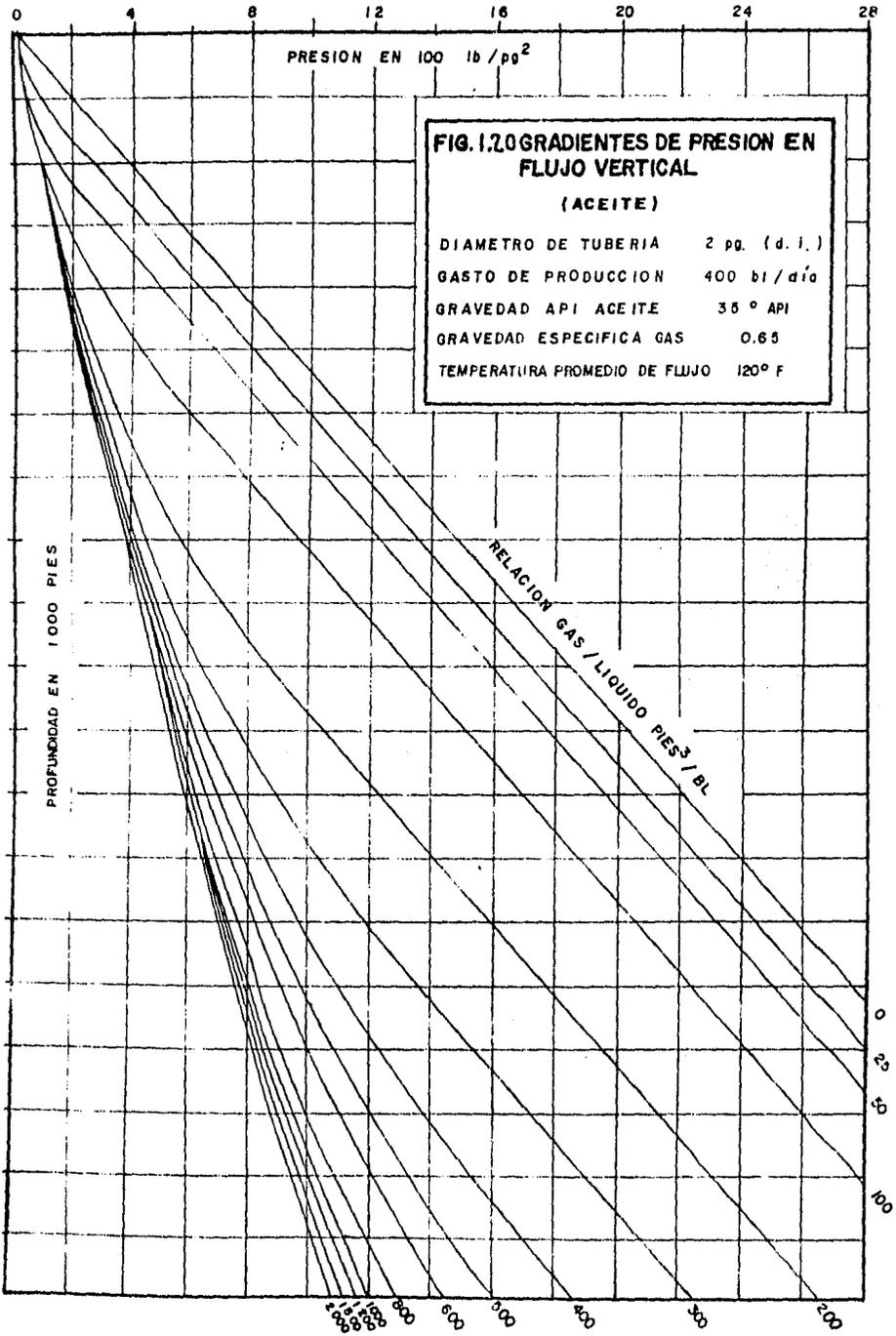
$$s = \left(\frac{435(0.3)^{0.546} (480)}{120} \right)^{1/1.89} = 38.8 \approx 39$$

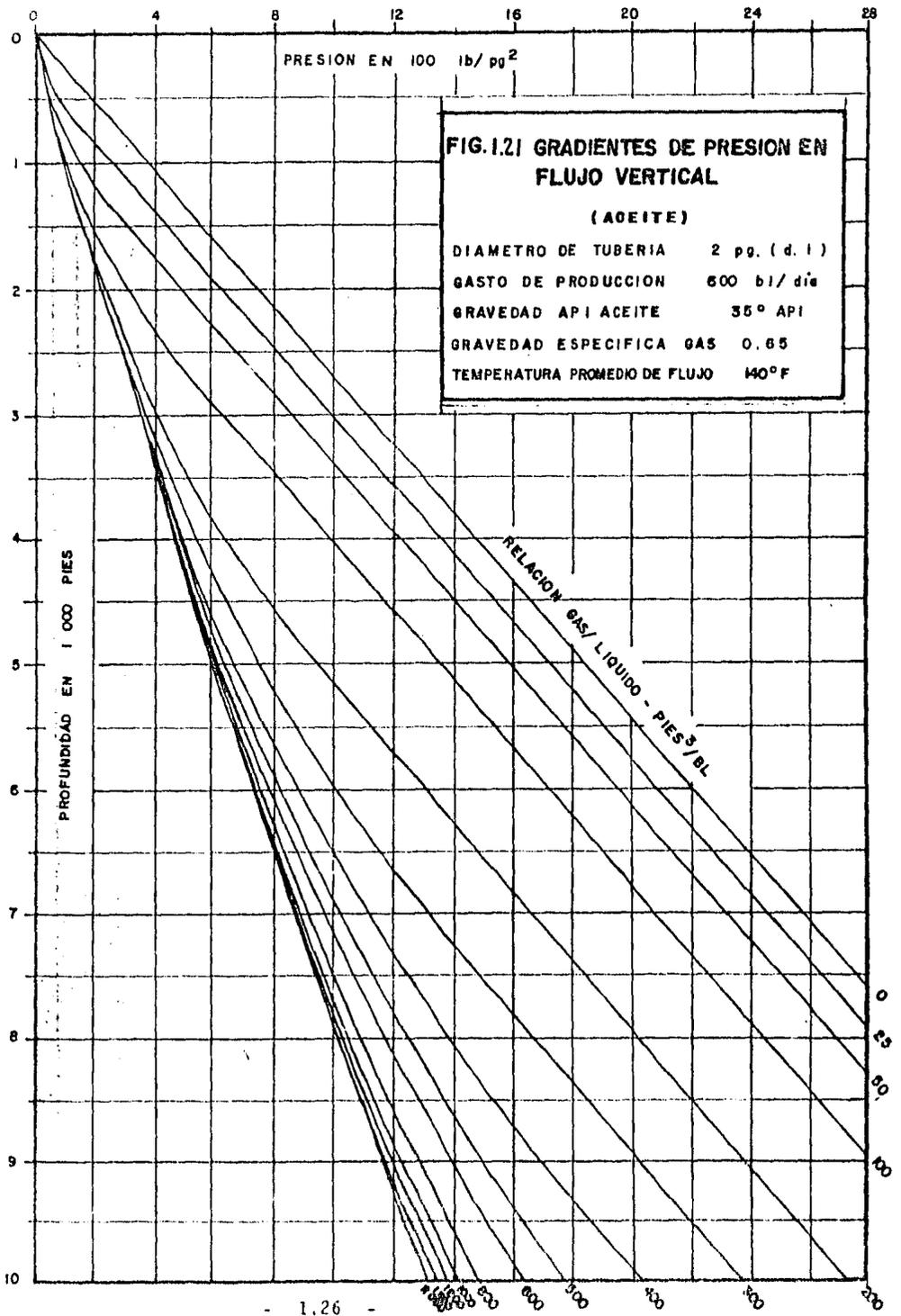
$$s = 39/64 \text{ pg}$$

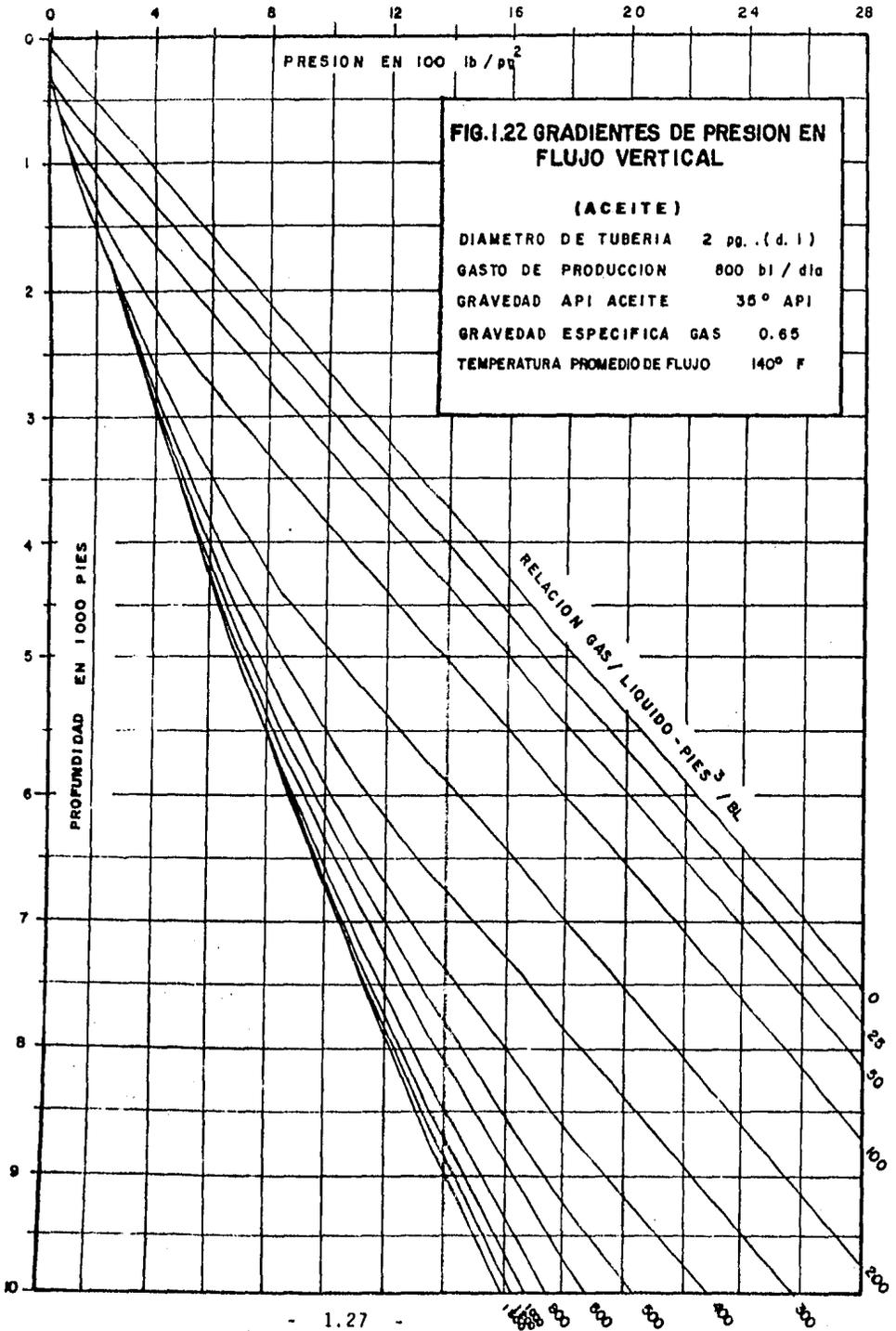


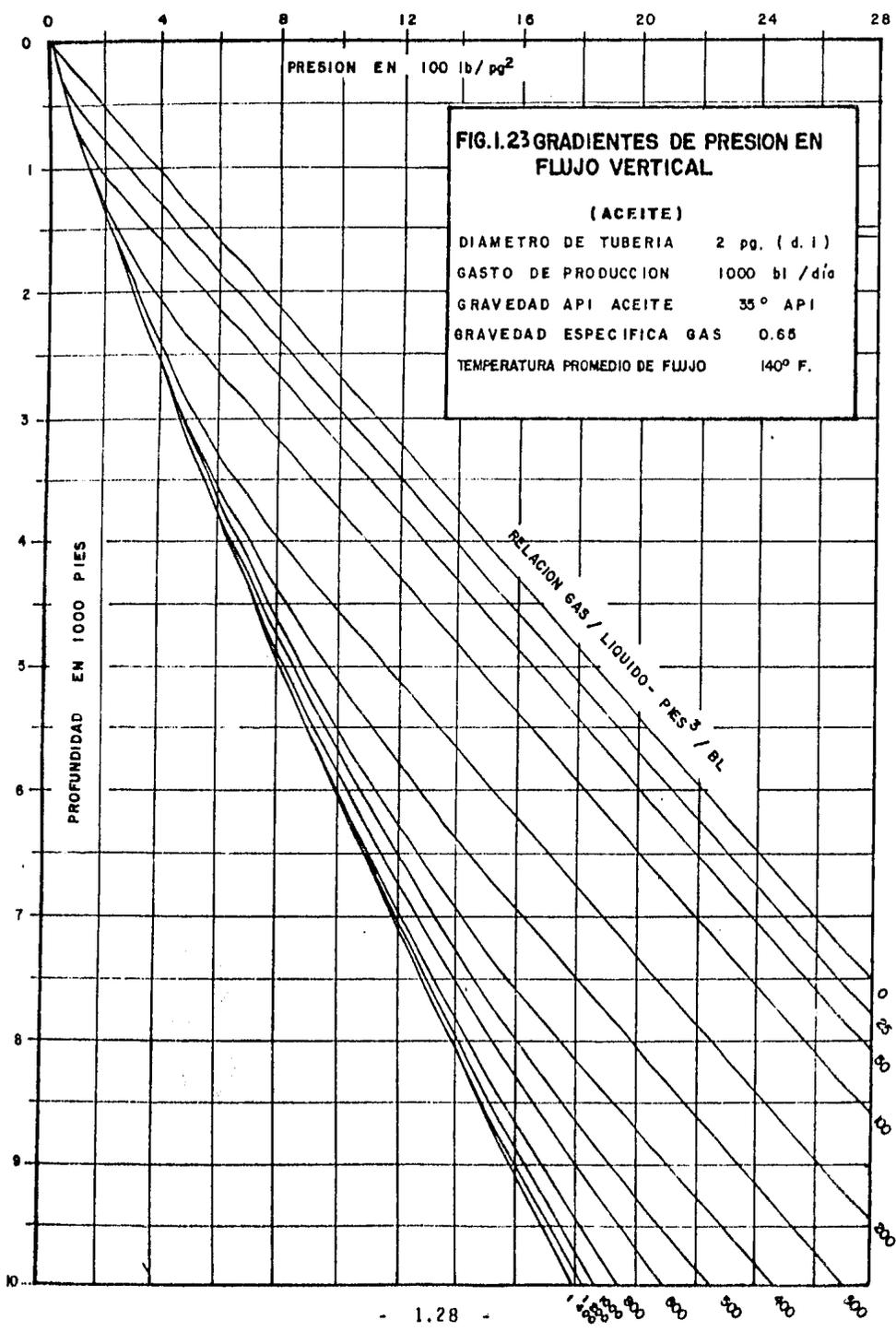












REFERENCIAS CAPITULO 1.

- 1.- Brown, K.E., et al.: The Technology of Artificial Lift - - - Methods", Penn Well Books, 1977, volumen 1.
- 2.- Gilbert, W.E., "Flowing and Gas Lift Well Performance", API Drilling and Production Practice, 1954.
- 3.- Vogel, J.V., "Inflow Performance Relationships for Solution - Gas Drive Wells", J.P.T., January, 1968.
- 4.- Standing, M.B., "Inflow Performance Relationship for Damaged Well Producing by Solution-Gas Drive", J.P.T., November, 1970.
- 5.- Nind, T.W.E.: "Principles of Oil Well Production". Mc Graw -- Hill, Inc. 1964.

EXPLORACION DE POZOS POR EL SISTEMA DE BOMBEO NEUMATICO

2.1. GENERALIDADES

El bombeo neumático es un medio de levantamiento de fluidos desde el fondo del pozo hasta la superficie, por la inyección de gas; a una presión relativamente alta (250 lb/pg² mínima), al espacio anular, el cual pasa a la tubería de producción a través de válvulas colocadas en uno o más puntos de inyección. Esto se lleva a cabo por uno de los dos métodos siguientes:

(1) Bombeo Neumático Continuo.

En este método se introduce un volumen continuo de gas a alta presión por el espacio anular a la tubería de producción para aerear o aligerar la columna de fluidos, hasta que la reducción de la presión de fondo permita una diferencial suficiente a través de la formación, causando que el pozo produzca al gasto deseado. Para realizar esto, se usa una válvula en el punto de inyección más profundo con la presión disponible del gas de inyección, junto con la válvula reguladora en la superficie. Este método se usa en pozos con alto índice de productividad (> 0.5 bl/día/lb/pg²) y presión de fondo fluyendo relativamente alta, (columna hidrostática del orden del 50% o más en relación a la profundidad del pozo).

En pozos de este tipo la producción de fluidos puede estar dentro de un rango de 200 a 20000 bl/día a través de tuberías de producción comunes. Si se explota por el espacio anular, es posible obtener aún más de 80000 bl/día. El diámetro interior de la TP rige la cantidad de flujo, siempre y cuando el índice de productividad del pozo, la presión de fondo fluyendo, el volumen y la presión del gas de inyección y las condiciones mecánicas sean las ideales.

(2) Bombeo Neumático Intermitente.

El bombeo neumático intermitente consiste en producir periódicamente determinado volumen de aceite impulsado por el gas que se inyecta a alta presión, el gas es inyectado en la superfi-

cie al espacio anular por medio de un regulador, un interruptor o por la combinación de ambos; este gas pasa posteriormente del espacio anular a la TP a través de una válvula que va insertada en la tubería de producción. Cuando la válvula abre, el fluido proveniente de la formación, que se ha estado acumulando dentro de la TP, es expulsado al exterior en forma de un tapón o bache de aceite a causa de la energía del gas. Sin embargo, debido al fenómeno de "resbalamiento" del líquido, que ocurre dentro de la tubería de producción, sólo una parte del volumen de aceite inicial se recupera en la superficie, mientras que el resto del aceite cae al fondo del pozo integrándose al bache de aceite en formación. Después de que la válvula cierra, transcurre un período de inactividad aparente, en el cual la formación productora continúa aportando fluido al pozo, hasta formar un determinado volumen de aceite con el que se inicia otro ciclo.

En el bombeo neumático intermitente el gas es inyectado a intervalos regulares, de tal manera que el ciclo es regulado para que coincida con la relación de fluidos que está produciendo la formación hacia el pozo.

El bombeo intermitente es usado en pozos con volumen de aceite, generalmente bajo o en pozos que tienen las siguientes características:

- a) Alto índice de productividad (>0.5 bl/día/lb/pg²) en pozos con baja presión de fondo, columna hidrostática del orden del 30% o menor en relación a la profundidad.
- b) Bajo índice de productividad (<0.5 bl/día/lb/pg²) en pozos con baja presión de fondo.

2.2. CARACTERÍSTICAS DE LAS VALVULAS DE BOMBEO NEUMÁTICO.

Al establecer el método de bombeo neumático (BN) se debe seleccionar el tipo de válvula subsuperficial, de acuerdo a las características propias del diseño de la instalación, ya que éstas pueden operar en forma continua o intermitente.

2.2.1. Nomenclatura de las Válvulas de Bombeo Neumático.

La nomenclatura comúnmente usada en el campo petrolero ha sido adoptada en este Capítulo, por ejemplo, la presión en la tubería de revestimiento (TR) se especifica como P_c y se refiere a la presión del gas en el espacio anular, y la presión en la tubería de producción (TP) como P_t y se refiere al flujo o a la presión estática del líquido en la misma. En estos apuntes se usa la terminología antes mencionada.

2.2.2. Mecanismo de las Válvulas Subsuperficiales de BN.

Los diversos fabricantes han categorizado a las válvulas de BN dependiendo de qué tan sensible es una válvula a una determinada presión actuando en la IP o en la TR. Generalmente son clasificadas por el efecto que la presión tiene sobre la apertura de la válvula, esta sensibilidad está determinada por la construcción del mecanismo que cierra o abre la entrada del gas.

Normalmente la presión a la que se expone una válvula la determina el área del asiento de dicha válvula. Los principales mecanismos de las válvulas para ambos casos, es decir, en la tubería de revestimiento y en la tubería de producción, son los mismos, y sólo la nomenclatura cambia.

Las válvulas de BN operan de acuerdo a ciertos principios básicos, que son similares a los reguladores de presión.

Las partes que componen una válvula de bombeo neumático -- son:

- (1) Cuerpo de la válvula
- (2) Elemento de carga (resorte, gas o una combinación de ambos)
- (3) Elemento de respuesta a una presión (fuelle de metal, pistón o diafragma de hule)
- (4) Elemento de transmisión (diafragma de hule o vástago de metal)
- (5) Elemento medidor (orificio o asiento)

La presión de carga (se utiliza resorte para un regulador de presión y gas para una válvula de BN), se muestran en las Figs. 2.1 a la 2.3, en las cuales se tiene actuando un elemento de respuesta de área grande (se usa diafragma para el regulador y fuelle para la válvula). Cuando el área del elemento de respuesta es grande, comparada con el asiento de la válvula, ésta es relativamente insensible a la presión en la tubería de producción, entonces, debido a esto el efecto de la columna de líquido en la TP para abrir la válvula es pequeño.

2.2.3. Clasificación de las Válvulas de Bombeo Neumático.

a) Válvulas balanceadas.

Una válvula de presión balanceada no está influenciada -- por la presión en la tubería de producción cuando está en la posición cerrada o en la posición abierta (Fig. 2.4). Se observa que la presión de la tubería de revestimiento actúa en el área del fuelle durante todo el tiempo. Esto significa que la válvula abre y cierra a la misma presión, (presión del domo). De acuerdo a esto la diferencia de presión entre la de cierre y la de apertura es cero.

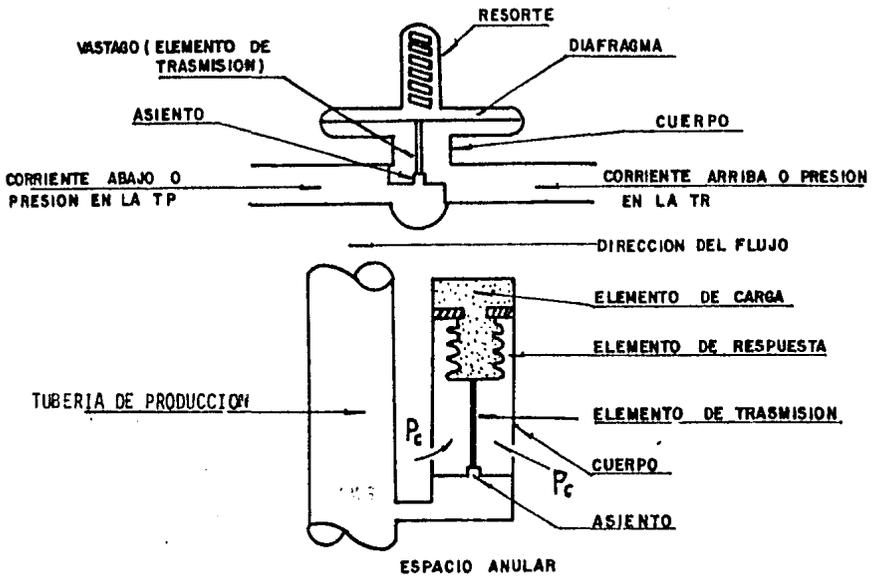


FIG.: 2.1 REGULADOR DE PRESION (ARRIBA) Y VALVULA DE BOMBEO NEUMATICO CON PRESION DE CARGA (ABAJO)

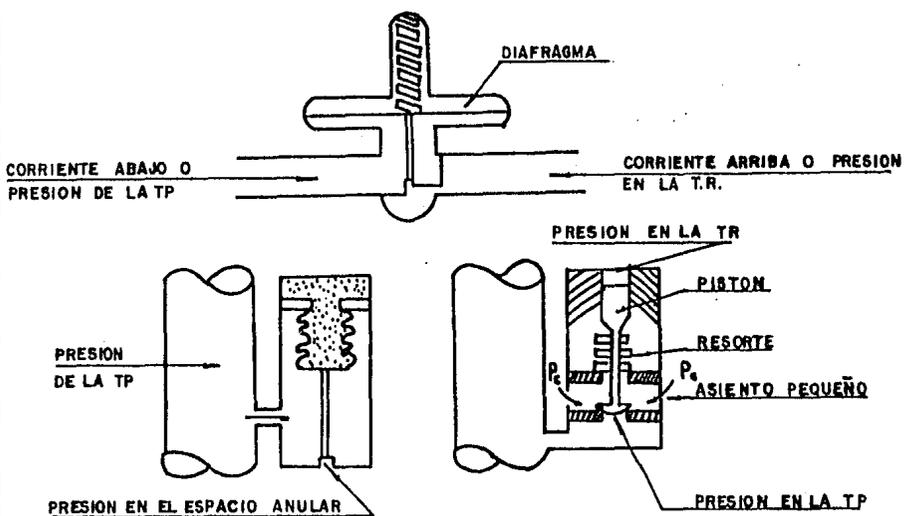


FIG.: 2.2 REGULADOR DE PRESION SENSIBLE A LA PRESION CORRIENTE ABAJO (ARRIBA), VALVULA OPERADA POR FLUIDO (ABAJO IZQ.)

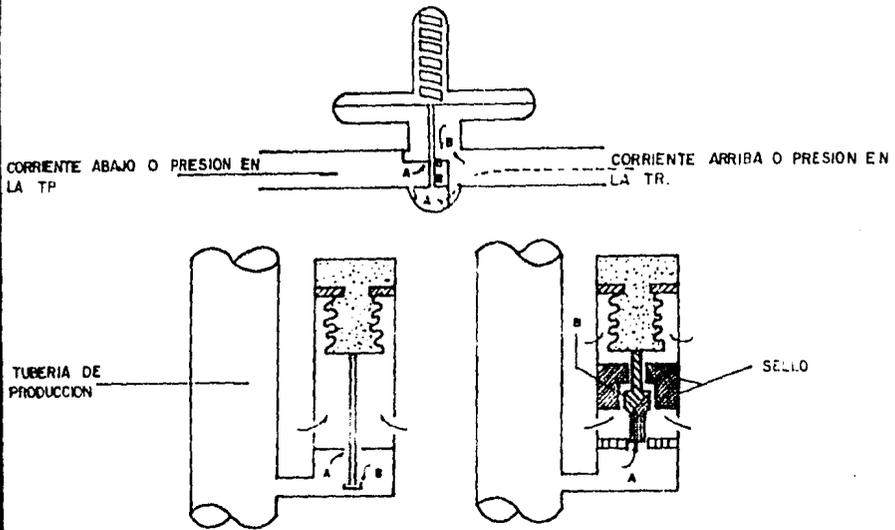


FIG.: 2.3 REGULADOR DE PRESION BALANCEADA (ARRIBA), VALVULAS DE BOMBEO NEUMATICO CON PRESION BALANCEADA EN LA TUBERIA DE PRODUCCION (ABAJO)

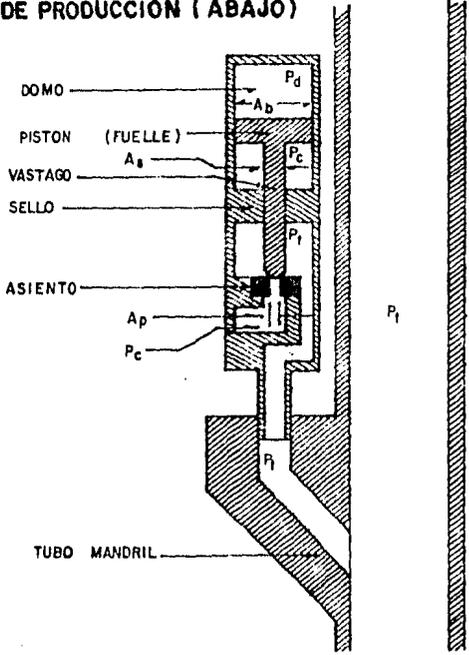


FIG.2.4 VALVULA BALANCEADA OPERANDO CON PRESION EN LA T R

La Fig. 2.5 muestra otra construcción diferente de una -- válvula de BN. El principal elemento de esta válvula es una manga flexible que sella el domo de la válvula. El domo es cargado con gas a una presión determinada. Esta manga elástica detiene el flujo de la inyección del gas cuando pasa a través de la válvula en el tiempo que se encuentra en la posición cerrada y se flexiona para permitir el paso del flujo de gas cuando la presión que está actuando sobre la manga excede la presión del domo.

b) Válvulas desbalanceadas.

Las válvulas de presión desbalanceadas son aquellas que -- tienen un rango de presión limitado por una presión superior de -- apertura y por una presión inferior de cierre, determinada por las condiciones de trabajo del pozo; es decir, las válvulas desbalanceadas se abren a una presión determinada y luego se cierran con una presión más baja.

Para este estudio se clasifican los tipos de válvulas que han tenido más aplicación; esta clasificación es la misma para -- las válvulas balanceadas, exceptuando a la válvula reguladora de presión. Los tipos de válvulas son las siguientes:

Válvula operada por presión del gas de inyección.

Generalmente se conoce como válvula de presión, esta válvula es del 50 al 100% sensible a la presión en la tubería de revestimiento en la posición cerrada y el 100% sensible en la posición de apertura. Se requiere un aumento de presión en el espacio anular para abrir y una reducción de presión en la TR para cerrar la válvula.

Válvula reguladora de presión.

Esta válvula también es llamada como válvula proporcional o válvula de flujo continuo. Las condiciones que imperan en ésta son las mismas a las de la válvula de presión en la posición cerrada. Es decir, una vez que la válvula está en la posición abierta es sensible a la presión en la TP, es lo que se requiere que se aumente la presión en el espacio anular para abrirla y una reducción de presión en la TP o en la TR para cerrar la válvula.

Válvula operada por fluidos de la formación.

La válvula operada por fluidos de la formación es 50 a -- 100% sensible a la presión en la TP en la posición cerrada y 100% sensible a la presión en la TP en la posición abierta. Esta válvula requiere un incremento en la presión de la tubería de producción para abrir y una reducción en la presión de la TP para lograr el cierre de la válvula.

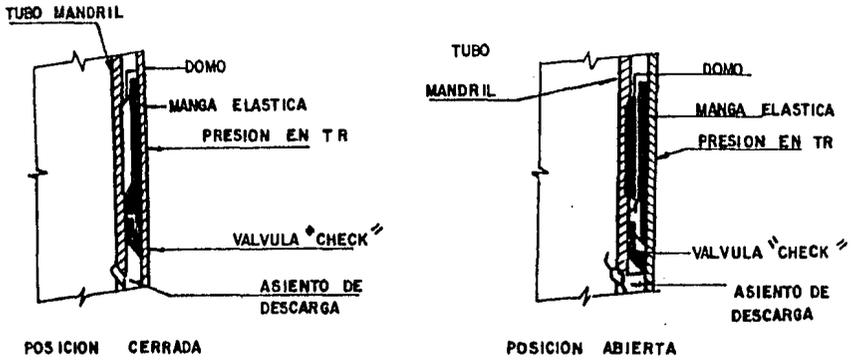


FIG. 2.5 VALVULA FLEXIBLE DE MANGA ELASTICA

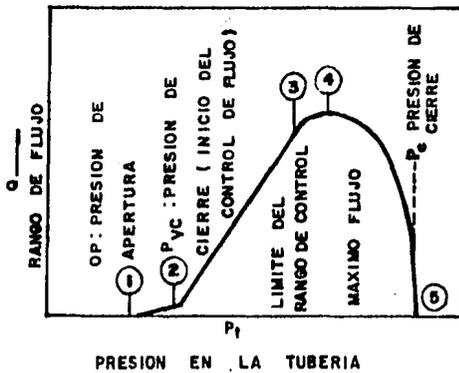


FIG.:2.6 CURVA DE RESPUESTA A LA TRAYECTORIA DEL GAS

Válvula combinada

También es llamada válvula de presión operada por fluidos y por presión del gas de inyección; en ésta se requiere un incremento en la presión del fluido para su apertura y una reducción de presión en el espacio anular o de la TP para cerrarla.

c) Válvulas para bombeo neumático continuo.

Una válvula usada para flujo continuo debe ser sensible a la presión en la TP cuando está en la posición de apertura, es decir, responderá proporcionalmente al incremento y decremento de la presión en la TP. Cuando la presión decrezca la válvula debe empezar a regular el cierre, para disminuir el paso de gas. Cuando la presión en la tubería de producción se incrementa, la válvula debe regular la apertura en la cual se incrementa, el flujo de gas a través de la misma. Estas respuestas de la válvula mantienen estabilizada la presión en la TP o tienden a mantener una presión constante. La Fig. 2.6 muestra la respuesta a la inyección del gas de una válvula de BN para flujo continuo. Estas mismas características pueden ser determinadas en el caso de que se tuviera un regulador de presión o una válvula operada por fluidos.

d) Válvula para bombeo neumático intermitente.

Una instalación de bombeo intermitente puede llevarse a cabo con cualquier tipo de válvula de BN, sólo que debe ser diseñada apropiadamente, de acuerdo a las características o condiciones de trabajo del pozo. Básicamente se tienen dos tipos de bombeo intermitente: uno es el de punto único de inyección y el otro tipo de bombeo es el de punto múltiple de inyección. En el punto único de inyección, todo el gas necesario para subir el bache de aceite a la superficie se inyecta a través de la válvula operante (Fig. 2.7). La Fig. 2.8 muestra la secuencia de pasos para el punto múltiple de inyección. La operación de la válvula enseña en cada esquema la expansión del gas elevando consigo el bache de aceite a una válvula posterior localizada inmediatamente arriba. En este tipo abre la válvula que se encuentra debajo del bache de aceite y que se comporta como una válvula de operación.

Todas las válvulas que se tienen en la sarta de producción no necesitan estar abiertas en el tiempo que se aplica este tipo de bombeo. El número de válvulas abiertas va a depender del tipo de válvula usada, del diseño de BN, y en sí de toda la configuración del bombeo neumático. Cualquiera de las válvulas vistas anteriormente pueden ser usadas en este tipo de bombeo, pero diseñadas correctamente.

2.2.4. Presión, Área y Relación de Fuerzas.

La presión es una fuerza por unidad de área. Esta es --

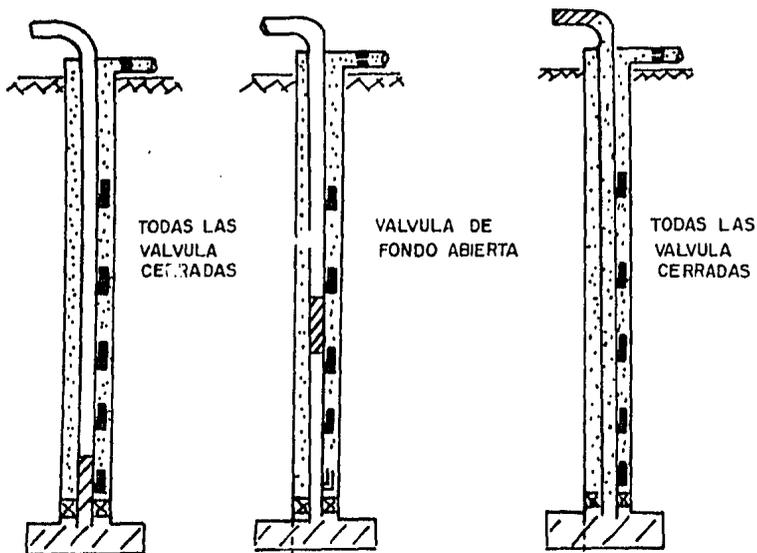


FIG. 2.7 PUNTO UNICO DE INYECCION (BOMBEO INTERMITENTE)

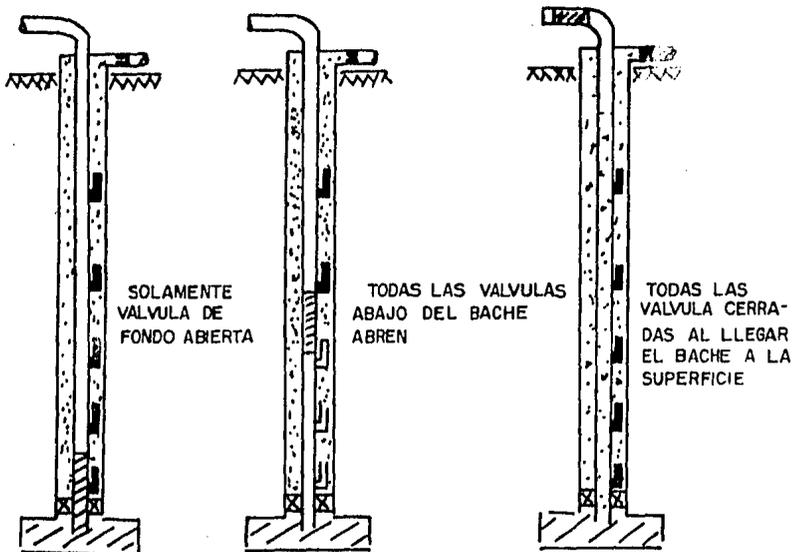


FIG. 2.8 PUNTO MULTIPLE DE INYECCION

igual a la fuerza actuando perpendicularmente a una superficie entre el área sobre la cual actúa la fuerza.

$$\text{Presión (lb/pg}^2\text{)} = \frac{F(\text{fuerza, lbf})}{A(\text{área, pg}^2)} \quad (2.1)$$

La presión y el área son conocidas, la fuerza puede ser calculada multiplicando la presión por el área.

$$F = PA \quad (2.2)$$

La Fig. 2.9 muestra un regulador de presión y su nomenclatura para cada parte de la válvula. Esta nomenclatura es la misma para una válvula de BN. El resorte proporciona una fuerza hacia abajo que mantiene la válvula (esfera) en su asiento. El diafragma actúa como un elemento de respuesta del área para una presión corriente arriba que se ejerce en él. Esta presión corriente arriba es resultado de una fuerza hacia arriba igual a $P_d A_b$ que tiende a expulsar a la válvula (esfera) de su asiento. El área del asiento sirve como el área para el acceso del gas y como un elemento de área para una presión corriente abajo que ejerce sobre el asiento. La presión corriente abajo puede resultar también de una fuerza corriente arriba ($P_d A_b$) que tiende a quitar la válvula (esfera) de su asiento.

Si de alguna forma el área del diafragma es tan grande como el área del asiento, cada cambio de presión corriente arriba -- puede alterar la fuerza resultante más que el mismo cambio de presión corriente abajo de la válvula.

Por ejemplo, suponer que el área efectiva del diafragma es de 10 pg^2 y el área efectiva del asiento es de 0.1 pg^2 , determinar la presión corriente arriba y la presión corriente abajo. Usando la ecuación (2.2), cada cambio de presión en corriente arriba o en corriente abajo puede afectar la fuerza hacia arriba de esta válvula reguladora en la posición cerrada.

a) Presión corriente arriba:

$$F = PA, \quad F = \frac{1 \text{ lb}}{2} \times 10 \text{ pg}^2 = 10 \text{ lbf}$$

b) Presión corriente abajo:

$$F = PA, \quad F = \frac{1 \text{ lb}}{2} \times 0.1 \text{ pg}^2 = 0.1 \text{ lbf}$$

Como se puede observar en los resultados, esta válvula es 100 veces más sensible a la presión corriente arriba que a la presión corriente abajo cuando está en la posición cerrada.

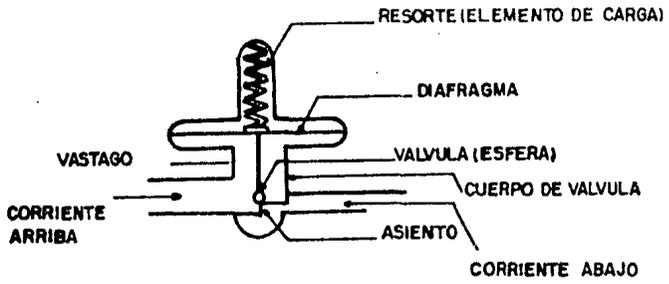


FIG.2.9 REGULADOR DE PRESION

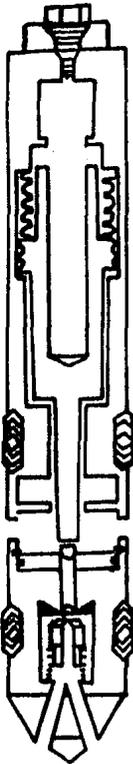


FIG.2.10 VALVULA OPERADA POR PRESION

2.2.5. Válvula Operada por Presión del Gas de Inyección.

- a) Válvula desbalanceada con domo cargado a presión como elemento de carga.

La Fig. 2.10 muestra una válvula de presión con su nomenclatura. Esta es una válvula con un elemento de carga (nitrógeno, gas o aire). El elemento de respuesta es un fuelle, que permite que el vástago mueva la válvula sobre y fuera de su asiento. De esta manera la presión en la TP actúa en el área del asiento, proporcionando una fuerza de apertura. Consecuentemente, debido a la forma en que se comporta de acuerdo a las presiones que se ejercen en sus componentes se le ha llamado válvula de presión desbalanceada; es decir, la presión en la tubería de producción no tiene ningún efecto para abrir y cerrar la válvula.

Presión de apertura de la válvula bajo condiciones de operación.

Dado que la válvula de presión, es en su mayor parte sensible a la presión en el espacio anular, la presión de apertura se define entonces como la presión en la TR requerida para abrir la válvula actuando bajo condiciones de operación. Se puede determinar una ecuación de balance de fuerzas para establecer la presión de apertura.

La Fig. 2.11 muestra una válvula actuando bajo condiciones de operación. En esta se muestran las fuerzas que están actuando en la válvula, según las presiones que se apliquen en cada área. Para derivar, una ecuación de balance de fuerzas, se puede hacer cuando la válvula está en la posición cerrada a unos instantes antes de tener su apertura. En ese momento las fuerzas, que están actuando para abrir la válvula son iguales a las fuerzas actuando para cerrarla. Para ese instante se puede establecer la siguiente ecuación:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

Donde:

F_o = Suma de fuerzas que tratan de abrir la válvula.

F_c = Suma de fuerzas que tratan de mantener cerrada la válvula.

Luego:

$$F_c = P_d A_b \quad (2.4)$$

$$F_o = P_c (A_b - A_p) + P_t A_p \quad (2.5)$$

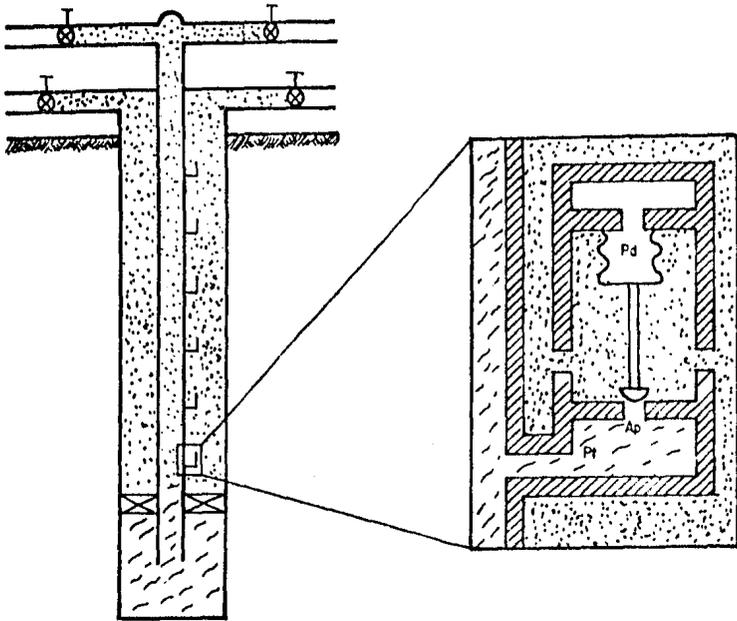


FIG. 2.11 VALVULA DE PRESION BAJO CONDICIONES DE OPERACION

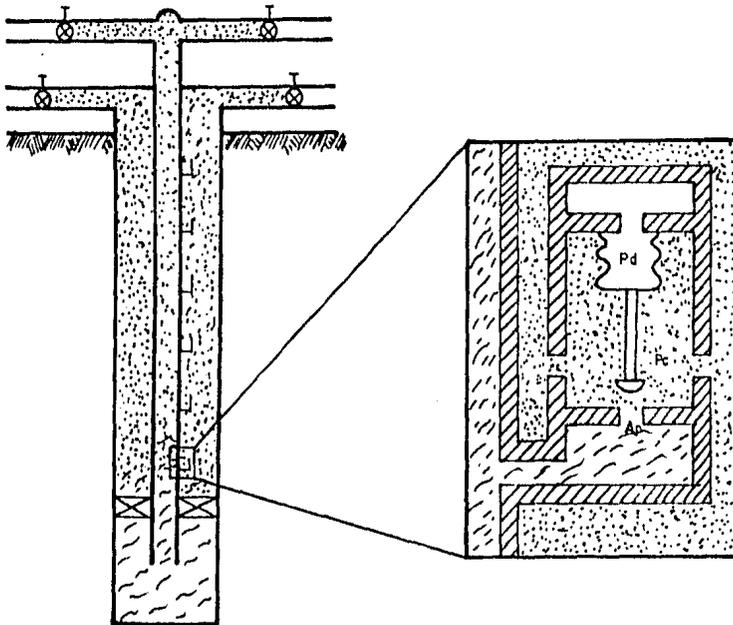


FIG. 2.12 VALVULA DE PRESION BAJO CONDICIONES DE OPERACION

Sustituyendo las dos ecuaciones anteriores en la ecuación (2.3):

$$P_c(A_b - A_p) + P_t A_p = P_d A_b \quad (2.6)$$

Despejando la P_c de la ecuación (2.6):

$$P_c(A_b - A_p) = P_d A_b - P_t A_p$$

Dividiendo cada término por A_b :

$$P_c(1 - A_p/A_b) = P_d - P_t A_p/A_b$$

Haciendo $R = A_p/A_b$, se tiene:

$$P_c(1 - R) = P_d - P_t R$$

Dividiendo ambos miembros por $(1 - R)$

$$P_c = \frac{P_d - P_t R}{1 - R} \quad (2.7)$$

La ecuación (2.7) define la presión en la TR requerida para abrir la válvula de presión bajo las condiciones de operación.

Ejemplo 1.

Suponiendo que una válvula está localizada a 6000 pies, - la presión en el domo es de 700 lb/pg² y la presión en la tubería de producción es de 500 lb/pg². Determinar la presión en la tubería de revestimiento para abrir la válvula con $A_b = 1.0$ pg² y $A_p = 0.1$ pg².

De la ecuación (2.7) se tiene que la P_c es igual a:

$$P_c = \frac{700 - 500(0.1)}{1 - 0.1} = \frac{650}{0.9} = 722 \text{ lb/pg}^2$$

Bajo estas condiciones de operación cuando la presión en la TR se incrementa a 722 lb/pg², la válvula abre.

Para determinar el efecto que tiene la presión de la TP - para abrir la válvula, se utiliza la ecuación (2.7) de la siguiente forma:

$$P_c = \frac{P_d}{1 - R} - \frac{P_t R}{1 - R} \quad (2.8)$$

Nótese de la ecuación (2.8) que la presión de la TP se resta de la presión en la TR, que es la presión necesaria para abrir la válvula. Esto es, a medida que la presión en la TP se incrementa,

la presión de la TR requerida para abrir la válvula decrece. El término que se resta de la ecuación (2.8) es llamado "efecto de tubería de producción".

$$T.E. = P_t \left(\frac{R}{1-R} \right) \quad (2.9)$$

La relación $R/(1-R)$ es llamada el "factor de efecto de tubería de producción, (T.E.F)", y es manejado generalmente como -- porcentaje.

$$T.E.F = \frac{R}{1-R} \quad (2.10)$$

$$T.E. = P_t (T.E.F.) \quad (2.11)$$

Ejemplo 2.

Calcular el efecto de tubería causado por la presión en la TP de 500 lb/pg² del ejemplo anterior.

De la ecuación (2.10) se tiene que:

$$T.E.F. = \frac{0.1}{1-0.1} = 0.1111,$$

por lo tanto, el efecto de tubería es:

$$T.E. = 500 (0.1111) = 56 \text{ lb/pg}^2$$

De estos resultados se establece que cuando la presión en la TP es igual a cero (lb/pg²), la válvula a la profundidad de 6000 pies requiere de 722+56 = 778 lb/pg² en el espacio anular para abrir la válvula. Esta presión de 778 lb/pg², es llamada al gunas veces como la máxima presión de operación. La presión en la TP (500 lb/pg² en este ejemplo) reduce la presión necesaria para abrir la válvula de 778 lb/pg² a 722 lb/pg².

Presión de cierre de la válvula bajo condiciones de operación.

Efectuando un balance de fuerzas similar al de la presión de apertura, puede establecerse la relación de fuerzas, pero ahora considerando a la válvula en la posición abierta a un tiempo -- (instante) antes de cerrarla. La Fig. 2.12 muestra una válvula -- actuando bajo condiciones de operación. Todas las áreas y presiones son idénticas a las de la válvula considerada para efectuar la presión de apertura, excepto que ahora la presión bajo la válvula (esfera) es afectada por la presión en la TR y no por la -- presión en la TP. Para un tiempo antes de cerrar la válvula se -- pueden desarrollar las siguientes ecuaciones:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

$$F_c = P_d A_b \quad (2.4)$$

$$F_o = P_c (A_b - A_p) + P_c A_p \quad (2.12)$$

(2.5). Se observa que la P_c se sustituyó por la P_t en la ecuación (2.5). Sustituyendo en la ecuación (2.3), se tiene:

$$P_c (A_b - A_p) + P_c A_p = P_d A_b$$

haciendo $P_c = P_{vc}$, donde:

P_{vc} = Presión en el espacio anular para cerrar la válvula a condi
ciones de operación.

$$P_{vc} (A_b - A_p) + P_{vc} A_p = P_d A_b \quad (2.13)$$

$$P_{vc} A_b - P_{vc} A_p + P_{vc} A_p = P_d A_b$$

o

$$P_{vc} = P_d \quad (2.14)$$

La ecuación (2.14) muestra que la presión en la TR es -- igual a la presión del domo para cerrar la válvula a una profundidad determinada. Con base en la ecuación (2.14), la válvula que abre a 722 lb/pg² en el ejemplo (1), puede cerrar cuando la presión en la TR a la profundidad de la válvula sea reducida a 700 - lb/pg².

Amplitud de las válvulas (Spread).

La diferencia entre la presión de apertura y la de cierre de una válvula es llamada "amplitud de la válvula". Para determinar esta amplitud, la presión de cierre se resta de la presión de apertura, es decir:

$$\text{Amplitud} = \Delta P = \frac{P_d - P_t R}{1 - R} - P_{vc} \quad (2.15)$$

Reacomodando términos:

$$\Delta P = \frac{P_d - P_t R}{1 - R} - \frac{P_d (1 - R)}{1 - R} = \frac{P_d - P_t R - P_d + P_d R}{1 - R} = \frac{R}{1 - R} (P_d - P_t)$$

Como en este caso: $TEF = \frac{R}{1-R}$, la amplitud de la válvula queda definida como:

$$\Delta P = TEF (P_d - P_t) \quad (2.16)$$

Ejemplo 3.

Calcular la amplitud (Spread) de la válvula descrita en el Ejemplo 1.

Utilizando la ecuación (2.16), primero debe calcularse el TEF.

$$TEF = \frac{R}{1-R} = \frac{0.1}{0.9} = 0.1111$$

sustituyendo este valor en la ecuación que determina la amplitud de la válvula:

$$\Delta P = 0.1111 (700-500) = 22 \text{ lb/pg}^2$$

La presión para abrir la válvula es: $P_{v0} = P_d + \Delta P = 700+22 = 722 \text{ lb/pg}^2$. Se observa que el resultado obtenido en este ejemplo es el mismo que se determinó anteriormente.

La ecuación (2.16) muestra que la amplitud de la válvula está controlada por dos factores, TEF y P_t , que son el factor del efecto de la tubería y la presión en la tubería de producción, respectivamente. Para un determinado asiento de la válvula, la mínima diferencia de presión ocurre cuando la presión en la tubería de producción es igual a la presión en el domo, es decir, $P_t = P_d$.

La máxima amplitud de la válvula ocurre cuando la presión en la TP es igual a cero ($P_t = 0$), de acuerdo a la ecuación (2.16) se deduce que:

$$\text{Máxima amplitud de la válvula} = \Delta P_{\text{máx.}} = TEF (P_d)$$

La amplitud de la válvula puede ser importante cuando se tiene una instalación de flujo continuo, pero es más importante para una instalación de bombeo intermitente donde se usan válvulas con presiones desbalanceadas. La amplitud de la válvula controla la mínima cantidad de gas que se utiliza en cada ciclo.

Como la diferencia de presión requerida para cerrar la válvula en condiciones de operación se incrementa, la cantidad de gas inyectado durante el ciclo también se incrementa.

Gradiente de la columna de gas.

La presión de operación del gas de inyección está controlada en la superficie; esto es, la superficie (cero pies) se usa generalmente como una referencia para comparar y relacionar la posición de la válvula de BN. Para corregir desde el fondo del pozo hasta superficie o viceversa, el ingeniero de producción debe hacer una predicción del cambio de la presión causado por la columna de gas y por las pérdidas de fricción cerca de la válvula de BN, tanto bajo condiciones dinámicas (fluyendo) como estáticas.

La diferencia entre el cambio de la presión estática y dinámica es la pérdida por fricción para el flujo de gas. Si el conducto es pequeño o el gasto de gas es relativamente alto, esta pérdida debe ser tomada en cuenta. La pérdida por fricción corriente abajo del flujo de gas en el espacio anular de casi todas las instalaciones es muy pequeña y puede despreciarse sin considerar que se cometa un error notable. Por esta razón la mayoría de las instalaciones de bombeo neumático se diseñan considerando el incremento de presión estática del gas con la profundidad.

El cálculo del incremento de presión se basa en el establecimiento de un balance de energía del flujo de gas entre dos puntos del sistema; esto es:

$$\int_1^2 v dP = \frac{v^2}{2g_c} + \frac{g}{g_c} \Delta X + lw + w = 0 \quad (2.17)$$

Para una columna de gas estática sin velocidad, fricción o trabajo, la ecuación anterior se reduce a:

$$\int_1^2 v dP + \frac{g}{g_c} \Delta X = 0 \quad (2.18)$$

Resolviendo la ecuación (2.18) para un gas real y considerando un factor Z a condiciones medias de presión y temperatura, se obtiene la siguiente ecuación:

$$P_{\text{fondo}} = P_{\text{sup.}} e^{\frac{0.01877 \gamma_g L}{TZ}} \quad (2.19)$$

La ecuación (2.19) involucra una solución de ensayo y error, en la cual Z depende de la presión de fondo y viceversa. Por esta razón, se han desarrollado gráficas que proporcionan buenos resultados basadas en la ecuación (2.19). Una de estas gráficas se muestra en la Fig. 2.13. Para presiones y temperaturas normales, la presión se incrementa con la profundidad (gradiente de presión) en forma aproximadamente constante para una

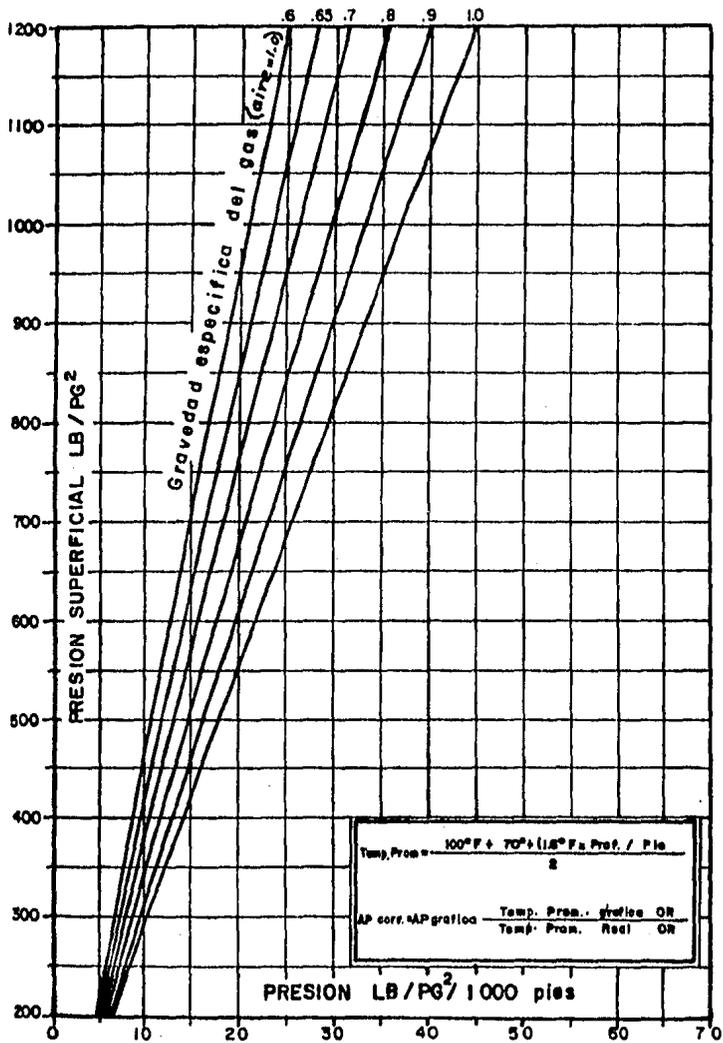


FIG.2.13 GRADIENTES DE LA COLUMNA DE GAS

presión superficial dada. Por consiguiente, la presión en la TR puede representarse gráficamente mediante una línea recta desde la presión superficial a la presión a la profundidad deseada.

Presión de apertura en el taller (P_{tro})

Una vez que la presión de cierre y de apertura se han establecido para el diseño, la válvula debe calibrarse en el taller a una presión que corresponda a la presión de apertura deseada -- dentro del pozo. Esta es la presión de apertura en el taller -- (P_{tro}), (Fig. 2.14). Nótese que en una prueba de taller la presión en la tubería de producción (P_t) es de cero lb/pg². Si se sustituye P_t igual a cero lb/pg² en la ecuación (2.7) el resultado es:

$$P_{vo} = \frac{P_d}{1-R} \quad (2.20)$$

Se supone que el domo de una válvula de BN tiene un volumen constante, por tanto, la presión de un domo cargado de nitrógeno se incrementa a medida que la temperatura se incrementa. La presión del domo (P_d) se conoce y va a estar en función de la profundidad de la válvula. Esto significa que si la ecuación (2.20) fuera usada para pruebas de presión de apertura en el taller, cada válvula tendría que ser calentada a una temperatura igual a la cual opera en el pozo a una profundidad determinada.

Para calcular la presión de apertura en el taller, la presión del domo a la profundidad de colocación de la válvula debe ser corregida a 60°F. Por tanto, la ecuación usada para la apertura en el taller (P_{tro}) es la siguiente:

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60 \text{ } ^\circ\text{F}}{1 - R} \quad (2.21)$$

Para corregir la P_d a una $P_d @ 60 \text{ } ^\circ\text{F}$, se usa la ley de los gases reales, es decir:

$$\frac{P_d}{Z_d T_d} = \frac{P_d @ 60 \text{ } ^\circ\text{F}}{Z_{60 \text{ } ^\circ\text{F}} (520)}$$

despejando la $P_d @ 60 \text{ } ^\circ\text{F}$, queda:

$$P_d @ 60 \text{ } ^\circ\text{F} = \frac{(520) P_d Z_{60 \text{ } ^\circ\text{F}}}{Z_d T_d} \quad (2.22)$$

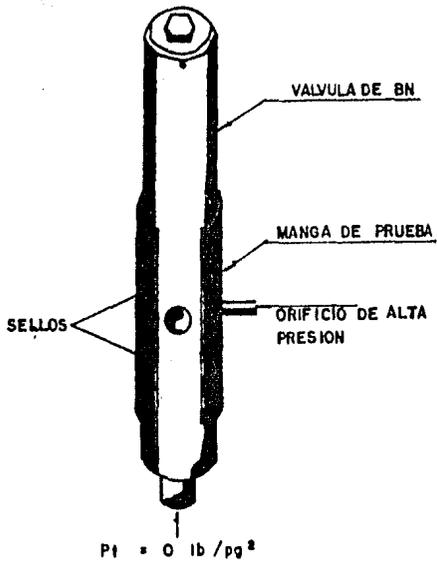


FIG. 2.14 PRUEBA DE UNA VALVULA DE PRESION

TABLA 2.1 FACTORES DE CORRECCION POR TEMPERATURA PARA DOMO CARGADO CON NITROGENO A 60 °F.

°F	C _t										
61	.998	101	.919	141	.852	181	.794	221	.743	261	.698
62	.996	102	.917	142	.850	182	.792	222	.742	262	.697
63	.994	103	.915	143	.849	183	.791	223	.740	263	.696
64	.991	104	.914	144	.847	184	.790	224	.739	264	.695
65	.989	105	.912	145	.845	185	.788	225	.738	265	.694
66	.987	106	.910	146	.844	186	.787	226	.737	266	.693
67	.985	107	.908	147	.842	187	.786	227	.736	267	.692
68	.983	108	.906	148	.841	188	.784	228	.735	268	.691
69	.981	109	.905	149	.839	189	.783	229	.733	269	.690
70	.979	110	.903	150	.838	190	.782	230	.732	270	.689
71	.977	111	.901	151	.836	191	.780	231	.731	271	.688
72	.975	112	.899	152	.835	192	.779	232	.730	272	.687
73	.973	113	.898	153	.833	193	.778	233	.729	273	.686
74	.971	114	.896	154	.832	194	.776	234	.728	274	.685
75	.969	115	.894	155	.830	195	.775	235	.727	275	.684
76	.967	116	.893	156	.829	196	.774	236	.725	276	.683
77	.965	117	.891	157	.827	197	.772	237	.724	277	.682
78	.963	118	.889	158	.826	198	.771	238	.723	278	.681
79	.961	119	.887	159	.825	199	.770	239	.722	279	.680
80	.959	120	.886	160	.823	200	.769	240	.721	280	.679
81	.957	121	.884	161	.822	201	.767	241	.720	281	.678
82	.955	122	.882	162	.820	202	.766	242	.719	282	.677
83	.953	123	.881	163	.819	203	.765	243	.718	283	.676
84	.951	124	.879	164	.817	204	.764	244	.717	284	.675
85	.949	125	.877	165	.816	205	.762	245	.715	285	.674
86	.947	126	.876	166	.814	206	.761	246	.714	286	.673
87	.945	127	.874	167	.813	207	.760	247	.713	287	.672
88	.943	128	.872	168	.812	208	.759	248	.712	288	.671
89	.941	129	.871	169	.810	209	.757	249	.711	289	.670
90	.939	130	.869	170	.809	210	.756	250	.710	290	.669
91	.938	131	.868	171	.807	211	.755	251	.709	291	.668
92	.936	132	.866	172	.806	212	.754	252	.708	292	.667
93	.934	133	.864	173	.805	213	.752	253	.707	293	.666
94	.932	134	.863	174	.803	214	.751	254	.706	294	.665
95	.930	135	.861	175	.802	215	.750	255	.705	295	.664
96	.928	136	.860	176	.800	216	.749	256	.704	296	.663
97	.926	137	.858	177	.799	217	.748	257	.702	297	.662
98	.924	138	.856	178	.798	218	.746	258	.701	298	.662
99	.923	139	.855	179	.796	219	.745	259	.700	299	.661
100	.921	140	.853	180	.795	220	.744	260	.699	300	.660

$$C_t = \frac{\text{Presión del domo de la válvula de BN a 60 °F.}}{\text{Presión del domo de la válvula de BN a temperatura del pozo.}}$$

Obviamente puede usarse cualquier temperatura base. Algunos fabricantes usan 80 °F. Ya que la solución es por ensaye y error, deben desarrollarse gráficas que sean fáciles de usar y estén basadas en la ecuación 2.22. La Tabla 2.1 y las Figuras del Apéndice 2A pueden utilizarse para corregir por temperatura (60 o 80 °F) un domo cargado con gas.

Ejemplo 4.

Encontrar la presión de apertura en el taller (P_{tro}) para la válvula descrita a continuación:

$$\text{Presión superficial del gas} = 750 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Considerando } T = 70 + 1.3 (^\circ\text{F})/100 \text{ pies}$$

$$T_{gp} = 110 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P_t = 500 \text{ lb/pg}^2$$

$$R = 0.1$$

$$\text{Profundidad de la válvula} = 6000 \text{ pies}$$

Solución:

$$P_d @ 6000 \text{ pies} = 811 \text{ lb/pg}^2$$

$$T_d @ 6000 \text{ pies} = 70 + \frac{1.3 (6000)}{100} = 148 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{De la Tabla 2.1 : } C_t = 0.841$$

$$P_d @ 60 \text{ }^\circ\text{F} = C_t (P_d @ 6000 \text{ pies}) = 0.841 (811) = 682 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ\text{F}}{1 - R} = \frac{682}{0.9} = 758 \text{ lb/pg}^2$$

Ejemplo 5. Sean los siguientes datos:

$$\text{Presión del gas en la superficie} = 800 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Presión de apertura en la superficie} = 800 \text{ lb/pg}^2 = P_{so}$$

$$\text{Densidad relativa del gas de inyección} = 0.7 \text{ (aire} = 1\text{)}$$

$$\text{Temperatura superficial} = 100 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{Temperatura a 8000 pies} = 180 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{Presión en la tubería de producción } (P_t) = 655 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Diámetro exterior de la válvula} = 1 \frac{1}{2} \text{''}$$

$$\text{Área del asiento} = 1/2 \text{ pg}^2$$

$$R = 0.2562, (1 - R = 0.7438)$$

$$\text{Carga de la válvula} = \text{nitrógeno a } 60^\circ\text{F}$$

$$\text{Profundidad de la válvula} = 8000 \text{ pies}$$

Determinar:

- (1) Presión de apertura de la válvula, P_{vo}
- (2) Presión de cierre de la válvula, $P_{vc} = P_d$
- (3) Amplitud de la válvula a 8000 pies, ΔP_d
- (4) Presión superficial de cierre, P_{sc}
- (5) Amplitud de la válvula en la superficie ΔP_s y la amplitud promedio.
- (6) La presión de apertura en el probador $P_{tro} @ 60^\circ F$

Solución:

- (1) La presión de apertura de la válvula, a la profundidad de 8000 pies, es igual a la presión superficial para abrir la válvula, más un incremento de la presión en el espacio anular a 8000 pies debido al gradiente de la columna de gas.

De la Fig. 2.13 se tiene:

$$\Delta P \text{ gráfica} = 21 \text{ lb/pg}^2 / 1000 \text{ pies} = 0.021 \text{ lb/pg}^2 / \text{pies}$$
$$T \text{ gráfica} = 149^\circ F$$

$$\Delta P_{\text{corr.}} = 0.021 (609/600) = 170.5 \text{ lb/pg}^2$$
$$P_{vo} = 170.5 + 800 = 970.5 \text{ lb/pg}^2$$

- (2) La presión de cierre de la válvula es igual a la presión en el domo, $P_d @ 180^\circ F$.

$$P_{vc} = P_d = P_{vo} (1-R) + P_t R$$

$$P_{vc} = 970.4 (0.7438) + 655 (0.2562) = 889.6 \text{ lb/pg}^2$$

- (3) La diferencia de presión a esta profundidad es igual a:

$$P_{vo} - P_{vc} = \Delta P = 970.4 - 889.6 = 80.8 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta P_d = \text{TEF} (P_{vc} - P_t) = 0.344 (889.6 - 655) = 80.79 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{TEF} = \frac{R}{1-R} = \frac{0.256}{0.743} = 0.344$$

(4) La presión superficial de cierre, P_{sc}

$$\Delta P_c = P_{vc} - P_{sc}$$

despejando la P_{sc} , se tiene:

$$P_{sc} = P_{vc} - \Delta P_c;$$

donde $\Delta P_c = P_{vo} - P_{so}$

$$\Delta P_c = 970.4 - 800.0 = 170.4 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta P_{gc} = 889.6 - 170.4 = 719.2 \text{ lb/pg}^2$$

(5) La amplitud de la válvula en la superficie es igual a la presión superficial de apertura menos la presión superficial de cierre:

$$\Delta P_s = P_{so} - P_{sc} \quad , \quad \Delta P_s = 800.0 - 719.2 = 80.8 \text{ lb/pg}^2$$

(6) Para calcular la presión de apertura en el taller se usa la ecuación (2.21), la presión del domo a 60°F puede ser determinada usando la Tabla (2.1) para una temperatura de la válvula de 180 °F.

$$C_t = \frac{P_d @ 60^\circ F}{P_d @ 180^\circ F} = 0.795$$

$$P_d @ 60^\circ F = 0.795 (P_d @ 180^\circ F)$$

$$P_d @ 180^\circ F = P_{vc} = 889.6 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_d @ 60^\circ F = 0.795 (889.6) = 707.2 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1-R} = \frac{707.2}{0.7438} = 950.8 \text{ lb/pg}^2$$

b) Válvula desbalanceada con doble elemento de carga (carga en el domo y resorte).

Este tipo de válvula de presión es llamada válvula de doble elemento, ya que tiene estas dos formas de carga: del resorte y la presión de carga en el domo. La Fig. 2.15 muestra una válvula que actúa bajo condiciones de operación; se ilustran las fuerzas que están ejerciéndose sobre la válvula debidas a las presiones que actúan en cada área.

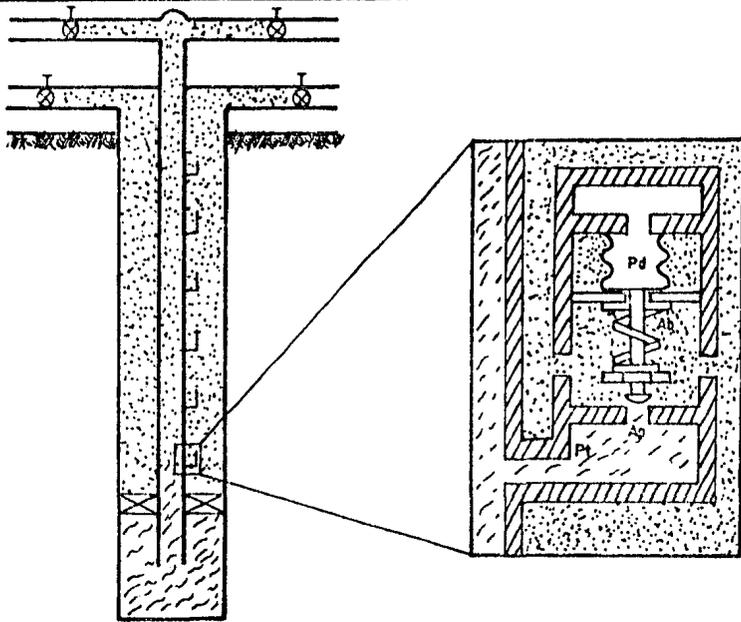


FIG. 2.15 VALVULA DESBALANCEADA CON DOBLE ELEMENTO DE CARGA

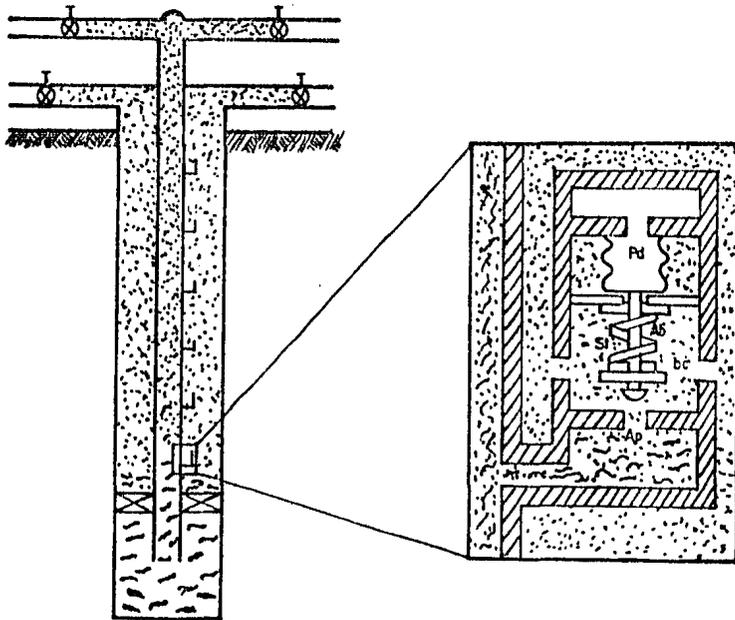


FIG. 2.16 VALVULA BAJO CONDICIONES DE OPERACION

Presión de apertura de la válvula bajo condiciones de operación.

Como en una válvula de un sólo elemento se puede establecer una ecuación de balance de fuerzas para una válvula en la posición cerrada, a unos instantes antes de abrir. A este tiempo, las fuerzas que están actuando para abrir la válvula son exactamente iguales a las fuerzas que están actuando para cerrar la válvula. - Se tiene:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.23)$$

$$F_o = P_{vo} (A_b - A_p) + P_t A_p \quad (2.24)$$

Igualando las ecuaciones anteriores, se tiene:

$$P_{vo} (A_b - A_p) + P_t A_p = P_d A_b + S_t (A_b - A_p)$$

Dividiendo ambos miembros por A_b :

$$P_{vo} (1 - A_p/A_b) + P_t (A_p/A_b) = P_d + S_t (1 - A_p/A_b),$$

haciendo $R = A_p/A_b$:

$$P_{vo} (1 - R) + P_t (R) = P_d + S_t (1 - R),$$

dividiendo por $(1 - R)$, se tiene:

$$P_{vo} = \frac{P_d}{1 - R} + S_t - \frac{P_t R}{1 - R} \quad (2.25)$$

La ecuación (2.25) es similar a la ecuación (2.7) excepto por la suma del término S_t debido al resorte. Observándose que si no se tiene carga en el domo, toda la fuerza para cerrar proviene del resorte, entonces la ecuación anterior se reduce a:

$$P_{vo} = S_t - \frac{P_t R}{1 - R} \quad (2.26)$$

Presión de cierre de la válvula bajo condiciones de operación.

La Fig. 2.16 muestra una válvula actuando bajo condiciones de operación. Cuando la válvula abre, la presión bajo la válvula (esfera) es la presión en la TR (no de la presión en la TP). Un -- instante antes de cerrar la válvula, se tiene el siguiente balance de fuerzas:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.23)$$

$$F_o = P_c (A_b - A_p) + P_c A_p \quad (2.27)$$

Iguando las ecuaciones anteriores se tiene lo siguiente:

$$P_c (A_b - A_p) + P_c A_p = P_d A_b + S_t (A_b - A_p)$$

o

$$P_c A_b = P_d A_b + S_t (A_b - A_p),$$

sustituyendo P_c por P_{vc} y despejando esta misma:

$$P_{vc} = P_d + S_t (1-R) \quad (2.28)$$

Amplitud de la válvula (Spread)

La amplitud, como se indicó anteriormente, significa una diferencia de presión. La amplitud de esta válvula se determina restando la presión de cierre ecuación (2.28) de la presión de apertura, ecuación (2.25).

Amplitud de la válvula = $\Delta P = P_{vo} - P_{vc}$

$$\Delta P = \left[\frac{P_d}{1-R} + S_t \left(\frac{P_t R}{1-R} \right) - (P_d + S_t (1-R)) \right]$$

o

$$\Delta P = TEF \left[P_d + S_t (1-R) - P_t \right] \quad (2.29)$$

Se observa que si en esta ecuación no se tiene presión proporcionada por el resorte ($S_t = 0$), la ecuación (2.29) se reduce a una ecuación de una válvula con un elemento de carga.

Ejemplo 6. Sean los siguientes datos:

Profundidad de la válvula = 8,000 pies
 Presión superficial de apertura = $P_{so} = 800 \text{ lb/pg}^2$
 Densidad relativa del gas de inyección = 0.7 (aire = 1.0)
 Temperatura superficial = 100 °F
 Temperatura a 8,000 pies = 180 °F
 Presión en la tubería de producción = 655 lb/pg²

Diámetro exterior de la válvula = 1 1/2 pg.
 Diámetro del asiento = 1/2" (R= 0.2562, 1-R = 0.7438)
 Carga en la válvula = resorte (únicamente)

Determinar:

- (1) Presión de apertura de la válvula, P_{vo}
- (2) Presión de cierre de la válvula, P_{vc}
- (3) La amplitud de la válvula, ΔP (a la profundidad correspondiente).
- (4) Presión superficial de cierre, P_{sc}
- (5) Amplitud en la superficie (ΔP_s) y la amplitud -- promedio
- (6) La P_{tro}

Solución:

- (1) La presión de apertura a la profundidad de 8,000 pies de la Fig. 2.13 se tiene:

$$T \text{ gráfica} = 157 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Gradiente del gas} = \frac{21 \text{ lb/pg}^2}{1000 \text{ pies}} = 0.021 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

$$\Delta P \text{ gráfica} = 0.021 (617/600) = 0.0216 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

$$\Delta P \text{ corregida} = 0.0216 (8000) = 171.176 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{vo} = P_{so} + \Delta P = 800 + 171.76 = 972.76 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{vo} = 972.76 \text{ lb/pg}^2, \text{ presión de apertura de la válvula a 8000 pies.}$$

- (2) De la ecuación (2.28) la presión del domo es igual a cero (por no tener carga de gas), la presión de cierre de la válvula a esa profundidad es:

$$P_{vc} = P_d + S_t(1-R),$$

S_t puede ser obtenida resolviendo la ecuación (2.25) usando la P_{vo} calculada en el paso anterior y haciendo $P_d = 0 \text{ lb/pg}^2$.

$$\begin{aligned}
 S_t &= P_{vo} + \frac{P_t R}{1-R} = 972.76 + 655 (0.2562/0.7438) = \\
 &= 1198.37 \text{ lb/pg}^2
 \end{aligned}$$

$$P_{vc} = S_t(1-R) = 1198.37(0.7438);$$

$$P_{vc} = 891.34 \text{ lb/pg}^2$$

- (3) La amplitud (spread) en el fondo del pozo es igual a P_{vo} menos P_{vc} o $\Delta P_{\text{fondo}} = \text{TEF} [S_t(1-R) - P_t]$:

$$\Delta P_{\text{fondo}} = 972.76 - 891.34 = 81.42 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{o bien si; } \text{TEF} = \frac{R}{1-R} = \frac{0.2562}{0.7438} = 0.344$$

$$\Delta P_{\text{fondo}} = 0.344 (1198.37(0.7438) - 655) = 81.3 \text{ lb/pg}^2$$

- (4) La presión superficial de cierre es igual a:

$$P_{sc} = P_{vc} - \Delta G$$

$$P_{sc} = 891.34 - 172.76 = 718.58 \text{ lb/pg}^2$$

- (5) La amplitud (spread) en la superficie:

$$\Delta P_{\text{sup.}} = P_{so} - P_{sc}$$

$$\Delta P_{\text{sup.}} = 800 - 718.58 = 81.42 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta \bar{p} = \frac{\Delta P_{\text{sup.}} + \Delta P_{\text{fondo}}}{2} = \frac{81.3 + 81.42}{4} = 81.36 \text{ lb/pg}^2$$

- (6) Cuando se tiene 0 lb/pg² de presión en el domo y la temperatura no tiene efecto sobre el resorte, es innecesario considerar los cálculos de la temperatura para determinar la presión de apertura de prueba de la válvula, para la prueba $P_t = 0$. De esta manera, $P_d = 0$, para calcular la P_{tro} se utiliza la ecuación (2.25).

$$P_{tro} = S_t$$

$$P_{tro} = 1198.37 \text{ lb/pg}^2$$

Ejemplo 7:

Válvula de presión con doble elemento, (presión de carga en el domo y tensión del resorte).

Datos: Son los mismos datos que el ejemplo anterior, excepto la carga en el domo. Considerando $S_t = 600 \text{ lb/pg}^2$

- (1) La presión de apertura a la profundidad correspondiente se determina de la misma manera que en el ejemplo anterior.

$$P_{vo} = 972.76 \text{ lb/pg}^2$$

- (2) La presión de cierre a la profundidad de la válvula -- $P_{vc} = P_d + S_t(1-R)$; la ecuación (2.25) puede expresarse como sigue:

$$P_{vo} = \frac{P_{vc} - P_t R}{1-R}$$

despejando P_{vc} , se tiene lo siguiente:

$$P_{vc} = P_{vo} (1-R) + P_t R,$$

$$P_{vc} = 972.76 (0.7438) + 655 (0.2562)$$

$$P_{vc} = 891.35 \text{ lb/pg}^2$$

- (3) La amplitud (spread) a la profundidad de la válvula:

$$\Delta P_{\text{fondo}} = P_{vo} - P_{vc} = 972.76 - 891.35, \Delta P_{\text{fondo}} = 81.4 \text{ lb/pg}^2$$

y puede utilizarse la ecuación (2.29), donde la P_d se puede determinar de la ecuación (2.28).

$$P_d = P_{vc} - S_t(1-R)$$

$$P_d = 891.35 - 600 (0.7438) = 445 \text{ lb/pg}^2$$

De esta forma:

$$\Delta P = TEF(P_d + S_t(1-R) - P_t)$$

$$\Delta P = 0.344 (445 + 600(0.7438) - 655)$$

$$\Delta P = 81.2 \text{ lb/pg}^2$$

- (4) Presión superficial de cierre:

$$P_{sc} = 718.58 \text{ lb/pg}^2 \text{ (lo mismo que el ejemplo anterior)}$$

- (5) La amplitud (spread) en la superficie:

$$\Delta P_{\text{sup.}} = 81.4 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta P_{\text{prom.}} = 81.3 \text{ lb/pg}^2$$

- (6) Cuando el domo está cargado con nitrógeno, la válvula puede ser corregida a una temperatura de 60°F; o bien, otra temperatura base. Haciendo $p_t=0$, en la ecuación (2.25) la presión de apertura en el taller es:

$$C_t = 0.795 = \frac{P_d @ 60^\circ\text{F}}{P_d @ 180^\circ\text{F}}$$

$$P_d @ 60^\circ\text{F} = 0.795 (445) = 353.7 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{tro} = \frac{353.7}{0.7438} + 600 = 1075 \text{ lb/pg}^2$$

c) Válvula de presión balanceada

Una válvula de presión balanceada no está influenciada por la presión en la TP cuando está en la posición abierta o cerrada - (Fig. 2.17). La presión de la TR actúa en toda el área del fuelle en cualquier tiempo. Esto significa que la válvula abre y cierra a la misma presión del domo. En este caso la amplitud (spread) es cero, prescindiendo del asiento.

La Fig. 2.18 muestra una construcción completamente diferente de una válvula de BN. El elemento principal de esta válvula es una manga flexible que sella el domo de la válvula. El domo está cargado con gas a una determinada presión. Cuando la válvula está cerrada la manga elástica sirve de sello evitando el flujo de la inyección de gas a través de la válvula y se flexiona cuando la presión aplicada en la manga excede a la presión del domo provocando el flujo del gas a través de la válvula.

d) Válvula piloto

Cuando se tiene un pozo operando con bombeo intermitente - es, hasta cierto grado, necesario tener una válvula de BN con - asiento grande; sin embargo, se tiene que controlar el cierre sobre las características de la amplitud de la válvula (spread), debido a esto se desarrolló una válvula piloto. En las Figs. 2.19 y 2.20 se muestran dos diferentes tipos de válvulas piloto. En ambos arreglos el área efectiva (A_p) se usa para cálculos de apertura (Fig. 2.19). El asiento grande es usado para conducir el gas cuando la válvula abre. El asiento puede ser tan grande como sea posible hacerlo mecánicamente y no tiene que cambiarse para alterar la "spread". Los cálculos mecánicos de la válvula son exactamente los mismos que se han discutido anteriormente, sólo que el asiento pequeño es llamado orificio de control y el asiento grande para el suministro del gas es conocido como orificio motriz.

Para el control del regulador superficial en el bombeo intermitente, el asiento de control debe ser seleccionado de acuerdo

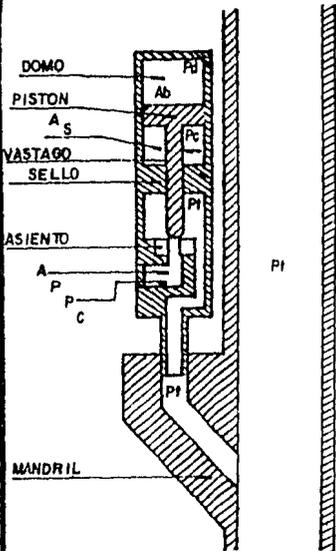


FIG. 2.17 VALVULA OPERADA POR PRESION EN TR

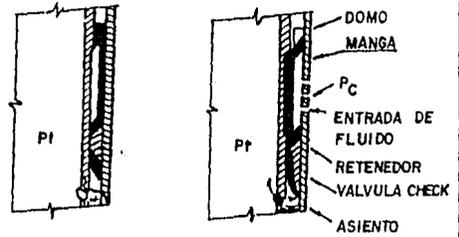


FIG. 2.18 VALVULA CON MANGA FLEXIBLE

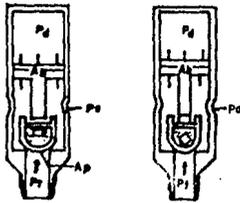


FIG. 2.19 VALVULA PILOTO OPERANDO

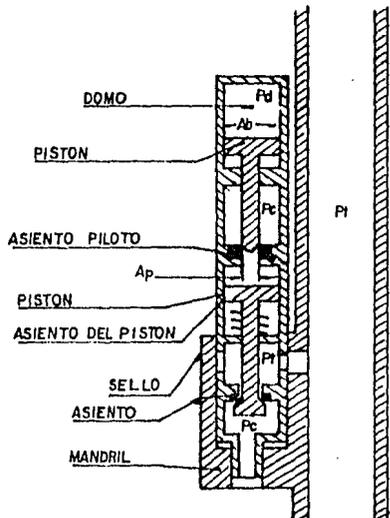


FIG. 2.20 OPERACION DE UNA VALVULA PILOTO

al "spread" real y que es alrededor del 10% más pequeño que la -- "spread" deseada. Para un control de tiempo de bombeo intermitente el asiento de control debe ser seleccionado de acuerdo al -- "spread" real que es de 30 al 60% más pequeña que la spread requerida.

e) Cálculo del volúmen del gas de inyección.

El flujo crítico para un gas natural está dado por una relación de presiones y por lo general puede ocurrir cuando:

$$P_t/P_c = 0.55$$

La determinación del diámetro de los estranguladores (válvula de aguja, control de tiempo, o ambos) que se instalan en la tubería superficial del gas de inyección o en las válvulas sub-superficiales de BN, está basada en el principio de flujo crítico.

El flujo crítico es un fenómeno de flujo definido por el - flujo de gases compresibles, en la sección de estrangulamiento de una restricción, cuando su velocidad es sónica (velocidad del sonido en el fluido) o el número Mach es uno. El número Mach es una relación adimensional dada por el cociente de la velocidad del -- fluido entre la velocidad del sonido.

Existe flujo subcrítico si:

$$P_2/P_1 > (2/k+1)^{k/(k+1)}$$

Se tiene flujo crítico cuando:

$$P_2/P_1 < (2/k+1)^{k/(k-1)}$$

Donde:

$$k = \frac{C_p}{C_v} = \frac{\text{calor específico a presión constante}}{\text{calor específico a volumen constante}}$$

Las ecuaciones siguientes permiten calcular el diámetro -- del estrangulador:

$$CA = \frac{q_g}{155\ 500\ P_1 \left\{ \frac{64.34\ k}{\sqrt{g\ (T+460)(k-1)}} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{2k} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(k+1)/k} \right] \right\}^{0.5}} \quad (2.30)$$

Donde:

- A = área del estrangulador, pg^2
- C = coeficiente de descarga del estrangulador
- T = Temperatura en el estrangulador, °F
- P_1 = presión corriente arriba del estrangulador (P_{th})
- P_2 = presión corriente abajo del estrangulador (P_e)

El diámetro del estrangulador puede obtenerse con la siguiente ecuación, ajustada de la correlación establecida por Cook.

$$d_c = 1.75105 + 932.334 CA - 29372.7(CA)^2 + 397972(CA)^3 - 1510615(CA)^4$$

- - - (2.30 A)

Donde:

d_c = diámetro del estrangulador en 64 (avos) de pg.

Si existe flujo crítico a través del estrangulador, el diámetro se puede calcular con las mismas ecuaciones; pero en lugar del valor de P_2/P_1 se usa el de $(2/k+1)^{k/k-1}$

Quando se tiene flujo crítico a través del estrangulador, la presión corriente arriba (antes del estrangulador) es independiente de la presión que prevalece después del estrangulador (espacio anular).

2.2.6. Válvula de BN Operada por Fluidos.

La Fig. 2.21 muestra una válvula operada por fluidos, con la nomenclatura semejante a una válvula operada por presión. Las válvulas son idénticas con la excepción de que la presión en la TP actúa ahora sobre el área del asiento. Esta es una válvula con doble elemento de carga (resorte y domo cargado con gas) que proporcionan las correspondientes fuerzas que pueden usarse dependen del arreglo que se tenga del resorte y el domo.

- 1.- Resorte sin carga en el domo
 - 2.- Carga en el domo sin resorte
 - 3.- Combinación de resorte y carga en el domo
- a) Presión de apertura de una válvula operada por fluidos bajo condiciones de operación.

Quando la válvula de fluidos es sensible a la presión en la TP, la presión para abrir la válvula está definida como la presión en la TP requerida para abrir la válvula operando a condiciones de operación. La Fig. 2.22 muestra una válvula operando bajo condiciones de trabajo de presión; la presión para abrir puede

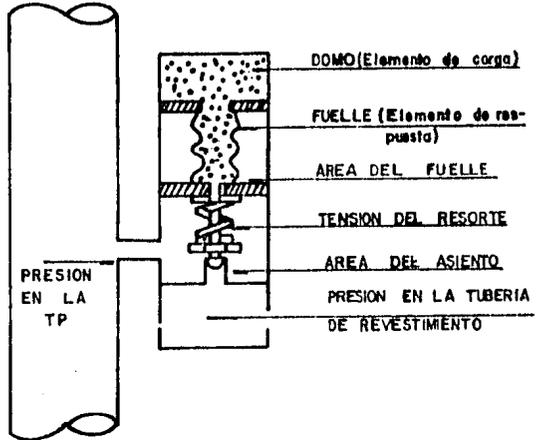
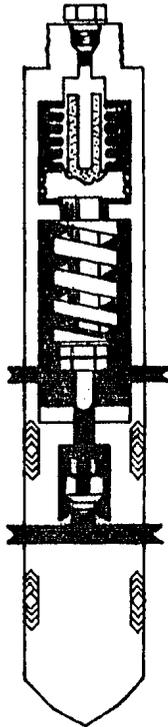


FIG. 2.21 VALVULA OPERADA POR FLUIDOS

ser analizada cuando está en la posición de cierre, a un instante antes de que la válvula se abra, para ese momento se tienen las siguientes ecuaciones:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.31)$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la ecuación (2.3):

$$P_c A_p + P_t (A_b - A_p) = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.32)$$

despejando P_t y ordenando con respecto a p_t se tiene:

$$P_t = \frac{P_d}{1-R} + S_t - P_c \frac{R}{1-R} \quad (2.33)$$

Con la ecuación (2.33) se puede calcular la presión en la TP necesaria para abrir la válvula operada por fluidos bajo condiciones de operación.

Se observa en la ecuación (2.33), una similitud con la ecuación (2.25) para una válvula operada por presión, excepto que la P_c y P_t son reemplazadas. El término:

$P_c \left(\frac{R}{1-R} \right)$ en la ecuación anterior representa la presión en la TR, - la cual se resta de la presión en la tubería (P_t); esto es, como la presión en la TR se incrementa, la presión en la TP necesaria para abrir la válvula decrece. El término:

$P_c \left(\frac{R}{1-R} \right)$ es conocido como efecto en la TR (C.E.).

$$C.E. = P_c \left(\frac{R}{1-R} \right) \quad (2.34)$$

La relación $\left(\frac{R}{1-R} \right)$ en una válvula operada por fluidos, es conocida como el factor de efecto en la tubería de revestimiento (CEF), esto es:

$$C.E.F. = \frac{R}{1-R} \quad (2.35)$$

y el efecto de la TR (CE):

$$C.E. = P_c (C.E.F.) \quad (2.36)$$

b) Presión de cierre de una válvula operada por fluidos bajo condiciones de operación.

La Fig. 2.23 muestra una válvula operada por fluidos en la posición abierta, bajo condiciones de operación. Cuando la válvula está en la posición abierta la presión abajo de la válvula (esfera) es considerada como la presión en la TP y no la presión de la TR, esto significa que pueden haber pequeñas caídas de presión en la TR; entonces, la caída de presión en el orificio está en función del volumen del flujo de gas.

La siguiente ecuación de balance de fuerzas se establece -- para unos instantes antes de cerrar la válvula:

$$F_o = F_c \quad (2.3)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.37)$$

$$F_o = P_t A_p + P_t (A_b - A_p)$$

$$\text{o } F_o = P_t A_b \quad (2.38)$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la ecuación (2.3)

$$P_t A_b = P_d A_b + S_t (A_b - A_p),$$

despejando P_t :

$$P_t = P_d + S_t (1-R),$$

para determinar la presión en la TP a la cual la válvula se cierra, haciendo:

$$P_{vc} = P_t$$

$$P_{vc} = P_d + S_t (1-R) \quad (2.39)$$

c) Presión de prueba en el taller (P_{tro})

Después de establecer las presiones de apertura y de cierre, las válvulas pueden ser calibradas en el taller para las presiones correspondientes a las esperadas en el pozo, esto se conoce como una presión de prueba (P_{tro}). Como no se tiene presión aplicada a la válvula por medio de la TR, la P_t se puede hacer -- igual a cero en la ecuación (2.33) y resulta:

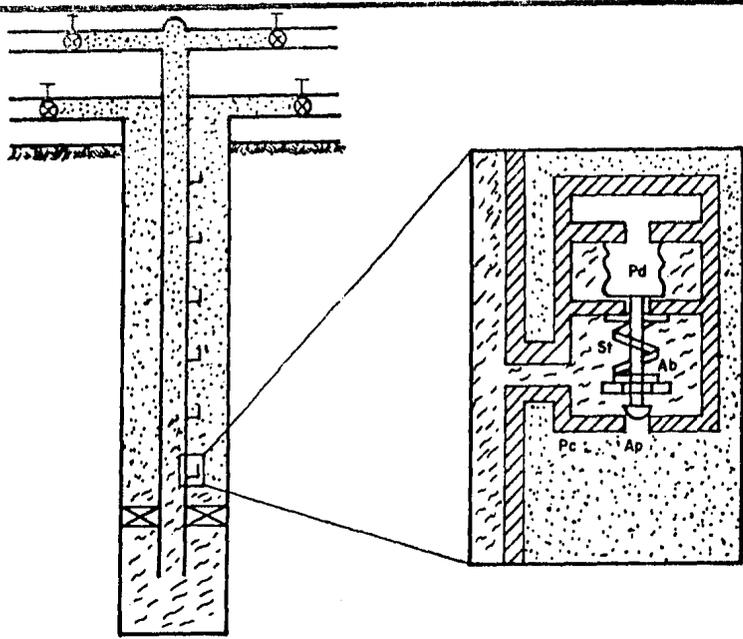


FIG.22 VALVULA OPERADA POR FLUIDOS BAJO CONDICIONES DE OPERACION

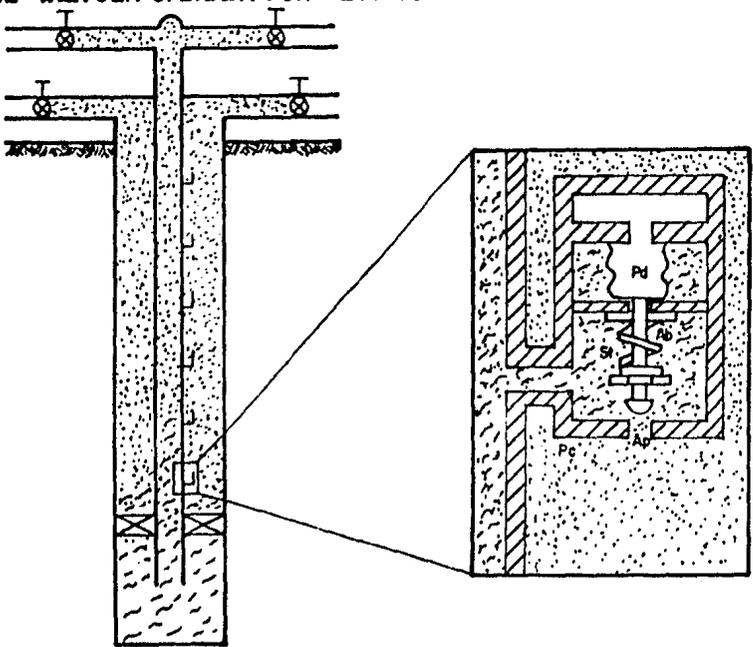


FIG.2.23 VALVULA OPERADA POR FLUIDOS BAJO CONDICIONES DE OPERACION

$$P_t = \frac{P_d}{1-R} + S_t \quad (2.40)$$

La P_d se corrige a la temperatura base de 60°F (o para otra temperatura base), la ecuación (2.40) se usa para obtener las presiones de prueba en el taller:

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1-R} + S_t \quad (2.41)$$

Nótese que cuando la carga en el domo es cero $P_{tro} = S_t$ -- (no es necesario corregir a S_t por temperatura).

Ejemplo 8.

Válvula con doble elemento de carga (domo y resorte).

Datos:

Profundidad de la válvula = 8,000 pies

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

Temperatura a profundidad de la válvula = 180 °F

$$P_{vc} = 1800 \text{ lb/pg}^2$$

$$R = 0.0407,$$

$$1 - R = 0.9593$$

Determinar:

- 1) Presión del domo, P_d a la profundidad de la válvula
- 2) $P_d @ 60^\circ F$
- 3) P_{tro} , presión de prueba para abrir la válvula

Solución:

- (1) Presión en el domo, P_d

Despejando P_d de la ecuación (2.39)

$$P_d = P_{vc} - S_t (1-R) = 1800 - 600 (0.9593) = 1224 \text{ lb/pg}^2$$

- (2) Usando la Tabla 2.1 para una temperatura de la válvula de 180 °F.

$$C_t = 0.795 = \frac{P_d @ 60^\circ F}{P_d @ 180^\circ F}; \quad P_d @ 60^\circ F = 0.795 (1224)$$

$$P_d @ 60^\circ F = 973 \text{ lb/pg}^2$$

(3) La P_{tro} , presión de prueba para abrir la válvula:

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1 - R} + S_t; \quad P_{tro} = \frac{973}{0.9593} + 600$$

$$P_{tro} = 1614.28 \text{ lb/pg}^2$$

Ejemplo 9

Válvula con doble elemento (sin carga en el domo):

Datos:

Profundidad de la válvula = 8,000 pies

Presión superficial del gas de inyección = 800 lb/pg²

$\gamma_g = 0.7$ (aire = 1.0)

$T_s = 100^\circ F$ (temperatura en la superficie)

Temperatura a 8,000 pies = 180°F

$P_{vc} = 800 \text{ lb/pg}^2$

$R = 0.0407$, $1 - R = 0.9593$

$P_t = 750 \text{ lb/pg}^2$

Determinar: (1) la presión de apertura de la válvula a la profundidad correspondiente,

(2) la P_{tro}

(1) La presión en la TR de 800 lb/pg², se calcula de la misma forma que el Ejemplo 1, y como no se tiene carga en el domo:

$P_d = 0$, de la ecuación (2.39)

$S_t = P_{vc} / 1 - R$, cuando $P_d = 0$

la presión para abrir la válvula es:

$$P_t = \frac{P_{vc}}{1 - R} - \frac{P_c R}{1 - R};$$

$$P_t = \frac{800}{0.9593} - 955 \left(\frac{0.0407}{0.9593} \right) = 793 \text{ lb/pg}^2$$

(2) Cuando $P_d = 0$:

$$P_{tro} = S_t = \frac{P_{vc}}{1-R} = \frac{800}{0.9593} = 834 \text{ lb/pg}^2$$

Ejemplo 10

Válvula con carga en el domo y sin resorte.

Datos: Los mismos del Ejemplo 9.

Determinar:

(1) La presión de apertura de la válvula

(2) La P_{tro}

(1) La presión en la TR correspondiente a una presión en la superficie de 800 lb/pg² es de 955 lb/pg²

Dado que no hay resorte, $S_t = 0$. De la ecuación (2.39):

$$P_{vc} = P_d + S_t (1-R)$$

y como $P_{vc} = P_d$, se tiene:

$$P_t = \frac{P_d}{1-R} - P_c \left(\frac{R}{1-R} \right)$$

$$P_t = \frac{800}{0.9593} - 955 \left(\frac{0.0407}{0.9593} \right) = 793 \text{ lb/pg}^2$$

(2) Cuando $S_t = 0$

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ \text{F}}{1-R}$$

La $P_d @ 60^\circ \text{F}$ puede ser determinada usando la Tabla 2.1 para una $T = 180^\circ \text{F}$ en la válvula.

$$C_t = 0.795 = \frac{P_d @ 60^\circ \text{F}}{P_d @ 180^\circ \text{F}}$$

$$P_d @ 60^\circ \text{F} = P_d @ 180^\circ \text{F} (0.795)$$

$$P_d @ 60^\circ \text{F} = 800 (0.795) = 636 \text{ lb/pg}^2$$

Ejemplo 11

Válvula con doble elemento, carga en el domo y resorte.

Determinar:

- (1) La presión de apertura de la válvula
- (2) La P_{tro}
- (3) Procedimiento para colocarla

Solución:

- (1) La profundidad de la válvula, la presión correspondiente a 800 lb/pg^2 en la superficie es de 955 lb/pg^2 correspondiente a 800 lb/pg^2 a la profundidad de $P_{vc} = P_d + S_t(1-R)$ -- de la ecuación (2.39).

Despejando la P_d

$$P_d = P_{vc} - S_t(1-R) = 800 - 300(0.9593) = 512 \text{ lb/pg}^2$$

De acuerdo a esto, de la ecuación (2.33), la presión en la IP para abrir la válvula es:

$$P_t = \frac{P_d}{1-R} + S_t - P_c \frac{R}{1-R}$$

$$P_t = \frac{512}{0.9593} + 300 - 955 \frac{0.0407}{0.9593} = 793 \text{ lb/pg}^2$$

- (2) Para P_{tro} la $P_d @ 60^\circ\text{F}$ puede ser determinada usando la Tabla 2.1 para una temperatura en la válvula de 180°F :

$$C_t = 0.795 = \frac{P_d @ 60^\circ\text{F}}{P_d @ 180^\circ\text{F}}$$

$$P_d @ 60^\circ\text{F} = 0.795 (P_d @ 180^\circ\text{F})$$

$$P_d @ 60^\circ\text{F} = 0.795 (512) = 407 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{tro} = \frac{407}{0.959} + 300 = 724 \text{ lb/pg}^2$$

- (3) Recordando que $P_{tro} = S_t$, cuando $P_d = 0$ se puede establecer el siguiente procedimiento para colocar la válvula:

- Paso 1) Instalar la válvula de prueba, ajustar el resorte hasta que la válvula se abra con una presión de 300 lb/pg², esto es, $S_t = 300 \text{ lb/pg}^2$.
- Paso 2) Verificar que la presión esté arriba de la presión del domo y calibrar la válvula @ 60°F.
- Paso 3) Reducir presiones del domo hasta que la válvula abra, al aplicar una presión de 724 lb/pg².

2.3. CLASIFICACION DE LAS INSTALACIONES DE BOMBEO NEUMATICO.

En general, el tipo de instalación está condicionada por la decisión de hacer producir un pozo con bombeo neumático continuo o intermitente. Las válvulas están diseñadas de modo que funcionen como un orificio de apertura variable para el caso de bombeo neumático continuo, dependiendo de la presión de la TP o pueden tener un asiento amplio para el caso de BN intermitente y suministrar un volumen de gas rápidamente a la TP para desplazar el bache de líquido.

Las características del pozo, el tipo de terminación, tal como agujero descubierto, así como la posible producción de arena y la conificación de agua y/o gas son condiciones de vital importancia que influyen en el diseño de una instalación. Para determinar el tipo de instalación inicial que se use, se debe decidir en función del comportamiento futuro del pozo, incluyendo el decremento de la presión de fondo fluyendo y del índice de productividad. Las terminaciones múltiples requieren de una instalación más compleja.

2.3.1. Instalación Abierta.

En este tipo de instalación el aparejo de producción queda suspendido dentro del pozo sin empacador. El gas se inyecta en el espacio anular formado entre las tuberías de revestimiento y producción y los fluidos contenidos en la TP son desplazados (Fig. -- 2.24). Esto permite la comunicación entre las tuberías de revestimiento y producción, de modo que esta instalación queda restringida a pozos con buenas características, que presenten un nivel alto del fluido, formando un sello o tapón. Normalmente esto puede involucrar exclusivamente a pozos que se exploten con bombeo neumático continuo. Aunque puede ser posible usar este tipo de instalación para pozos que se vayan a explotar con bombeo neumático intermitente, esto debería hacerse solamente cuando el empacador no pueda instalarse por alguna razón. De cualquier modo, no se debe usar una instalación abierta cuando exista alguna posibilidad de liberación del gas alrededor del fondo de la TP.

Otro problema que se tiene en las instalaciones abiertas -

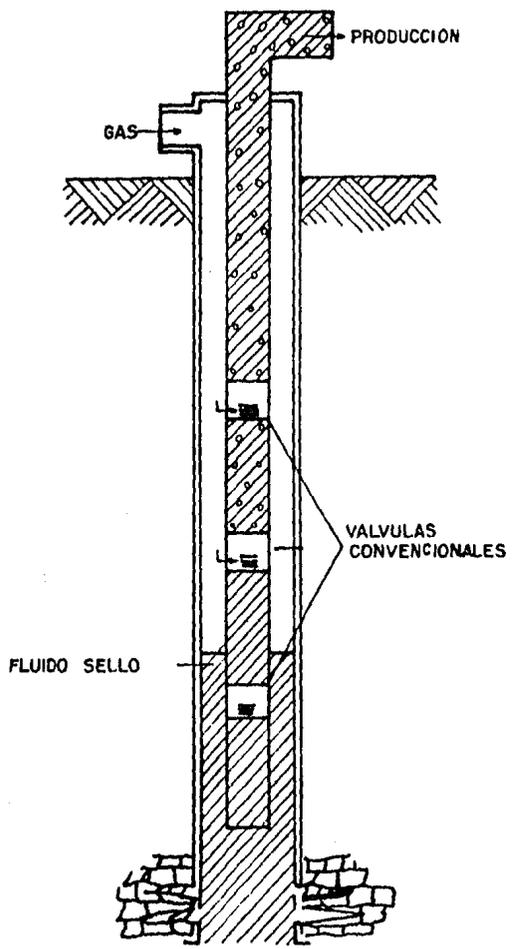


FIG.2.24 INSTALACION ABIERTA

es la presión variable en la línea superficial, que provoca que el nivel del fluido en el pozo aumente y disminuya en el espacio anular exponiendo por consiguiente a todas las válvulas situadas debajo del punto de inyección a una erosión severa con el fluido. Al extraer una instalación de este tipo a la superficie, generalmente todas las válvulas colocadas debajo del punto de inyección se encuentran pulidas por la erosión provocada por el fluido.

Otra desventaja más de este tipo de instalación es que el pozo debe ser descargado y reacondicionado cada vez que se cierre. Debido a que no se tiene un empacador, el nivel del fluido en el pozo aumentará en la etapa de cierre; este fluido debe ser descargado nuevamente por el espacio anular exponiendo a las válvulas a una erosión adicional con el fluido.

Existe también la posibilidad de que, mientras el pozo produce, cierta cantidad de fluido se mueva en el espacio anular, a través de las válvulas inferiores, y hacia el interior de la TP. Esto se debe a la menor resistencia al flujo en el espacio anular. Así, se provocará erosión por el peso del fluido en las válvulas inferiores.

Debido a las desventajas mencionadas es evidente que una instalación abierta no es normalmente recomendada. Sin embargo, --hay situaciones en las que no es posible la colocación de un empacador debido a la erosión, tuberías de revestimiento en mal estado, fallas internas en la TR, etc., en tales casos se debe usar una instalación abierta y realizará un buen trabajo en la mayoría de los pozos con bombeo neumático continuo. En pozos con bombeo neumático intermitente la instalación abierta es ineficiente, debido a la posible liberación del gas en el fondo de la tubería de producción.

2.3.2. Instalación Semicerrada

Esta instalación, Fig. 2.25, es similar a la instalación abierta, excepto que se adiciona un empacador que sirve de aislante entre las tuberías de revestimiento y producción. Este tipo de instalación se puede usar tanto para BN continuo como intermitente. Ofrece varias ventajas sobre una instalación abierta. Primero, una vez que el pozo se ha descargado, no hay camino por el cual el fluido pueda regresar al espacio anular de la TR, ya que todas las válvulas tienen un dispositivo de retención "check". Segundo, cualquier fluido dentro de la TP no puede abandonar la tubería de producción y pasar al espacio anular de la TR. Tercero, el empacador aísla a la TR de cualquier fluido proveniente del fondo de la TP.

Este tipo de instalación se usa también en el caso de bombeo neumático intermitente. El empacador aísla a la formación de la presión que se tenga en la tubería de revestimiento. Sin embar-

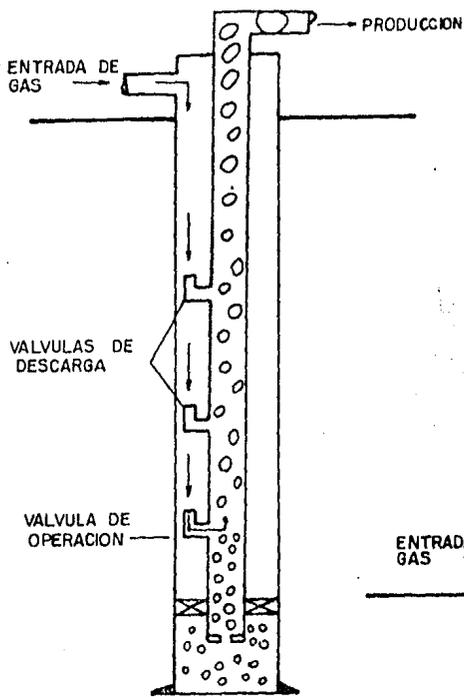


FIG.2.25 INSTALACION SEMICERRADA

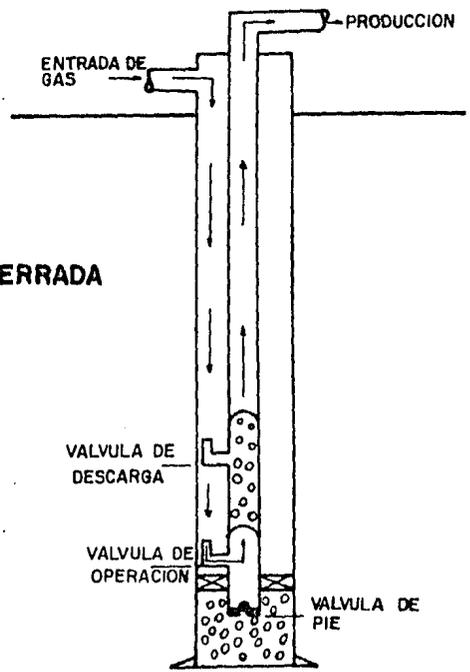


FIG.2.26 INSTALACION CERRADA

go, esta instalación permite que la presión del gas en la TP - -- actúe contra la formación, como en el caso del BN intermitente.

2.3.3. Instalación Cerrada

Este tipo de instalación, Fig. 2.26, es parecida a una -- instalación semicerrada excepto que se coloca una válvula de pie - en la TP. Aunque la válvula de pie se coloca normalmente en el fondo del pozo, ésta se puede situar inmediatamente en el fondo del pozo, ésta se puede situar inmediatamente abajo de la válvula operante. Esta válvula de pie evita que la presión del gas de inyección actúe contra la formación.

En una instalación de BN intermitente se debe instalar una válvula de pie, ya que esta ofrece mayores ventajas para incrementar la producción diaria.

2.4. DISEÑO DE INSTALACIONES DE BOMBEO NEUMÁTICO CONTINUO.

Diversos factores intervienen en el diseño de una instalación de BN; uno de los primeros, es que el pozo esté produciendo - el flujo continuo o en flujo intermitente. Otro factor que influye en el diseño es el conocimiento de cuál tipo de flujo es mejor, este límite presenta muchas dificultades para el diseño de la instalación.

Algunas de las válvulas de bombeo neumático pueden emplearse en ambos flujos, sin embargo, otras válvulas solo pueden ser -- usadas únicamente para uno o para otro caso.

Las razones de emplear válvulas de bombeo neumático son:

- 1) Descargar los fluidos del pozo e inyectar el gas en un punto óptimo de la tubería de producción.
- 2) Crear la presión de fondo fluyendo necesaria para que el pozo pueda producir el gasto deseado, controlando el gas de inyección en la superficie y el gas producido.

La localización de las válvulas de BN en el punto óptimo - está influenciada por:

- a) La presión del gas disponible para descargar el pozo.
- b) La densidad del fluido o gradiente de los fluidos en el pozo a un determinado tiempo de descarga.
- c) El comportamiento de afluencia al pozo durante el tiempo de descarga.
- d) La presión a boca de pozo (contrapresión entre el pozo y la central de recolección) que hace posible que los flui-

dos puedan ser producidos y descargados.

- e) El nivel de fluido en la TP (espacio anular) ya sea que el pozo haya sido cargado con fluido de control o prescindo de él.
- f) La presión de fondo fluyendo y las características de los fluidos producidos del pozo.

Las instalaciones de BN son flexibles, debido a que se puede ajustar de tal manera que se obtenga la máxima producción en óptimas condiciones; considerando el abatimiento de la presión de fondo fluyendo, por lo cual es necesario, en algunos casos, instalar dos o tres válvulas de bombeo neumático adicionales, abajo del punto de inyección.

2.4. DETERMINACION DEL PUNTO OPTIMO DE INYECCION EN UNA INSTALACION DE BOMBEO NEUMATICO CONTINUO.

En el diseño de una instalación de BN continuo, primero debe localizarse el punto óptimo de inyección de la válvula operante a continuación se describe un procedimiento general para los diferentes tipos de válvulas:

- 1.- Graficar en papel con coordenadas rectangulares, la profundidad en el eje de las ordenadas siendo igual a cero en la parte superior y presentando su valor máximo en el punto de referencias (empacador, intervalo medio productor).
- 2.- En el eje de las abscisas graficar la presión con cero en el origen hasta una presión máxima.
- 3.- Trazar la presión estática (P_{ws}) a la profundidad del intervalo medio productor.
- 4.- A partir del índice de productividad "comportamiento de afluencia del pozo" (curva de IPR), calcule la P_{wf} correspondiente al gasto deseado e indique éste valor a la profundidad de referencia.
- 5.- Partiendo de la P_{ws} prolongar la línea del gradiente estático hasta intersectar al eje de las ordenadas, este punto corresponde al nivel estático dentro del pozo.
- 6.- Desde el punto de la presión de fondo fluyendo, graficar el perfil de presión abajo del punto de inyección. Esto puede ser calculado en detalle o puede ser trazado directamente de curvas de gradiente.
- 7.- Señalar en el eje de las abscisas la presión máxima del

gas de inyección (presión de arranque), la presión disponible y la presión de operación. La presión de operación generalmente se fija 50 lb/pg^2 abajo de la presión disponible y ésta, 100 lb/pg^2 abajo de la presión de arranque.

- 8.- Trazar la línea del gradiente de gas correspondiente a la presión de operación y a la presión disponible hasta intersectar la línea del gradiente fluyendo establecida en el paso 6.
- 9.- Marcar el punto donde la presión de operación intersecta la línea de gradiente fluyendo como el punto de balance - entre la presión en el espacio anular y la presión en la TP.
- 10.- Partiendo del punto de balance y sobre la línea de gradiente fluyendo, determinar el PUNTO DE INYECCION DEL GAS, restando 100 lb/pg^2 del punto de balance.
- 11.- Marcar la presión de flujo en la TP (P_{th}) a la profundidad de cero. Realmente este valor es desconocido y debe ser determinado en base a la presión del separador y a la caída de presión que ocurre a través de la línea de descarga.
- 12.- Unir el punto de inyección y la presión de flujo en la cabeza del pozo, seleccionando la curva de gradiente de presión o bien la correlación de flujo multifásico correspondiente. Esta curva proporciona la relación gas-líquido total que se requiere para producir el pozo al gasto deseado. La relación gas-líquido inyectada es igual a la diferencia entre la relación gas-líquido total y la de los fluidos de la formación.

Cuando no se dispone de las curvas de gradiente o correlaciones de flujo multifásico, el punto de inyección y la presión de flujo en la cabeza del pozo pueden unirse con una recta para propósitos de "espaciamento de válvulas".- También para propósito de espaciamento puede utilizarse el gradiente mínimo cuando se dispone de un volumen limitado de gas. El punto de inyección de gas determinado con el procedimiento anterior es válido para un tiempo en particular, pero éste puede variar dependiendo de cómo varíe la presión del yacimiento y el índice de productividad.

Procedimiento gráfico para el espaciamento de las válvulas balanceadas (flujo continuo).

El espaciamento de las válvulas en una instalación de BN continuo depende de los siguientes factores:

1. Tipo de válvula subsuperficial empleada.

2. Descarga del pozo a la presa o a la batería (separador).
3. Profundidad del nivel estático del fluido
4. Presión disponible para descargar el pozo (presión extra o presión normal del gas de inyección).
5. Volumen disponible del gas de inyección durante la descarga del pozo (gradiente de descarga mínimo).

Después de determinar el punto de inyección mediante el -- procedimiento descrito anteriormente, el espaciamiento de las válvulas balanceadas en una instalación de BN se determina con el siguiente procedimiento:

- a) Trazar la línea de gradiente del fluido de control, partiendo de la presión en la cabeza del pozo (P_{wh}), esta presión es igual a cero, si el pozo descarga al quemador y -- tiene un valor positivo si el pozo descarga al separador.
- b) Extender esta línea, hasta intersectar la presión disponible del gas de inyección, esta profundidad corresponde a -- la posición de la primera válvula.
- c) Desde el punto anterior, trazar una línea horizontal, hasta intersectar la línea de gradiente de presión de flujo -- arriba del punto de inyección o a la línea de gradiente de descarga o a la línea de gradiente mínimo.
- d) Del punto de intersección anterior, trazar una paralela a -- la línea de gradiente del fluido de control hasta intersectar la línea de gradiente de presión disponible menos 25 -- lb/pg². Esta profundidad corresponde a la segunda válvula.
- e) Reducir la presión en 25 lb/pg² del punto de intersección -- determinado en el paso (d) y trazar hacia abajo la línea de gradiente de presión del gas de inyección.
- f) Trazar una línea horizontal desde la posición de la válvula -- 1 a la izquierda, hasta intersectar la línea de gradiente de flujo, arriba del punto de inyección.
- g) Desde este punto, trazar una línea paralela al gradiente -- de fluido de control, hasta intersectar la nueva línea de gradiente del gas determinado en el paso (e), esta profundidad corresponde a la válvula número 3.
- h) Repetir el procedimiento descrito en los pasos e, f, y g -- hasta, alcanzar el punto de inyección del gas.
- i) Colocar una o dos válvulas abajo del punto de inyección, -- previendo posibles reducciones en la presión media del ya

cimiento y cambios en la productividad del pozo.

- j) Determinar el diámetro del orificio, empleando gráficas -- o la fórmula propuesta por el Ing. Francisco Garaicochea (apuntes de transporte de hidrocarburos).
- k) Trazar la línea de gradiente geotérmico desde la temperatura de flujo en la superficie hasta la temperatura de flujo en el fondo del pozo.
- l) Determinar la temperatura correspondiente de cada válvula, a la profundidad de colocación.
- m) Seleccionar la P_{50} de las válvulas, disminuyendo en 25 - - lb/pg² la presión entre válvula y válvula, iniciando para la primera con un valor igual a 25 lb/pg² abajo de la presión disponible del gas de inyección.
- n) Determinar la presión de calibración del domo a 60 o - - 30 °F empleando las figuras de Apéndice 2A. para gas o la Tabla 2.1 para nitrógeno.
- o) Preparar una tabla final indicando:
 - 1. Número de válvula
 - 2. Profundidad
 - 3. Temperatura
 - 4. P_{50} (presión superficial)
 - 5. P_{v0} (presión de apertura de la válvula)
 - 6. Presión del domo, P_d'

Procedimiento gráfico para el espaciamiento y calibración de las válvulas desbalanceadas en flujo continuo.

Después de determinar el punto de inyección mediante el procedimiento descrito anteriormente, el espaciamiento de válvulas desbalanceadas se lleva a cabo mediante el procedimiento siguiente:

- 1.- Adicionar 200 lb/pg² a la presión en la TP fluyendo en la cabeza del pozo y marcar este punto a la profundidad de cero. Trazar una línea recta desde éste punto, al correspondiente punto de inyección del gas, esta línea representa la presión en TP de diseño.
- 2.- Trazar la línea de gradiente del fluido de control, partiendo de una presión cero o de la presión fluyendo en la "boca" del pozo, ya sea que el pozo descargue el quemador o al separador, hasta intersectar la línea de gradiente que corresponde a la presión disponible del gas de inyección, este punto determina la profundidad de la primera válvula.

- 3.- Trazar una línea horizontal, desde el punto determinado -- en el paso anterior, hasta intersectar la línea que corresponde a la presión en la TP de diseño.
- 4.- Desde la intersección anterior, trazar una paralela a la línea de gradiente del fluido de control hasta intersectar la línea correspondiente a la presión de operación del gas de inyección. Este punto determina la profundidad de la segunda válvula.
- 5.- Repetir el procedimiento anterior entre la presión en TP de diseño y la presión de operación del gas de inyección - hasta alcanzar el punto de inyección.
- 6.- Trazar un gradiente lineal entre la temperatura en la boca del pozo y la temperatura de fondo.
- 7.- Determinar la presión en TP de cada válvula a la profundidad correspondiente.
- 8.- Tabular la presión en TP de diseño y la presión fluyendo - en TP real para cada válvula a la profundidad correspondiente.
- 9.- Fijar la presión superficial de apertura de la primera válvula 50 lb/pg^2 abajo de la presión disponible del gas de inyección.
- 10.- Seleccionar las presiones superficiales de apertura del -- resto de las válvulas, dejando una diferencia de 10 lb/pg^2 entre válvula y válvula, en forma decreciente y partiendo de la presión superficial de apertura de la primera válvula.
- 11.- Determinar la presión de apertura, de cada válvula (P_{V0})-- a la profundidad correspondiente, sumándole el peso de la columna de gas a cada válvula.
- 12.- Utilizando la presión en la TP de diseño, la presión de apertura de cada válvula y el diámetro del orificio seleccionado, calcular la presión de cierre frente a la válvula (P_{Vc}), la cual es también la presión del domo (P_d).
- 13.- Determinar la presión del domo de cada válvula a 60 o - 80°F utilizando las Figuras del Apéndice 2A o la Tabla - 2.1. Tabular estos resultados.
- 14.- Calcular la presión de apertura en el probador (taller) -- para cada válvula de 60°F utilizando la siguiente expresión.

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1 - R}$$

- 15.- Determinar la presión de apertura P_{vo} de cada válvula a la profundidad correspondiente, utilizando la presión de flujo real en la TP:

$$P_{vo} = \frac{P_d - P_t R}{1 - R}$$

- 16.- Determinar la presión superficial de apertura de cada válvula bajo condiciones reales de operación; previendo de -- que no habrá interferencia entre válvulas.
- 17.- Hacer cualquier ajuste necesario.
- 18.- Preparar en forma tabulada todos los resultados.

a) Válvula No.	g) $P_d @ T_v$
b) Profundidad, pies	h) P_{sc}
c) Diseño (P_t)	i) $P_d @ 60^\circ F$
d) P_t , fluyendo	j) P_{tro}
e) P_{so} (diseño)	k) P_{vo} (real)
f) P_{vo} (diseño)	l) P_{so} (real)

El mismo procedimiento se sigue cuando las presiones de calibración de las válvulas se seleccionan en otra forma. Por ejemplo, se puede diseñar la instalación a una misma profundidad de -- cierre para todas las válvulas o disminuyendo la presión superficial de cierre en 10 lb/pg^2 entre válvula y válvula.

Ejemplo 12.

Sean los siguientes datos:

Profundidad = 8000 pies
 Producción = 1000 bl/día (100% aceite)
 Diámetro de la tubería = $2 \frac{3}{8}$ pg. (1.995 pg. diámetro interior.)
 $P_{ws} = 2650 \text{ lb/pg}^2$
 Índice de productividad = 2 (cte)
 $R_s = 200 \text{ pies}^3/\text{bl}$
 $\gamma_g = 0.70$ (aire=1)
 $P_{so} = 900 \text{ lb/pg}^2$, $\gamma_o = 40^\circ \text{ API}$
 Temperatura del fondo del pozo = 200° F
 Temperatura de flujo en la superficie = 120° F

Determinar el punto de inyección del gas.

- 1.- Trazar en una escala vertical (eje Y) la profundidad (0-8000 pies).
- 2.- Trazar en una escala vertical (eje X) la presión (0-2800 lb/pg²)
- 3.- Trazar la P_{ws} a la profundidad correcta (profundidad del pozo).
- 4.- A partir del índice de productividad, calcular la P_{ws} correspondiente para dar la producción deseada.

$$P = \frac{q_1}{J} = \frac{1000}{2} = 500 \text{ lb/pg}^2$$

- 5.- Restando esta ΔP se obtiene la P_{wf} como sigue:

$$P_{wf} = P_{ws} - \Delta P = 2650 - 500 = 2150 \text{ lb/pg}^2$$

trazar esta presión de 2150 lb/pg² a 8000 pies de profundidad.

- 6.- Partiendo de la P_{wf} y prolongando la línea de gradiente -- estático hasta la intersección con la ordenada, esto da el nivel de líquido dentro del pozo.
- 7.- De la presión de fondo fluyendo de 2150 lb/pg² se prolonga el gradiente de flujo para una R_s = 200 pies³/bl y una P_{so} = 900 lb/pg², con esto es suficiente para obtener el punto de inyección de gas.
- 8.- Marcar la P_{so} de 900 lb/pg²
- 9.- Para una P_{so} = 900 lb/pg² y prolongando hasta que intercep^{te} la línea de gradiente de flujo, para 900 lb/pg² es de 21.2 lb/pg²/1000 pies.
- 10.- Marcar el punto donde se interseca la presión en la TR -- y el gradiente de flujo como el "punto de balance".
- 11.- Se resta 100 lb/pg² a este punto y sobre el gradiente de flujo se localiza el "punto de inyección" del gas.
- 12.- Trazar la P_{wh} a la profundidad de cero.
- 13.- Unir el punto de inyección y la P_{wh}, seleccionando la -- curva de gradiente correspondiente; esto puede ser calculado con figuras similares a las del capítulo 1 (Figs. 1.17 - 1.23). De la Fig. 1.23 R_s total = 600 pie³/bl.

14.- Encontrar el volumen de gas de inyección necesario
 (Total gas-líquido- R_s) q_1 = Volumen de gas
 Volumen de gas = (600-200) 1000 = 400,000 pies³

15.- Encontrar el diámetro correcto del orificio para el paso de gas de inyección.

a) Encontrar la temperatura de operación de inyección. Para este caso, considerando un gradiente de temperatura lineal, la temperatura a:

$$4625 \text{ pies, es: } 120 \text{ } ^\circ\text{F} + \frac{200 - 120}{800} = 176 \text{ } ^\circ\text{F}$$

b) Corregir el volumen de gas por temperatura y por gravedad específica.

$$\text{Factor de corrección} = 0.0544 \sqrt{\delta' g T}$$

$$\text{Factor de corrección} = 0.0544 \sqrt{0.7(176+460)} = 1.148$$

$$\text{Volumen corregido} = 1.148 \times 400\,000 = 459\,131 \text{ pie}^3/\text{día}$$

c) Con las presiones corriente arriba y corriente abajo (1000 y 900 lb/pg²) el volumen corregido de gas y empleando la ecuación 3.30A o gráficas de diversos fabricantes, el diámetro del asiento de la válvula seleccionado es de 12/64 pg.

2.5. OPERACION DE SISTEMAS DE BOMBEO NEUMATICO.

El éxito o el fracaso de cualquier instalación de bombeo neumático, radica casi exclusivamente en el personal que la maneja.

Aunque las válvulas de BN se han perfeccionado al grado de que son por lo menos parcialmente automáticas, las instalaciones requieren estrecha vigilancia tanto en la etapa de descarga como durante el período de ajustes, hasta que la inyección de gas se ha regulado debidamente.

Descarga.- Una vez instaladas las válvulas de BN, el paso siguiente es la descarga de los fluidos del pozo.

La finalidad de la operación es la de permitir que el gas llegue a la válvula neumática de trabajo sin excesivas presiones iniciales, para conseguir la estabilización del régimen de producción.

Cuando en un pozo se instalan válvulas neumáticas por primera vez, el espacio anular tal vez se encuentre lleno de fluido (generalmente lodo) que se ha usado para controlarlo. Y, según sea el sistema de producción que se elija, ya sea de flujo continuo o por etapas, el pozo debe descargarse continua o intermitentemente.

Flujo continuo.- El hecho de que un pozo debe producir continuamente, no indica que no pueda descargarse intermitentemente. Casi siempre en la TP, se puede crear una caída de presión más baja -- por descarga intermitente, que por descarga continua. Sin embargo, para producción continua los pozos suelen descargarse continuamente, y para flujo intermitente se descargan por etapas.

La Fig. 2.27 muestra una operación de descarga continua. Se observa que el aparejo de producción tiene cuatro válvulas de BN y que sus correspondientes presiones de operación son de -- 625,600,575 y 550 lb/pg². Suponiendo que para empezar, el pozo es

tá lleno de fluido de control hasta la superficie. Para descargarlo se siguen los pasos que indica el diagrama.

PASO 1. El gas se inyecta lentamente en el espacio anular a través de una válvula de agujero (estrangulador). Inmediatamente el fluido de control empieza a salir por la TP.

La práctica común es la de descargar el fluido en una presa, hasta que empiece a salir gas a través de la primera válvula, o hasta que en la corriente aparezca gas. Es importante efectuar, la operación lentamente, para que los fluidos que pasan por las válvulas no las dañen.

PASO 2. A medida que el espacio anular se le aplica gas continuamente, la presión en la TR debe subir gradualmente para que el fluido siga ascendiendo por la TP, ya que dicho fluido su be en forma de U, del espacio anular a la TP.

PASO 3. La válvula No. 1 (de 625 lb/pg²) no tarda en quedar al descubierto, ya que el gas pasa a la TP. Esto se observa en la superficie por el aumento instantáneo de la velocidad del flujo que sale por el extremo de la TP.

PASO 4. La descarga del pozo es una mezcla de gas y líquido y la presión en la TR se estabiliza a 625 lb/pg², que es la presión de operación de la válvula No. 1. Para no desperdiciar gas, el flujo puede derivarse hacia los separadores de campo.

PASO 5. La inyección del gas en el espacio anular hace que el nivel de líquido siga bajando hasta que la válvula No. 2 (600 -- lb/pg²) queda al descubierto. La válvula queda al descubierto debido a que el gradiente es aligerado considerablemente por el gas.

Por ejemplo: si el fluido de control tiene un gradiente de 0.50 lb/pg²/pie, con la inyección del gas puede bajar a unas 0.10 lb/pg²/pie en la TP.

Si la distancia hasta la válvula No. 1 es de 1250 pies, el gradiente de presión a tal distancia cambia de 1250 x 0.5 = 625 -- lb/pg² a 1250 x 0.10 = 125 lb/pg², o sea una diferencia de 500 lb/pg².

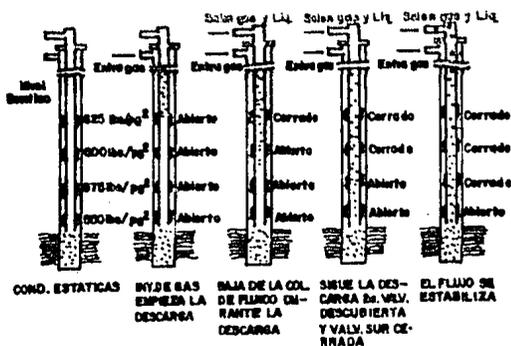


FIG. 2.27 OPERACION DE DESCARGA CONTINUA

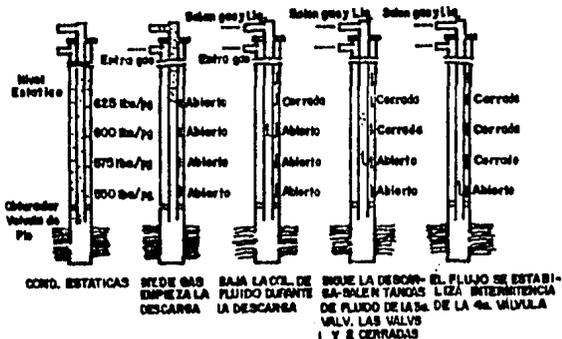


FIG. 2.28 INSTALACION PARA POZO INTERMITENTE

La presión de la TP cuando el gas empieza a pasar por la válvula No. 1, es de 50 lb/pg², en la superficie más $1250 \times .10 = 50+125=175$ lb/pg². Quedan entonces $625-175 = 450$ lb/pg², para tra bajar el pozo hasta la válvula No. 2. Así se determina también el espaciamiento de la válvula No. 2, el cual es de $450/0.50$, o sea 900 pies. La válvula No. 2, se instala a 2150 ($900+1250$) pies.

PASO 6. Tan pronto la válvula No. 2 queda descubierta, el gas entra en ella a 2150 pies.

La presión de la TR además baja a 600 lb/pg², ya que la -- válvula No. 2 funciona a 25 lb/pg², menos que la No. 1.

El gradiente de presión, en la TP, baja a 0.10 lb/pg²/pie de la válvula No. 2 a la superficie; y la presión de la TP en el sitio de instalación de la válvula No. 2 es de 50 lb/pg² (en la superficie) * $(0.10) (2150) = 50+215=265$ lb/pg². Queda así una diferencia de 335 lb/pg² ($600-265$) para llegar hasta la válvula No. 3, situada a 2820 pies ($(335/0.5)+2150$).

PASO 7. El gas se inyecta continuamente hasta llegar a la válvula No. 3 y la operación se repite hasta llegar a la No. 4. - Durante la descarga del pozo, la presión de fondo baja al punto - en que los fluidos de la formación empiezan a entrar en el fondo de la TP.

En ese momento la composición de los fluidos en la TP empieza a cambiar, transformándose en una mezcla de los fluidos que se están desplazando del espacio anular y los que salen de la formación. Cuando tal cosa ocurre, la producción de descarga del pozo tiende a bajar, hasta que se llega a la válvula de operación

PASO 8. Tan pronto se llega a la válvula No. 4 (a 3306 -- pies), la TR se estabiliza a 550 lb/pg². de presión de operación en la superficie y el pozo entra en producción.

El método de descarga continua debe ser de operación ininterrumpida. Las válvulas se espacian de modo que el pozo se descarga por sí mismo, controlándose el gas en la superficie. Si por alguna razón el pozo no descarga, iníciase la inyección y descargas intermitentes, según se indica a continuación.

Flujo intermitente. - Si de antemano se sabe que un pozo - dado debe adaptarse para bombeo neumático intermitente, Fig. 2.28 (por ejemplo 60 bl/día a 8000 pies), dicho pozo se puede descargar con menos válvulas que en una instalación de flujo continuo.

Los factores de gradientes de descarga se indican en la -- Fig. 2.29 (A y B). Se observa que los gradientes dependen del régimen previsto de producción y del diámetro de la TP.

Puesto que casi todos los pozos intermitentes producen de 50 a 200 bl/día, el gradiente de 0.40 lb/pg²/pie suele bastar para efectuar la descarga.

La descarga intermitente es en principio, muy parecida a la continua, con la excepción de que la descarga de fluidos se desaloja hacia la superficie por "pistoneo" y en baches.

Por ejemplo: en un pozo como el de la Fig. 2.28, que tiene el mismo número de válvulas que el de la Fig. 2.27 (flujo continuo), la válvula No. 1 se colocaría también a 1250 pies si el pozo estuviera lleno de fluidos de control hasta la superficie. Los pasos para llevar a cabo la descarga son los siguientes:

PASO 1. El pozo se descarga del mismo modo que en el método de inyección continua hasta que la válvula No. 1 queda al descubierto.

PASO 2. Mediante un control de tiempo de una válvula de --aguja instalada en la superficie, el pozo se gradúa para intervalos breves y cortos períodos de inyección.

Un buen comienzo sería el de fijarle al gas de inyección un ciclo de 10 min., con sólo 1 min. de inyección, para que quede suficiente margen de tiempo entre los baches, especialmente hasta que se llege a la profundidad interior.

Tan pronto como desde la válvula No. 1 se desaloje un bache, la caída de presión es de $(0.4)(1250) = 50 \text{ lb/pg}^2$, contra 125 lb/pg² que es la de pozos de descarga continua. En la práctica, el gradiente de descarga se puede reducir a menos de 0.4 lb/pg²/pie, pero esa cifra contiene un buen margen de seguridad para fines de diseño.

PASO 3. Los líquidos que contiene el espacio anular, siguen pasando a la TP, del mismo modo que en el método de descarga continua.

La válvula No. 2, queda a más profundidad. Con 50 lb/pg² de presión en la superficie, la presión total en la TP a 1250 pies es de $50 + (0.40 \times 1250) = 100 \text{ lb/pg}^2$. Quedan, pues, 525 lb/pg² (625 - 100) para llegar hasta la superficie.

El espacio entre las válvulas No. 1 y No. 2 es de 1050 - -pies (525/.5) o sea que la válvula No. 2 queda a 2300 pies de profundidad contra 2150 pies que es la requerida para descargar continuamente.

PASO 4. En cuanto la válvula No. 2 queda al descubierto, - de dicha válvula a la superficie, el gradiente de presión es de --0.04 lb/pg²/pie, y la presión de la TR baja a 600 lb/pg².

En la válvula No. 2, la presión de la TP es entonces de $50 + (0.04) \times (2300) = 142 \text{ lb/pg}^2$, o sea que quedan 458 lb/pg^2 ($600 - 142$) para llegar a la válvula siguiente. El espaciamiento hasta la válvula No. 3 es de 916 pies y queda a 3216 pies ($2300 + 916$), - contra 2820 pies que es la profundidad en el método continuo.

PASO 5. Lo mismo acontece hasta que la válvula No. 4. des- carga a 4008 pies.

La duración del ciclo se gradúa seguidamente para satisfac- er las características de producción del pozo.

Observa que para flujo intermitente, con el mismo número de válvulas se alcanza una profundidad de 4008 pies, en tanto que para descarga continua sólo se llega a los 3306 pies.

En descarga intermitente, en ciertos casos, es difícil pa- sar de una válvula a otra. Si tal cosa ocurre, una de las reglas prácticas consiste en aliviar en la superficie toda la contrapre- sión y usar exceso de gas para descargar el pozo.

A profundidades mayores, un buen ciclo de descarga es de 1.5 por la profundidad en pies/1000 pies, con un ciclo tal, la -- válvula tiene un tiempo de cierre y, por consiguiente, de crear -- mínima presión en la TP. Tal efecto es especialmente importante -- si se desea llegar a una válvula situada más abajo.

Controles superficiales.- Muchos de los medios existentes para controlar la inyección de gas en los pozos. El tipo de insta- lación (intermitente o continua), determina en alto grado la cla- se de control requerido.

Hay casos también en los que las condiciones adversas (la congelación por ejemplo) influyen en la elección de controles. A continuación se mencionan varios tipos de controles superficiales, tanto para instalaciones intermitentes como continuas.

a) Estrangulador.- En flujo continuo, el estrangulador es el medio más sencillo y eficaz para controlar la instalación -- (Fig. 2.30). El estrangulador se instala en la línea de inyección de gas y se elige un diámetro adecuado para que dé paso a la TP - al volumen prescrito de gas.

Para determinar el tamaño preciso del estrangulador se re- quiere emplear una ecuación conveniente de acuerdo a las caracte- rísticas del pozo. Los estranguladores variables simplifican la -- obtención del tamaño adecuado, pero son más propensos al congela- miento. Para solventar ese problema, el estrangulador puede alo- jarse dentro de una camisa, a través de la cual se hace pasar la corriente caliente del pozo.

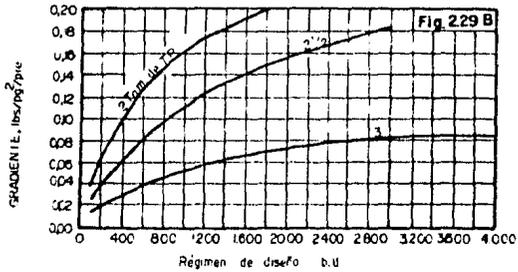
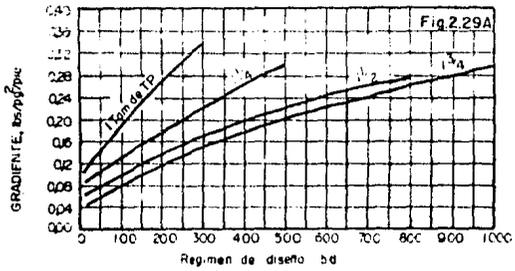


FIG.2.29 GRADIENTE DE DESCARGA PARA CALCULAR ESPACIAMIENTO DE VALVULAS

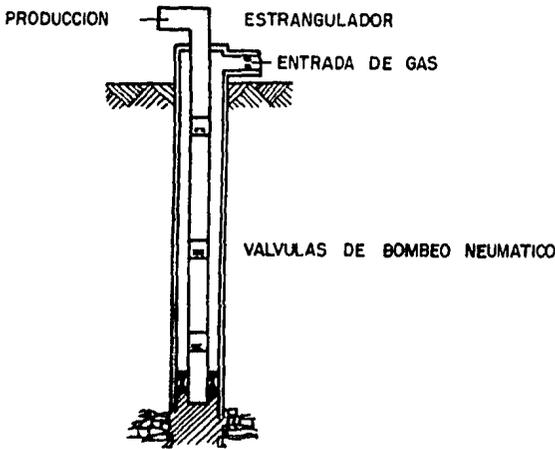


FIG.2.30 VALVULA DE AGUJA (ESTRANGULADOR)

El único inconveniente de la camisa calefactora es la contrapresión adicional que puede ocasionar en la superficie, a causa de sus curvas y restricciones.

Para alcanzar el mismo objetivo del estrangulador, a veces se instala una válvula de aguja. Esta es muy parecida al estrangulador graduable y también tiene casi los mismos problemas.

Los pozos de flujo intermitente que tienen válvulas desbalanceadas de BN (pero de adecuada diferencia de presiones de apertura y cierre), también se puede controlar con estranguladores.

Este tipo de control, sin embargo, requiere máxima atención para determinar el tamaño indicado de estrangulador superficial. El régimen de inyección de gas debe cronometrarse para que coincida con las características de producción del pozo.

Por ejemplo, tal vez es deseable activar un pozo cada 30 min., abrir las válvulas a 750 lb/pg² y cerrarlas a 700 lb/pg². -- Eso significa que el estrangulador debe de producir un incremento de presión en la TR de 50 lb/pg² (de 700 a 750), en media hora.

Otros pozos tal vez requieren el mismo incremento de presión en dos horas o en varios intervalos, según sean las características de productividad.

En la mayoría de los casos, el estrangulador es el indicado para pozos intermitentes en los que la fuente de gas es escasa y en los cuales contiene aprovechar el espacio anular para almacenarlo.

El estrangulador es un buen medio de control, pero debe tenerse extremo cuidado en la elección de las válvulas que tengan la requerida diferencia de presión de cierre y apertura, es decir que den entrada al volumen adecuado de gas.

Si la diferencia es muy grande, el consumo de gas se incrementa notablemente y si es muy pequeña, el pozo se carga de líquido, ya que el gas no es suficiente para desalojarlo.

El estrangulador, por otra parte, puede agravar los problemas de congelamiento. Para esta tarea, el dispositivo más apropiado suele ser una válvula intermitente de fuelle y, entre éstas, -- la mejor es la que tiene gran diferencia entre las presiones de apertura y de cierre o que es marcadamente sensible a la presión en la TP.

Varios son los medios existentes para controlar la inyección de gas en los pozos de BN. Según se vio, el tipo de instalación determina en algo grado la clase requerida de control. El uso de reguladores, conjuntamente a los estranguladores, es común en --

ambas clases de instalaciones, pero su aplicación difiere un tanto.

Flujo intermitente, el control de tiempo se pone en serie con el estrangulador. Eso se hace para que, cuando la presión en la TR llegue al punto deseado, el regulador cierra la entrada de la presión se incremente en la TP al valor predeterminado (Fig. -- 2.31.) Por eso el tamaño del estrangulador no es tan crítico. Generalmente puede instalarse un estrangulador algo más grande de lo normalmente necesario, ya que el regulador le impide que deje entrar demasiado gas en el espacio anular.

Por ejemplo, en el caso citado anteriormente se necesitaban 30 min. para que la presión subiera 50 lb/pg^2 (de 700 a 750). Si el estrangulador permitiera que tal aumento ocurriera en sólo 20 min., el regulador cortaría el paso al gas al llegar a la presión de cierre (750 lb/pg^2). Tal arreglo suele denominarse de control por estrangulador con cierre por presión de la TR.

La válvula no se abre hasta que la carga de fluido en la TP, suba lo suficiente para accionarla. Aunque la acumulación de presión en la TR ocurre en 20 min. los ciclos siguen siendo de 30 min. dadas las características de la válvula.

Otra aplicación de ese tipo de control es la de pozos en los que el volumen necesario de gas no logra entrar mientras la válvula permanece abierta. Por ejemplo, si la diferencia de presión para mantener la válvula abierta es de 50 lb/pg^2 , tal vez la cantidad entrante de gas no baste para levantar la carga de líquido. En tal caso, el tamaño del estrangulador de superficie puede ser igual a la mitad del orificio de la válvula de BN.

Cuando la válvula de BN se abre y baja la presión en la TR, el regulador se abre y deja entrar el volumen adicional necesario de gas para levantar la carga de fluido. Puesto que el orificio de la válvula es mayor que el estrangulador, la presión de la TR sigue bajando y la válvula se cierra. Cuando eso ocurre, el estrangulador sigue dando paso al gas hasta que se alcance la presión determinada de apertura en la superficie. El pozo queda entonces listo para que la próxima carga de fluido abra la válvula.

Flujo continuo, el regulador se puede colocar en paralelo con el estrangulador para compensar las presiones fluctuantes del gas de inyección, Fig. 2.32. Por ejemplo, si se trata de mantener 700 lb/pg^2 en la TR, lo conveniente es instalar un estrangulador de $8/64"$ de 800 lb/pg^2 en el circuito anterior. En ocasiones, tal vez la presión del circuito anterior baje a 750 lb/pg^2 y la de la TR a menos de 700 lb/pg^2 aunque haya bajado la presión del circuito anterior.

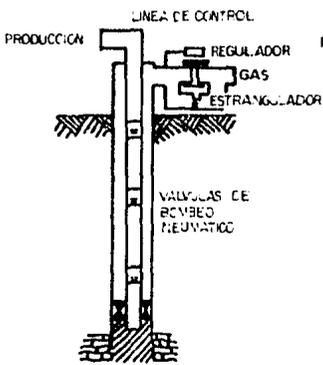


FIG. 2.31 REGULADOR EN SERIE

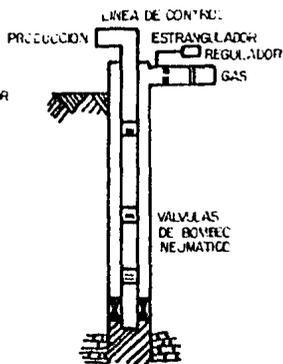


FIG. 2.32 REGULADOR EN PARALELO

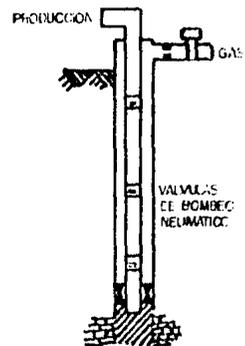


FIG. 2.33 CONTROL DE INTERMITENCIA

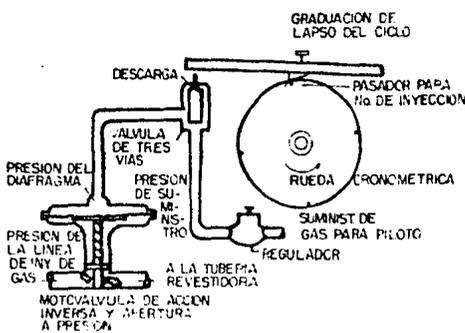


FIG. 2.34 CONTROL DE TIEMPO MANUAL

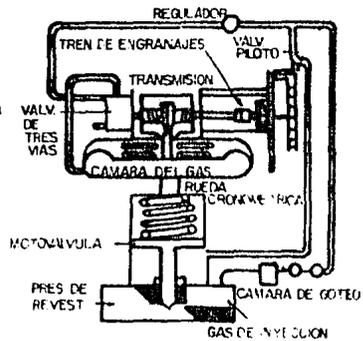


FIG. 2.35 CONTROL DE TIEMPO AUTOMATICO

El control de tiempo, no se recomienda para flujo continuo, salvo en aquellos casos en los que la congelación impide el uso de estrangulador. Instalando un control de tiempo para ciclos cortos y rápidos, el gas necesario se inyecta a través de un asiento grande y se elimina la congelación.

El flujo intermitente, el control de tiempo es el medio -- más común de controlar la inyección de gas. En la superficie, el regulador se puede graduar casi a cualquier intervalo de inyección. La graduación se hace mediante la simple remoción de pasadores o cambiando el número de revoluciones del cronómetro. Se puede por ejemplo, ajustar para que inyecte durante 1 min. cada 30 min., 2 min. La Fig. 2.33 muestra un regulador superficial típico para inyectar gas. La Fig. 2.34 muestra un cronómetro común de cuerda y la Fig. 2.35 otro cronómetro automático carente de cuerda.

En instalaciones de tubería macarroni es necesario tomar -- ciertas precauciones:

Los volúmenes de gas de inyección deben bajar por un espacio muy restringido, entre los tubos delgados y la TP. Tal inconveniente puede conducir a la acumulación del gas, especialmente en bombeo neumático intermitente, en el cual el gas es inyectado periódicamente mediante un regulador situado en la superficie.

Al abrirse el asiento grande del regulador, lo probable es que el gas se inyecte tan rápidamente que la presión se acumule en el tramo inicial del pozo, cerca de la superficie, y abra las válvulas superiores. Tal situación se puede eliminar colocando un estrangulador en el circuito anterior o posterior al regulador, a -- fin de reducir el régimen de inyección cuando se abre el regulador. Así se evita que se abran las válvulas de arriba y se logra que el gas baje hasta la válvula más profunda.

Instalaciones nuevas. -- Durante la instalación de un aparato de BN ya sea en un pozo recién terminado o durante el reacondicionamiento de uno antiguo, deben seguirse los siguientes pasos:

- 1.- Antes de instalar las válvulas éstas se deben probar para cerciorarse de que abran a las presiones deseadas.
- 2.- Es preciso que el pozo esté completamente limpio. Para dejarlo listo, el lodo se debe circular varias veces. Si en el pozo han quedado materiales indeseables (cal blanda, -- por ejemplo), las válvulas se tapan rápidamente y para des-- taparlas hay que sacar la tubería de producción.
- 3.- Las válvulas se instalan en la tubería de producción, en -- las posiciones predeterminadas. Evítese usar llaves o ten-- zas que puedan maltratarlas.

- 4.- Una vez instalado el aparejo de producción con sus válvulas es necesario desalojar el lodo del pozo. El modo de lograr ese objetivo, naturalmente, depende del tipo de terminación que se haya empleado en el pozo.

Un buen medio de hacerlo consiste en instalar una camisa de circulación de puerta lateral corrediza inmediatamente arriba del empacador y meterla en posición abierta. El empacador se fija y, una vez puestos los niples necesarios en el "árbol de conexiones", se inicia la circulación. Si las válvulas son de flujo, el lodo se desaloja bombeando por la TP y evacuando por la tubería de revestimiento.

El lodo suele desplazarse con aceite o con agua. Al comenzar el bombeo, la presión se debe incrementar una o dos veces para cerciorarse de que se cierren las válvulas de retención inversa de las válvulas de BN. En ningún caso es permisible bombear por la TR, a través de las válvulas de BN.

- 5.- Ya desalojado el lodo, el pozo se puede descargar con gas. Para entonces se puede cerrar la camisa de circulación; a menos que se prefiera descargar primero el pozo. Si éste ha de funcionar en forma intermitente y se sabe de antemano que debe trabajar a base de la presión de fondo, la camisa de circulación abierta indica cuando se ha descargado totalmente la TR.

- 6.- Para descargar el pozo, el gas de inyección debe pasar en la superficie por un estrangulador pequeño para que la descarga sea efectiva.

A menos que se espere que el pozo sea fluyente, la TP se debe dejar totalmente abierta. Para iniciar la descarga el gas debe empezar a inyectarse lentamente. El régimen de inyección se puede graduar a medida que se observa la corriente de descarga. Esta suele ser igual a la capacidad máxima de la TP hasta que se llega a la primera válvula.

No es aconsejable aplicar inmediatamente toda la presión de la línea sobre la TR, ya que así se impone presión diferencial adicional sobre todos los fuelles de las válvulas de BN. Y si éstas tienen pilotos tipo diferencial, la presión excesiva en la TR las mantiene en posición cerradas.

- 7.- Tanto los pozos intermitentes como los de flujo continuo se pueden descargar ininterrumpidamente hasta la primera válvula (siempre que, al comenzar, el pozo haya estado lleno hasta la superficie).

- 8.- Si el pozo se ha de descargar en forma intermitente después de que la descarga llega a la primera válvula se puede poner bajo ciclos de 5 a 10 min., e inyectar amplio volumen de gas para que cada vez salga a la superficie un buen bache. A medida que se van alcanzando las válvulas situadas a más profundidad conviene aumentar la duración de los ciclos. El aumento, en minutos, es generalmente de 1.5 por la profundidad en pies y multiplicado por mil.
- 9.- Terminada la descarga del pozo, si la camisa sigue abierta, se cierra con equipo de línea de acero y el pozo se pone en producción.

Hasta cierto punto la mejor forma de graduar el volumen de gas es la de tanteo, aunque la experiencia y el análisis a fondo del diseño de la instalación es la manera correcta.

El reacondicionamiento de instalaciones de BN se puede necesitar varias veces durante la etapa de producción de los pozos. Las causas más comunes son daños o defectos de las válvulas.

Por regla general, las instalaciones nuevas suelen funcionar sin contratiempos durante dos o tres años, al cabo de los cuales las válvulas en muchos casos siguen todavía en buenas condiciones. Aún así, y no importa en que condiciones se encuentren, es recomendable reemplazarlas dentro de un plazo prudente.

Si cada vez que se reacondiciona el pozo se sacan las válvulas usadas para examinarlas y probarlas, la demora puede costar mucho dinero, ya que el equipo y reparación debe permanecer ocioso hasta que las válvulas se devuelvan del taller. Por eso, en la mayoría de los casos resulta más práctico y económico colocar válvulas nuevas y éstas son garantía de funcionamiento sin contratiempos, al menos durante un largo tiempo.

El procedimiento de instalación depende de cómo se encuentre el pozo: lleno de lodo, de salmuera o vacío. Si el pozo se ha de controlar con lodo, sigase el procedimiento indicado para pozos recién perforados. Si ha de controlarse con fluidos tales como salmuera, lodo, etc., el procedimiento es el mismo, pero a partir del paso (6) arriba indicado. Y si el pozo ha de permanecer vacío, debe empezarse por el paso (8).

Si el pozo se ha de controlar con lodo o con fluido antes de sacar el aparejo de producción, el fluido se debe bombear por dicha tubería y extraerse por la TR. Así se evita la acción corrosiva del fluido sobre las válvulas de BN.

Si las válvulas se deben inspeccionar en la superficie una vez removidas del pozo, lávense con agua para remover la parte de ca del lodo y demás materias extrañas. Dentro del pozo, una deter

minada válvula puede funcionar perfectamente, pero una vez sometida a la acción del lodo o del fluido de control tal vez falle sin estar dañada, simplemente porque puede haberse formado (disecado) materiales sólidos y en las piezas móviles.

Casi siempre lo indicado es enviar las válvulas usadas al taller de instrumentos para ser probadas y recalibradas si es necesario.

Si el reacondicionamiento del pozo requiere fracturamiento o acidificación, las instalaciones de BN deben ser objeto de precauciones adicionales. Por ejemplo, si bien el espacio anular tal vez sólo contenga gas, la presión resultante (proveniente sólo del gas) actúa sobre el empacador. Si éste es corriente, carente de cuñas, lo más probable es que se desprenda al aplicar presión en la superficie, sobre la TP. En muchos casos los empacadores -- simples de producción se mueven con sólo llenar con líquido la -- TP. Equilibrando las fuerzas que tienen a mantener fijo el empacador, con las que tienden a moverlo hacia arriba, puede determinarse la presión que debe aplicarse en la superficie.

Incremento de producción en un pozo de bombeo neumático modificando el equipo superficial y subsuperficial.

La producción de crudo (petróleo) de una plataforma de 20 pozos casi se duplicó luego de efectuar los cambios subsuperficiales en los pozos, sugeridos por un análisis crítico en el sistema de BN.

En un sólo pozo la producción se incrementó de 620 a 2280 bl/día. El análisis que puede usarse en cualquier sistema de BN comprendió cinco pasos:

- 1.- Determinar la temperatura y la presión de flujo.
- 2.- Revisar el tamaño de la tubería de producción, para obtener el gasto máximo de flujo.
- 3.- Verificar la presión de BN, a fin de ver si es lo suficientemente alta para inyectar gas cerca del fondo de la TP.
- 4.- Estudiar cuidadosamente la equidistancia (espaciamiento) de las válvulas de BN.
- 5.- Revisar todo el sistema para encontrar formas de reducir la presión en el cabezal.

De este análisis surgieron recomendaciones para efectuar ciertos cambios en el sistema de BN de los pozos. Los cambios específicos efectuados en el pozo cuya producción aumentó de 620 -- bl/día a 2280 bl/día fueron:

- a) Se aumentó la TP de 2 3/8" a 3 1/2".

- b) Se aumentó la presión de trabajo de 900 a 1300 lb/pg²
- c) Se redujo el espaciamiento entre las válvulas y su número de aumento de 8 a 14.
- d) Se retiró el cabezal todo lo que pudiera restringir el flujo.

Se añadió además, otro compresor y se modificó el sistema de distribución del gas, para aumentar así la presión de suministro en el cabezal.

Con evaluaciones y modificaciones de un sistema, la producción de los pozos de BN puede aumentar, pues los puntos críticos de un sistema continuo son:

El tamaño de la TP, la presión de BN, la disposición de las válvulas del pozo y la contrapresión en la superficie.

Al corregir cualquiera de esos factores mejora el sistema. Pero al mejorar todos el sistema es mucho más eficiente.

La tubería de producción de reducido diámetro es uno de los errores más comunes en el sistema de BN de flujo continuo y alto volumen.

En muchos casos se instala TP de 2 3/8", en pozos que inicialmente son fluyentes. Cuando el BN se hace necesario debido a la baja presión de fondo o al aumento de volumen de agua, se instalan válvulas para el BN. En el caso indicado, la TP de 2 3/8" resultó insuficiente y fue necesario instalar tubería de 3 1/2" y de hasta 4 1/2" para manejar el aumento del volumen de flujo.

Los cabezales, las líneas de flujo y los separadores, en muchos casos se diseñan para pozos fluyentes y no se cambian cuando se hace necesario el BN. Sin embargo, el cabezal y otros accesorios en la superficie deben cambiarse a un tamaño que debe ser por lo menos igual o mayor que el de la TP.

Deben eliminarse todas las curvas de 90° y reemplazarse por curvas cerradas. Deben retirarse todas las restricciones al flujo, incluso estranguladores y válvulas tipo macho.

Para pérdidas de presión mínimas la línea de flujo debe ser, por lo menos, un tamaño más grande que el de la TP. Fig. 2.36.

La tubería de fibra de vidrio en la actualidad es ampliamente usada en la industria petrolera. En el mismo tamaño nominal que la de acero, tiene mayor diámetro interior y menor coeficiente de fricción.

Al instalar un sistema de BN se sobrecarga el colector del separador. No es raro encontrar hasta 10 pozos conectados a un colector de 4".

Se pueden eliminar pérdidas de presión de 5 a 15 lb/pg² instalando colectores de mayor diámetro y válvulas de apertura total. La Fig. 2.37 muestra un colector de separador típico, antes y después de efectuar los cambios. La contrapresión en el cabezal se puede reducir fácilmente entre 50 y 75 lb/pg² con sólo efectuar los cambios indicados en el cabezal en el colector y reemplazando la línea de flujo. Fig. 2.36.

La reducción de presión en el cabezal es una de las modificaciones más fáciles de llevar a cabo. Por ejemplo, una reducción de presión en la superficie de 40 lb/pg² permite un punto de inyección más bajo de 8575 pies a 8800 pies, lo que cambia de presión de fondo de 1790 a 1720 lb/pg².

En proyectos de BN es importante tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- 1.- En todos los casos posibles, deben usarse solamente válvulas que generen una mínima restricción interna, tales como las colocadas exteriormente a la tubería, de apertura completa.
- 2.- Las válvulas de funcionamiento a presión se pueden controlar en la superficie y se puede regular la producción mediante el volumen de gas que se inyecte en la superficie. A medida que las condiciones de los fluidos proporcionados por la formación productora cambian, se modifica también el funcionamiento de las válvulas. Los pozos equipados con esas válvulas son generalmente más fáciles de limpiar, después de trabajos de reacondicionamiento y tratamientos químicos.
- 3.- No debe pasarse por alto la posible necesidad de usar un gran número de válvulas. Antes de empezar un reacondicionamiento para reemplazar válvulas, se determina la profundidad aproximada de funcionamiento, por medio de estudios de la presión y la temperatura de flujo.

Las válvulas arriba de esos valores deben espaciarse a intervalos de 200 a 300 pies hasta el tope del empacador (Fig. 2.36).

Si el pozo llegara a necesitar más gas que una válvula puede dejar pasar, el gas adicional se puede inyectar a través de la válvula siguiente, 200 pies más arriba. Y si una válvula falla, la producción se puede extraer mediante la válvula siguiente, más arriba o más abajo.

- 4.- El uso de válvulas de aguja del tamaño medio en el BN, permite el eficiente manejo de pozos para los que no se conocen el índice de productividad ni la presión de fondo, al efectuar el diseño de las válvulas.

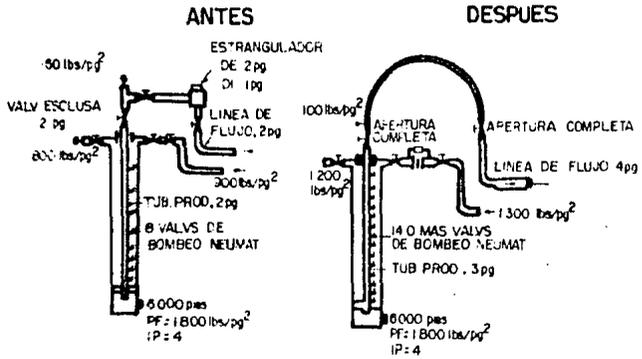


FIG. 2.36 MODIFICACIONES SUPERFICIALES Y SUBSUPERFICIALES

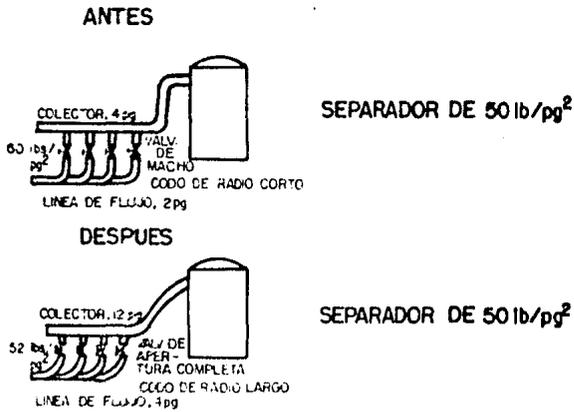


FIG. 2.37 MEJORA DEL COLECTOR

Con válvulas de ese tipo se obtiene una producción uniforme y continua en pozos de poca producción. Y si el pozo es de alto volumen de producción y requiere más gas del que una válvula puede dejar pasar, la siguiente válvula más arriba se abrirá para dejar pasar el gas adicional.

Si los pozos están equipados con válvulas de aguja grande y dejan de producir el volumen planeado, la producción puede tender a volverse intermitente, lo que reduce la productividad.

La continua inyección excesiva de gas aumenta el gradiente de flujo en la TP y reduce el volumen total producido.

- 5.- La instalación de válvulas de alta presión permite colocar la válvula operante a mayor profundidad, lo que hace que las otras estén también localizadas a mayor profundidad.

Deben colocarse un número mínimo de válvulas arriba de las de trabajo para conservar la presión de bombeo. Esto permite también colocar más válvulas cerca de la profundidad de operación.

El uso de las válvulas de alta presión hace que el pozo produzca a régimen más alto, pues se dispone de presión de gas más elevada y a mayor profundidad.

Deben tomarse precauciones para minimizar la caída de presión entre una válvula y la siguiente. Pueden usarse válvulas que requieran caída de presión en un sistema cuidadosamente diseñado.

Los controles y las mediciones continuas del sistema, deben efectuarse unavez que éste haya sido instalado. Cada pozo debe probarse 2 veces al mes para determinar su producción de crudo, agua y gas, el volumen de gas empleado y las presiones en las tuberías de revestimiento y producción.

A partir de esos datos se pueden calcular otros factores importantes.

Mientras el pozo produzca satisfactoriamente, cada 6 meses deben efectuarse estudios sobre la temperatura y la presión del flujo. Antes de reacondicionar el pozo para instalar nuevas válvulas de BN, se debe analizar, además del índice de productividad, a fin de tener datos para el espaciamiento adecuado de las nuevas válvulas.

Una semana después de instalar las nuevas válvulas debe repetirse el análisis, para evaluar la eficiencia de la nueva instalación.

Finalmente, debe evaluarse la eficiencia total del sistema, por lo menos una vez al año y cada vez que la producción de-
cline significativamente.

2.6. SISTEMA DE COMPRESION

La selección del compresor adecuado para el diseño de un sistema de BN para operar por compresión de gas o aire, es considerado uno de los aspectos más importantes, tanto para el buen funcionamiento de las instalaciones como para la reducción de cos tos de capacidad y de mantenimiento.

2.6.1. Clasificación de los Sistemas de Compresión.

Los sistemas de compresión pueden clasificarse en:

- 1.- Sistema abierto. Es un sistema en el cual el gas que proviene de un sistema de baja presión se comprime a la presión requerida en los pozos de bombeo neumático y es retornado al sistema de baja presión para propósitos de ventas, etc. No se hace esfuerzo alguno para la recirculación del gas.
- 2.- Sistema semicerrado. Es básicamente el mismo que el abierto con la excepción de que el gas que proviene de los pozos se recircula de manera que puede ser recomprimido. Sin embargo, se dispone de gas ya comprimido para mantener el sistema cargado. En otras palabras, no se intenta recircular todo el gas. El suministro para las ventas a baja presión pueden hacerse tomando gas de los pozos.
- 3.- Sistema cerrado. En este sistema el gas se recircula del compresor al pozo, de éste al separador y de nuevo al compresor. El gas efectúa un ciclo completo. Un sistema diseñado adecuadamente no requerirá de gas suministrado por otra fuente. Sin embargo, puede ser necesario tener gas comprimido adicional para cargar el sistema al principio de operación.

Factores que deben de considerarse para el diseño de un sistema de compresión.

Para el diseño de cualquier sistema de compresión se deben de considerar los siguientes factores:

- 1.- Número y localización de los pozos, batería, sistema de distribución, características del terreno, etc.

- 2.- Diseño de las válvulas de bombeo neumático para cada pozo y tipo de flujo (continuo o intermitente).
- 3.- Volumen de gas de inyección necesario para cada pozo, con una estimación de la máxima demanda para el total de pozos en explotación.
- 4.- Presión requerida del gas de inyección en la cabeza del pozo, la cual determina la presión de descarga del compresor.
- 5.- Presión de operación de cada pozo para determinar la presión de succión del compresor.
- 6.- Sistema de distribución del gas.
- 7.- Sistema de recolección a baja presión.
- 8.- Disponibilidad de gas comprimido para cargar el sistema.
- 9.- Disponibilidad de gas de producción para su venta o distribución.
- 10.- Evaluación del sistema bajo condiciones de formación de hidratos y congelamiento.
- 11.- Capacidad del compresor

Cada uno de los factores que intervienen en el diseño deben ser ampliamente analizado antes de proceder a poner en funcionamiento el sistema.

2.6.2. Selección del Compresor.

Los compresores, están disponibles en tamaños y características, tales que satisfacen prácticamente las necesidades de cualquier problema de bombeo neumático. Pueden ser del tipo directo o del tipo de transmisión. Se encuentran disponibles unidades "paquetes" montadas en patines que pueden ser desplazadas fácilmente de una localización a otra. La mayoría de los compresores utilizan el gas de inyección disponible como combustible. Una aproximación del consumo de combustible es 10 pies³/hr. por "caballo de fuerza". *

Debe consultarse a un fabricante de compresores representativo antes de hacer la elección final.

a) Capacidad del compresor.

El siguiente procedimiento se adaptó de "Cálculos para -- compresoras de gas, Compañía Gardner-Denver". Este procedimiento no toma en cuenta la supercompresibilidad (sin embargo, generalmente su efecto sobre la capacidad es despreciable en la compresión de gases de campo normales). Cuando la supercompresibilidad produzca una diferencia notable en la eficiencia, debe ser tomada en consideración.

Cálculos para la compresión en una etapa.

Paso 1. Obtener las condiciones de operación del compresor:

- a) Presión de succión (manométrica o absoluta).
- b) Temperatura de succión ($^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{C}$)
- c) Presión de descarga (manométrica o absoluta)
- d) Capacidad requerida en $\text{pies}^3/\text{día}$ a una presión y temperatura dadas.
- e) Elevación.
- f) Presión atmosférica a la elevación (lb/pg^2 o pulgadas de - mercurio absolutas).
- g) Características del gas:
 - 1.- Valor de K o N
 - 2.- Densidad relativa o peso molecular
 - 3.- Porcentaje de error de la mezcla de gas por unidad de volumen o de peso

Paso 2. Determinar la relación de compresión (RC). Dividiendo la presión absoluta de descarga entre la presión absoluta de succión. Si RC es mayor de 6.0, debe usarse un compresor de 2 etapas.

Paso 3. Determinar la potencia requerida de bhp (potencia al freno) por MM $\text{pies}^3/\text{día}$ de gas. Esto se encuentra en base a las -- curvas de hp, Figs. 2.38, a 2.41, usando el valor de N obtenido en el paso 1 (g) y RC del paso 2. Para usar estas curvas de hp, la capacidad debe estar medida a $14.4 \text{ lb}/\text{pg}^2$.

Paso 4. Calcular los bhp totales requeridos por el compresor. Multiplicar bhp requeridos por MM $\text{pies}^3/\text{día}$ (determinados en el paso 3) por la capacidad requerida expresada en MM $\text{pies}^3/\text{día}$, medida a $14.4 \text{ lb}/\text{pg}^2$. Para corregir la capacidad requerida a $14.4 \text{ lb}/\text{pg}^2$, multiplicar la capacidad por la presión dada en lb/pg^2 (paso 1 (d)) y dividir entre $14.4 \text{ lb}/\text{pg}^2$.

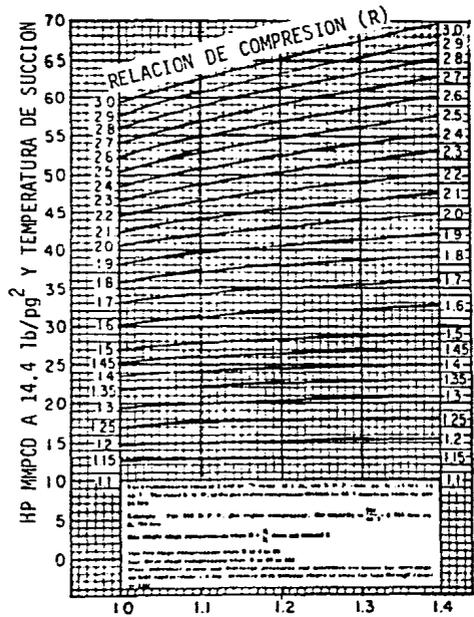


Fig. 2.38

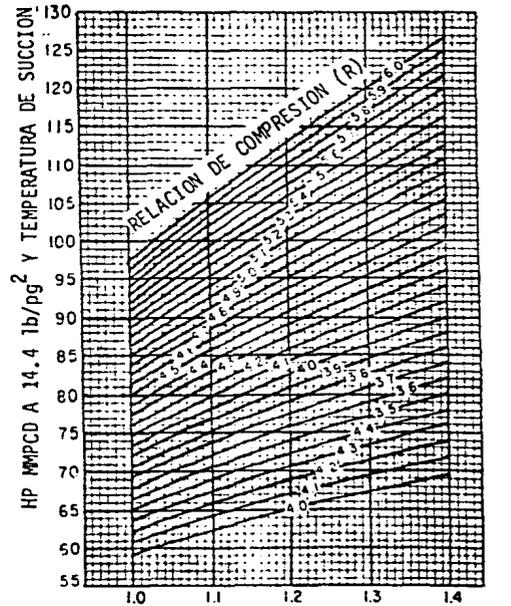
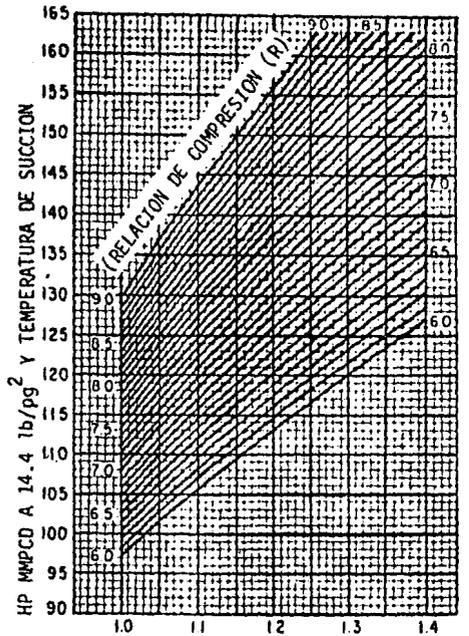
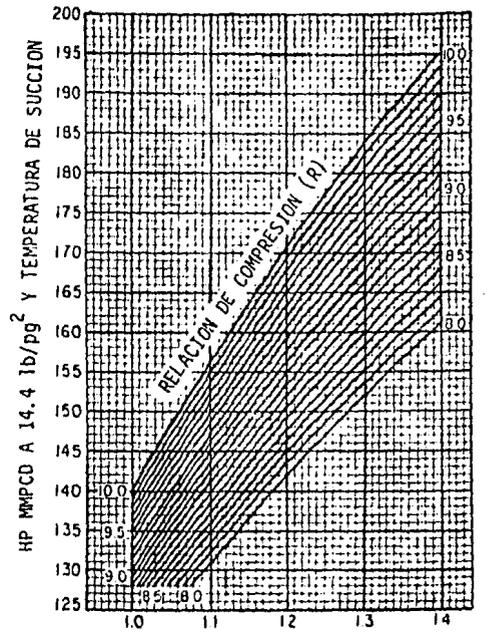


Fig. 2.39



RELACION DE CALORES ESPECIFICOS (n) = Cp/Cv

Fig. 2.40



RELACION DE CALORES ESPECIFICOS (n) = Cp/Cv

Fig. 2.41

Paso 5. Seleccionar el tamaño de "armazón" adecuado para el compresor. Con los datos de éste y del cilindro hacer referencia al fabricante del compresor que muestre la máxima potencia permisible para el armazón en particular a la velocidad máxima total. La bhp total encontrada en el paso 4 debe ser menor que el rango del armazón seleccionado. Este variará un poco dependiendo del tiempo de compresor que se esté usando.

Paso 6. Estimar el desplazamiento requerido probable. Dividir la capacidad requerida (del paso 1.d) entre el número de atmósferas de succión y entre una eficiencia volumétrica media (generalmente 0.75). Si se establece la capacidad requerida a las condiciones estándar y la temperatura de succión (paso 1.b) es diferente de 60°F, multiplicar entonces la capacidad requerida por un factor de corrección por temperatura, el cual es la relación de la temperatura de succión entre la temperatura estándar (ambas en °R).

Paso 7: Seleccionar el cilindro probable. - Usar los datos de cilindro y armazón utilizados para elegir el tamaño de armazón en el paso 5. Seleccionar el cilindro que tenga el desplazamiento justo requerido en la estimación (paso 6). Verificar y comparar las máximas presiones permisibles y la máxima presión diferencial del cilindro seleccionado contra las presiones de operación.

Presión diferencial de operación = presión de descarga - presión de succión. No exceder las máximas presiones permisibles en ninguno de los casos. Un compresor representativo contará con esta información.

Paso 8. Determinar la eficiencia volumétrica exacta. Este se encuentra usando la fórmula:

$$VE = \text{constante}$$

$$\text{--- espacio inherente en el cilindro. } (CR^{1/n} - 1)$$

donde:

constante = VE para un cilindro en particular, corrigiendo para ineficiencias menores tales como llenado incompleto del cilindro durante la carrera de entrada.

* Número de atmósferas de succión = presión de succión absoluta entre presión atmosférica absoluta. Cuando la capacidad está medida a 14.7 lb/pg², y la presión atmosférica es menor a 14.7 lb/pg², dividir la presión de succión absoluta entre 14.7 lb/pg² para obtener las atmósferas de succión corregidas.

espacio inherente en el cilindro =

= constante para cualquier cilindro expresado como porcentaje del volumen total.

Estos factores deben obtenerse del fabricante.

Paso 9. Determinar la capacidad del compresor:

- a) Capacidad real.- Multiplicar el desplazamiento del cilindro seleccionado (paso 7) por la eficiencia volumétrica (paso 8) y -- por el número de atmósferas de succión (paso 6)
- b) Capacidad para deducir los HP. Multiplicar la capacidad real -- (paso 9.a) por una corrección de presión.
 - (1) La corrección de presión, es la presión atmosférica absoluta dividida entre 14.4 lb/pg².
 - (2) Si la capacidad está expresada en pies³/min., multiplicar - por 1440 para obtener pies³/día.

Nota: La temperatura de entrada no afecta la potencia del compresor, en el paso 9.b no debe hacerse corrección por temperatura.

- c) Capacidad a las condiciones estándar de 14.7 lb/pg² y 60 °F.

Multiplicar la capacidad real (paso 9.a) por una corrección por presión y una corrección por temperatura.

 - (1) La corrección por temperatura es 520°R divididos entre la - temperatura de succión en operación, expresada en °R.
 - (2) La corrección por presión es la temperatura atmosférica absoluta dividida entre 14.7 lb/pg² (generalmente el aire y - el gas se miden a 14.7 lb/pg², de manera que no se requiere la corrección por presión).

Paso 10. Calcular la potencia total de bhp requerida. Multiplicar la capacidad (paso 9.b) expresada en MM pies³/día/bhp, determinada en el paso 3. Esta bhp no debe exceder el rango máximo de potencia del armazón elegido en el paso 5. Si la potencia total requerida en hp excede la potencia máxima del armazón, debe - usarse entonces el siguiente tamaño mayor de armazón y repetir el procedimiento a partir del paso 5.

Resultados finales.

El comportamiento total de operación del compresor ha sido determinado y generalmente se expresa en términos de:

Presión de succión en lb/pg^2 absoluta o manométrica.
Temperatura de succión en $^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{C}$.
Presión de descarga en lb/pg^2 (absoluta o manométrica).
Potencia del compresor en bhp.
Velocidad del compresor en rpm (revoluciones por minuto).

Nomenclatura:

A_b	= Area efectiva del fuelle, pg^2
A_p	= Area del asiento de la válvula, pg^2
L	= Profundidad en pies
P_c	= Presión en la TR que requiere la válvula para abrir bajo condiciones de operación.
P_d	= Presión en el domo, lb/pg^2
P_{sc}	= Presión superficial de cierre, lb/pg^2
P_{so}	= Presión de operación en la superficie, lb/pg^2
P_t	= Presión en la TP cuando la válvula abre, lb/pg^2
P_{vo}	= Presión necesaria en la TR para abrir la válvula a la profundidad considerada bajo las condiciones de operación, lb/pg^2 .
$P_{sup.}$	= Presión en la "cabeza del pozo", lb/pg^2
P_{fondo}	= Presión en el fondo del pozo debido al peso de la columna del gas, lb/pg^2 .
S_t	= Presión equivalente causada por la tensión del resorte, considerando que puede actuar en toda el área: $(A_b - A_p)$
\bar{T}	= Temperatura, °R
\bar{Z}	= Factor de compresibilidad a \bar{T} y \bar{P}
γ_g	= Densidad relativa del gas (aire = 1)
ΔP_c	= Incremento de presión debido al peso de la columna de gas lb/pg^2 .

REFERENCIAS CAPITULO 2

- 1.- Brown K.E. et al: The Technology of Artificial Lift Methods. Petroleum Publishing Co. Volumen 2a. -- Capitulo 3.
- 2.- Craft, Holden and Graves.: Well Desing: Drilling and Production. Prentice-Hall, Inc. 1962.
- 3.- Garaicochea Petrirena Fco.: Apuntes de Transporte de Hidrocarburos. Fac. Ingenieria, UNAM. 1983

CAPITULO 3.- BOMBEO HIDRAULICO - TIPO PISTON

3.1. GENERALIDADES

Quando la energía disponible de un yacimiento es insuficiente para elevar el aceite hasta la superficie, es necesario utilizar un sistema artificial de explotación, que proporcione la energía adicional requerida para continuar la explotación racional del yacimiento. El proceso de generación y transmisión de energía varía según el sistema que se utilice; en el caso del bombeo hidráulico tipo pistón, este proceso se efectúa mediante un fluido conocido como " fluido motriz ", el cual es inyectado al pozo a presión por una unidad de potencia, a través de una tubería que se introduce al pozo junto con la tubería de producción, accionando los pistones, tanto del motor como de la bomba, instalada abajo del nivel de trabajo del fluido producido por el pozo.

Este proceso está basado en el principio hidráulico que establece que: " Si se ejerce una presión sobre la superficie de un líquido contenido en un recipiente, dicha presión se transmitirá en todas direcciones con igual intensidad ". Esto significa -- que la presión proporcionada en la superficie al fluido motriz, será la misma que se aplique a los pistones de la unidad de bombeo, obligándolos a impulsar los fluidos producidos por el yacimiento hacia la superficie.

El bombeo hidráulico-tipo pistón ha tenido gran aceptación en los últimos años; ya que ofrece ventajas que lo diferencian de otros sistemas artificiales, puede alcanzar hasta profundidades de 18 000 pies y para sustituir o darle mantenimiento al mecanismo (motor-bomba) no se requiere disponer de un equipo de reparación, únicamente se invierte el fluido motriz y es desacoplado el motor y la bomba, haciéndose llegar a la superficie por el desplazamiento del fluido motriz. Otras ventajas son:

- 1.- Tiene buena flexibilidad sobre rangos de producción.
- 2.- Puede operarse en pozos direccionales.
- 3.- Es de fácil adaptación para su automatización.
- 4.- Fácil para agregar inhibidores de corrosión.
- 5.- Puede instalarse como un sistema integral.
- 6.- Es adecuado para el bombeo de crudos pesados.
- 7.- Puede instalarse en áreas reducidas (plataformas) o en áreas urbanas.

3.2. PRINCIPIO DE OPERACION.

Puesto que la presión está definida como una fuerza que actúa sobre un área, si se modifica esta área la fuerza se aumenta o disminuye, tal como se ilustra en la Fig. 3.1, donde la fuerza de 1 Kg. ejercida sobre la superficie líquida de 1 cm², equilibra la fuerza de 100 Kg. que actúa sobre el área de 100 cm²; sin embargo, desde el punto de vista volumétrico, la fuerza de 1 Kg. debería descender 100 cm. para poder desplazar un volumen de 100 cm³ - y levantar sólo 1 cm. la carga de 100 Kg.

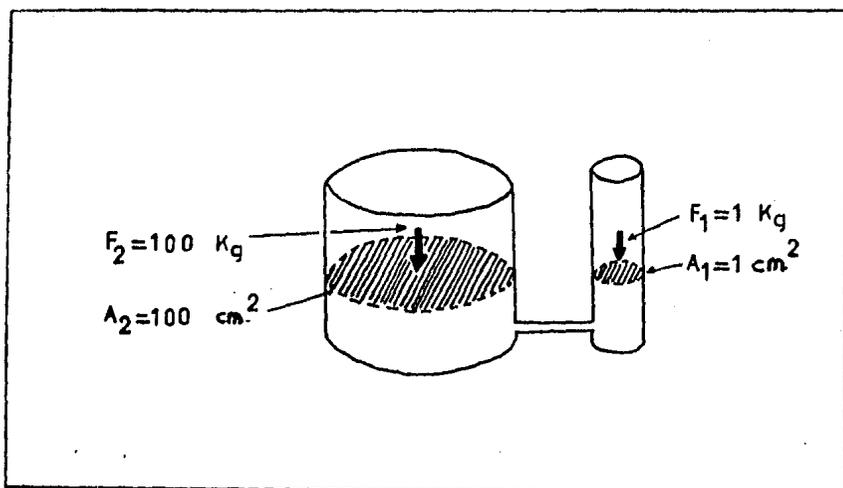


FIG. 3.1. EQUILIBRIO DE FUERZAS

Este principio se aplica en el bombeo hidráulico de la siguiente manera: descrita en forma simple, la unidad de bombeo consta fundamentalmente de dos pistones unidos entre sí por medio de una varilla, uno superior denominado "pistón motriz", que es impulsado por el fluido motriz y que arrastra el pistón inferior o "pistón de producción", el cuál a su vez, impulsa el aceite producido. Si se resta de las áreas de cada uno de estos pistones el área correspondiente a la varilla que los une, se tienen las áreas efectivas sobre las que actúa la fuerza hidráulica proporcionada -

por el fluido motriz. Por lo tanto, si el área del pistón motriz (A_m), es igual a la mitad del área del pistón de producción (A_p), se tiene que ejercer 1 Kg. de fuerza para vencer cada 1/2 Kg. de resistencia que presenta el pistón de producción; sin embargo, -- desde el punto de vista volumétrico, se necesitará únicamente medio barril de aceite motriz por cada barril de aceite producido.-- En la Fig. 3.2 se muestran las relaciones más usuales entre las áreas de estos pistones.

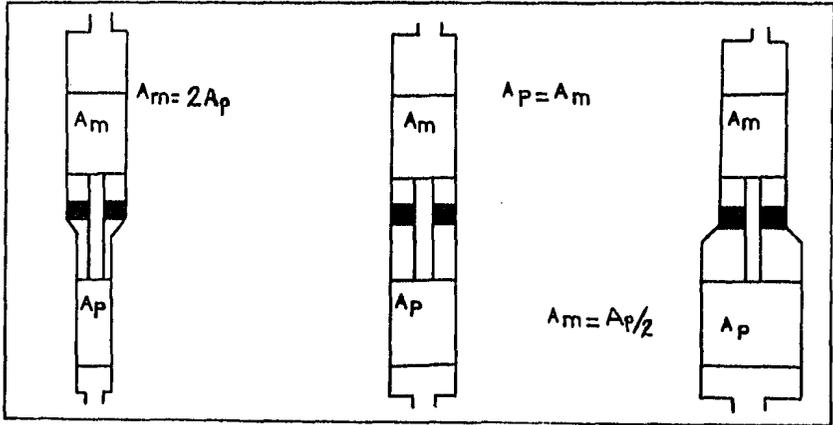


FIG. 3.2. RELACION ENTRE AREAS DE PISTONES.

3.3. DESCRIPCION GENERAL DEL SISTEMA.

Una manera sencilla de conocer el sistema de bombeo hidráulico, es por medio de un diagrama de flujo, que indique los distintos pasos que recorre el fluido motriz a través de los dispositivos mecánicos más usuales, tal como se muestra en la Fig. 3.3., donde, en forma esquemática, se ven los elementos principales que componen un sistema convencional. La relación que existe entre los elementos puede ser descrita en términos generales de la siguiente manera:

3.3.1. Diagrama de Flujo (FIG. 3.3).

El fluido motriz es petróleo crudo producido o agua tratada, que ha sido sometida a un proceso natural de separación de -- gas, agua y sedimentos, y sujeto a un periodo de asentamiento y -- limpieza mediante almacenamiento, productos químicos, filtros, -- etc.; tratamiento que se efectúa en un sistema de tanques diseñados exprofeso. De estos tanques se envía el fluido motriz a la succión de la o de las bombas reciprocantes, que normalmente son del tipo " triplex " verticales y cuya característica principal es proporcionar un volumen reducido, pero a una presión considerable. Esta bomba inyecta a presión el fluido motriz hacia el cabezal de distribución, donde se regula en función del volumen o de la presión requerida en cada pozo. Ya en el pozo, el aceite pasa a través de una válvula de 4-vías que permite controlar la dirección del flujo; el aceite circula hacia abajo haciendo operar la unidad de bombeo y retorna a la superficie ya sea mezclado con el aceite producido, si se trata de un circuito abierto, o bien, retorna a través de una tubería adicional en el caso de un circuito cerrado.

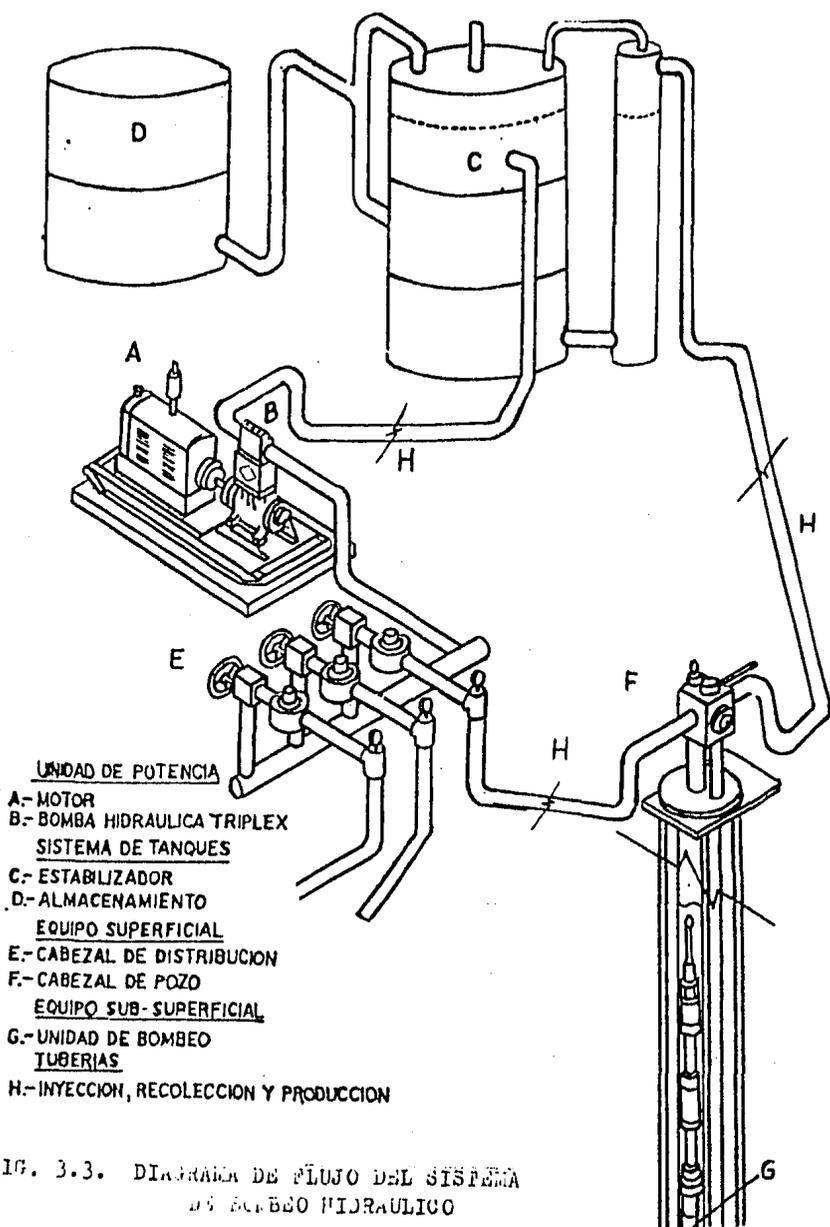
En los subtemas siguientes se tratan cada uno de estos elementos los cuales pueden variar dependiendo del fabricante, pero cuyas características básicas son similares. De igual forma, el sistema puede diferir en sus condiciones particulares, pero su diseño siempre estará supeditado a los siguientes factores: número de pozos por operar, volumen necesario de fluido motriz, presiones de operación, sistemas de inyección, características de los pozos que determinan el equipo subsuperficial adecuado, etc.

3.4. SISTEMAS DE INYECCION DEL FLUIDO MOTRIZ.

Al mencionar los sistemas de inyección del fluido motriz, se indicarán dos formas de inyección: una en un circuito abierto y otra en circuito cerrado; ambos sistemas son iguales en lo que se refiere al flujo del fluido motriz desde los tanques de almacenamiento hasta la unidad de bombeo, pero difieren en la forma en que el fluido motriz retorna a la superficie después de haber operado la unidad. A continuación se presentan las características fundamentales de estos sistemas.

3.4.1. 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 el aceite producido, ya sea a través de la tubería de descarga o por el espacio anular de las tuberías de revestimiento, - producción o inyección, dependiendo del equipo subsuperficial que



- UNIDAD DE POTENCIA
- A.- MOTOR
- B.- BOMBA HIDRAULICA TRIPLEX
- SISTEMA DE TANQUES
- C.- ESTABILIZADOR
- D.- ALMACENAMIENTO
- EQUIPO SUPERFICIAL
- E.- CABEZAL DE DISTRIBUCION
- F.- CABEZAL DE POZO
- EQUIPO SUB- SUPERFICIAL
- G.- UNIDAD DE BOMBEO
- TUBERIAS
- H.- INYECCION, RECOLECCION Y PRODUCCION

FIG. 3.3. DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE BOMBEO HIDRAULICO

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 que se reduce dicho porcentaje y por consiguiente disminuye el efecto de 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 y continuar la operación.

3.4.2. Círculo Cerrado.

El sistema de inyección en circuito cerrado es el método más completo que existe en la actualidad. En este sistema, el fluido motriz retorna a la superficie independientemente del aceite -- producido, fluyendo nuevamente hasta el tanque almacenador y formando así un circuito cerrado; esto se logra por medio de una tubería adicional que va alojada en un dispositivo mecánico llamado " Cámara de Fondo ", instalada en el fondo del pozo. En este sistema se utiliza un elemento de empaque en la unidad de bombeo, que permite aislar el fluido motriz del producido. Las principales ventajas son: la medición exacta de los fluidos producidos por el pozo 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, todo lo cual facilita la programación del mantenimiento de estas unidades.

3.5. INSTALACIONES SUBSUPERFICIALES.

La operación de un sistema de bombeo hidráulico está afectada por factores tan variables como son: La profundidad de los pozos, el diámetro de las tuberías de revestimiento, los volúmenes - de aceite y de gas producidos, etc.

Existen en la actualidad varias instalaciones subsuperficiales que se usan en la mayoría de los pozos a intervenir y que pueden ser clasificados de la siguiente manera:

3.5.1. Bomba Fija.

En este tipo de instalación la unidad de bomba, está unida mecánicamente a la tubería, por lo que su introducción o extracción del pozo va ligada a dicha tubería. Se presenta en los siguientes tipos:

A excepción del tipo denominado "bomba fija para tubería - de producción", que opera únicamente en circuito abierto, los ti--

pos restantes pueden ser operados ya sea en circuito abierto o cerrado. Las características generales de estas instalaciones son las siguientes:

3.a). Bomba fija insertada.- En esta instalación la bomba está conectada a una tubería de inyección que se introduce en la tubería de producción, la cual lleva una zapata en su extremo inferior donde se asienta la bomba. La tubería de inyección puede ser de 3/4", 1" o 1 1/4", dependiendo del diámetro de la tubería de producción. En la Fig. 3.4 se muestra esta instalación operando el circuito abierto, donde la mezcla de fluido motriz-producido retorna a la superficie a través del espacio anular. Si se opera el circuito cerrado (Fig. 3.5), se requiere de una tubería adicional por donde descarga el aceite producido; este tipo de instalaciones puede ser utilizado en pozos con terminación doble, con tuberías de revestimiento de diámetro reducido en donde se utilizan unidades de bombeo de 2" y 2 1/2" de diámetro.

3.b). Bomba fija para tubería de revestimiento.- Esta instalación permite manejar un volumen de producción alto por medio de unidades de bombeo de 3" o 4" de diámetro, conectadas en el extremo inferior de la tubería de producción, en el otro extremo, la unidad de bombeo lleva un empacador recuperable que permite fijarla a la tubería de revestimiento, aislando al mismo tiempo el espacio anular. Cuando se opera un circuito abierto, (Fig. 3.6) el aceite producido entra a la unidad de bombeo a través del empacador y descarga en el espacio anular donde se mezcla con el fluido motriz. Para operar esta instalación en circuito cerrado se necesita una tubería adicional, la cual puede ser paralela, (Fig. 3.7) o concéntrica, (Fig. 3.8). En el primer caso, el fluido motriz retorna por la tubería de descarga y el aceite producido por el espacio anular; cuando se tienen tuberías concéntricas, el fluido motriz retorna por el espacio entre la tubería de producción y la tubería de inyección, mientras que el aceite producido lo hace a través del espacio anular de las tuberías de producción y revestimiento.

3.c). Bomba fija para tubería de producción.- Esta instalación es similar al denominado " bomba fija insertada " y puede ser utilizada cuando se requiera una unidad de bombeo de mayor capacidad con la misma instalación. Esta unidad va conectada a las tuberías, tanto la de producción como la de inyección y sólo puede ser operada en circuito abierto.

3.5.2. Bomba Libre.

En este tipo de instalaciones la unidad de bombeo no está conectada a ninguna de las tuberías, por lo que puede ser desplazada por circulación del fluido motriz, tanto en su introducción como en su extracción, lo cual permite reemplazar estas unidades sin necesidad de mover las tuberías donde se aloja.

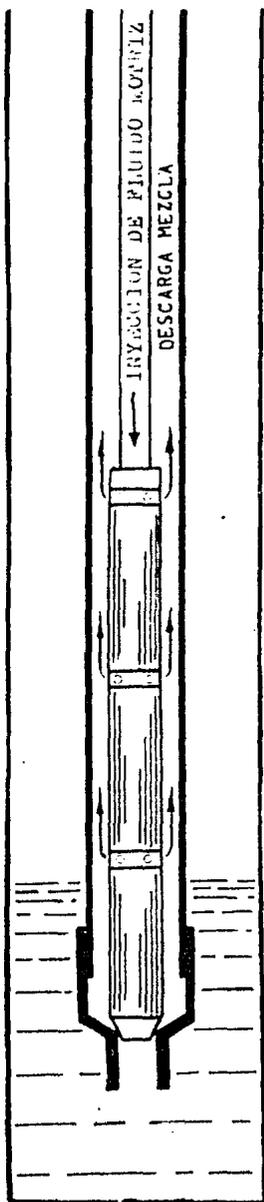


FIG. 3.4. OPERACION DEL CIRCUITO ABIERTO PARA R.F.

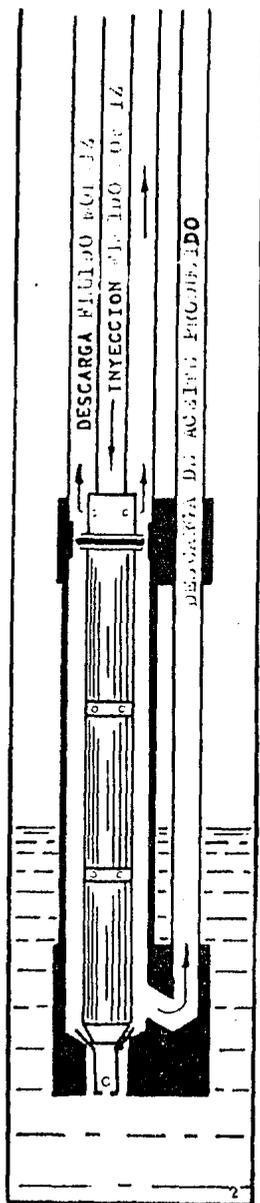


FIG. 3.5. OPERACION DEL CIRCUITO CERRADO PARA R.F.

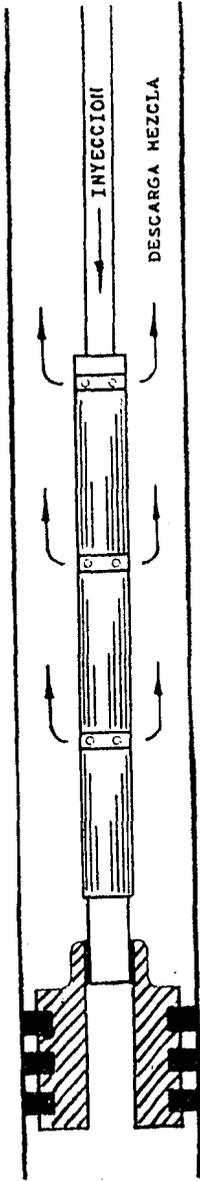


FIG.3.6. OPERACION DEL CIRCUITO ABIERTO PARA T.R.

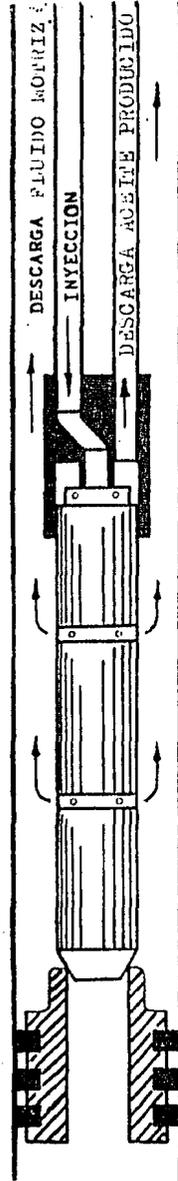


FIG.3.7. INSTALACION EN CIRCUITO CERRADO CON TUBERIA PARALELA

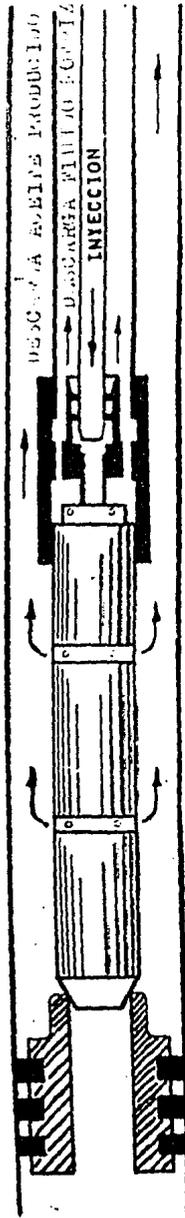


FIG.3.0. INSTALACION EN CIRCUITO CERRADO
 CON TUBERIA CENTRIFUGA

Se presenta en los siguientes tipos:

a) Bomba libre con tuberías paralelas.- En la Fig. 3.9 se puede ver este tipo de instalación operando en circuito abierto, que consiste fundamentalmente en dos tuberías paralelas unidas en su extremo inferior, formando un tubo en "U" en cuyo fondo se tiene una válvula de pie que permite la circulación del fluido motriz o bien, la entrada de aceite producido. En la parte superior de esta válvula se encuentra un asiento donde se aloja la unidad de bombeo. Cuando se opera en circuito cerrado (Fig. 3.10) se utilizan tres tuberías y se cuenta con una cámara de fondo que permite al elemento de empaque de la unidad de bombeo, aislar, tanto el espacio anular como a las dos secciones de esta unidad; este tipo de instalación facilita la liberación del gas de formación a través del espacio anular, lo que significa una mayor eficiencia en el sistema.

b) Bomba libre para tubería de revestimiento.- Como en el caso de la "bomba fija para tubería de revestimiento", en este tipo de instalación también se usa un empacador recuperable en el extremo de la tubería de producción. En la Fig. 3.11 se muestra esta instalación operando en circuito abierto, donde la mezcla del fluido motriz y del aceite producido retornan por el espacio anular a través de un niple de ventana instalado en la parte inferior de la tubería de producción. Cuando se opera en circuito cerrado (Fig. 3.12) se utiliza una segunda tubería paralela, a través de la cual retorna el fluido motriz usado, mientras que el aceite producido fluye por el espacio anular.

3.6. EQUIPO SUBSUPERFICIAL.

De acuerdo con los diseños desarrollados por cada una de las compañías fabricantes, todos los elementos mecánicos que constituyen el sistema de bombeo hidráulico varían en sus condiciones generales; sin embargo, el principio básico de operación es el mismo, por lo que en este Capítulo se describirá el equipo subsuperficial refiriéndose únicamente a un tipo en particular, descripción que puede ser aplicada a cualquier otro tipo.

3.6.1. Unidad de Bombeo.

En la Fig. 3.13, se muestra esquemáticamente una unidad de bombeo compuesta básicamente de tres elementos: un motor hidráulico con pistón de doble acción (1), una válvula motriz que regula el flujo de aceite al motor (2), y una bomba hidráulica también con pistón de doble acción (3). Tanto el motor como la válvula constituyen la llamada "Sección Motriz" y se encuentran localizadas en la parte superior de la unidad; la bomba se encuentra en

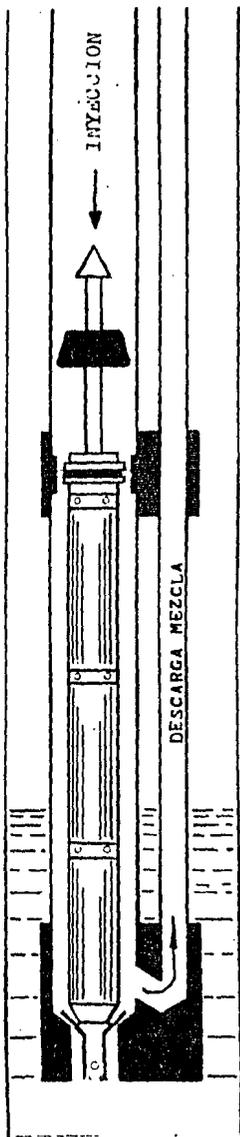


FIG.3.9. BOMBA LIBRE CON
TUBERIAS PARALELAS EN
CIRCUITO ABIERTO

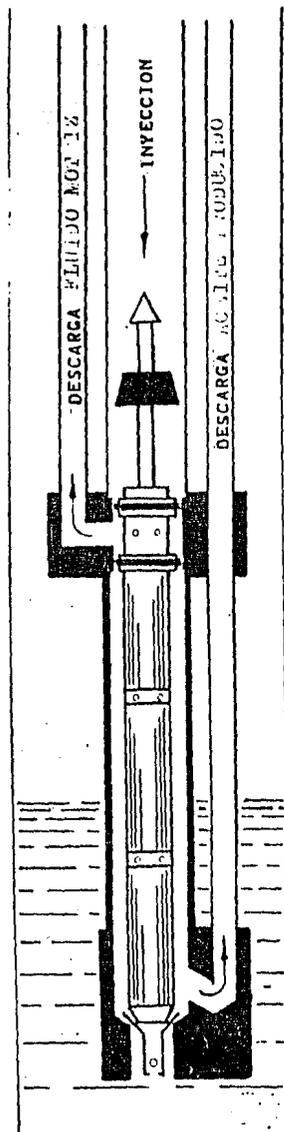


FIG.3.10. BOMBA LIBRE CON
TUBERIAS PARALELAS EN
CIRCUITO CERRADO

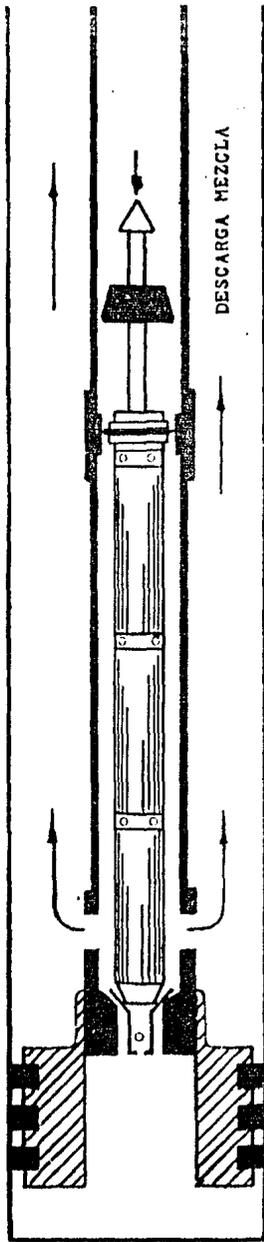


FIG.3.11. BOMBA LIBRE PARA T.R.
EN CIRCUITO ABIERTO

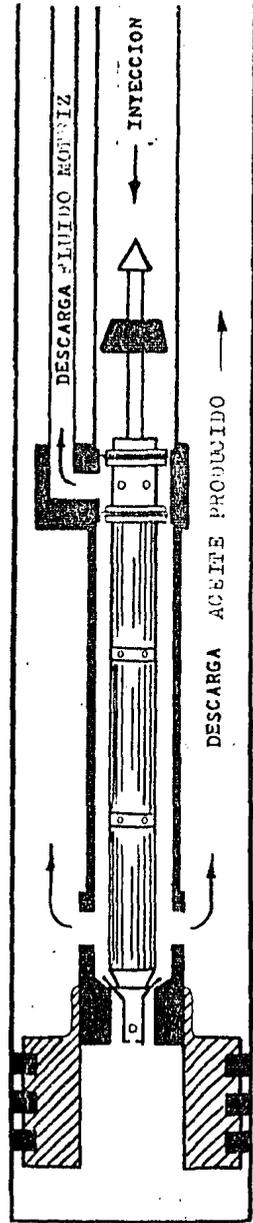


FIG.3.12. BOMBA LIBRE PARA
T.R. EN CIRCUITO CERRADO

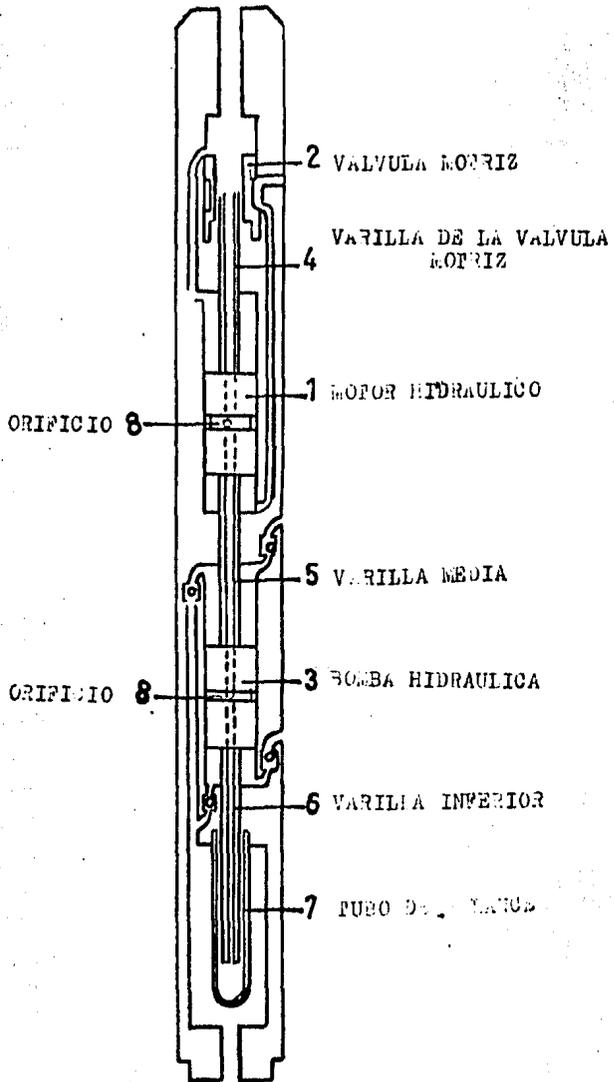


FIG. 3.13. UNIDAD DE BOMBEO HIDRAULICO

la parte inferior formando la "Sección de Producción". En la parte superior del pistón motriz va conectada una varilla, denominada varilla de la válvula (4), que es la que hace operar a la válvula motriz; en la parte inferior de este pistón va conectada otra varilla (varilla media) (5) de igual diámetro, que une los dos pistones; en la parte inferior del pistón de producción se encuentra una tercera varilla (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 todo lo largo de la unidad hasta el tubo de balance, con lo que se igualan las presiones y la unidad queda totalmente balanceada; además, en la parte media de los pistones existe un orificio (8), a través del cual se lubrican las paredes del cilindro y del pistón, los pistones llevan una serie de anillos que permiten un mayor ajuste con la camisa, reducen las pérdidas de aceite por escurrimiento y evitan el desgaste excesivo de las piezas.

La operación general de esta unidad puede ser descrita de la siguiente manera: el fluido motriz entra a la unidad por la parte superior hasta un extremo del cilindro motriz, forzando al pistón hacia el otro extremo; cuando el pistón termina su carrera, la válvula motriz, accionada por la varilla de la válvula, cambia automáticamente el sentido del fluido motriz, de tal forma que en vía fluido a un extremo del cilindro y permite la salida por otro extremo del fluido motriz usado y en forma alternativa. Este movimiento es transmitido al pistón de producción, desplazando al aceite producido que entra por la parte inferior de la sección de producción, tal como se muestra en la Fig. 3.14.

3.6.2. Cámara de Fondo.

Se han mencionado las cámaras de fondo como los elementos que permiten alojar a la bomba y que presentan una superficie de sello donde actúa el elemento de empaque instalado en la unidad de bombeo, aislando el espacio anular y, en los circuitos cerrados, las dos secciones de la unidad. Estas cámaras son receptáculos instalados en el fondo de la tubería de producción y que varían de acuerdo con la instalación subsuperficial que se tenga. Como ejemplo, en la Fig. 3.15 se muestra una cámara de fondo utilizada en una instalación de "bomba libre con tuberías paralelas" y en la Fig. 3.16, se observa la cámara de fondo correspondiente para una instalación de "bomba libre para tuberías de revestimiento".

En casos especiales se requiere del uso de cámaras de fondo diseñadas con el sistema denominado "Enchufe y Receptáculo", que permite la introducción o extracción de las tuberías de inyección y de descarga sin mover la tubería de producción, de manera similar al sistema utilizado con los empacadores para doble terminación.

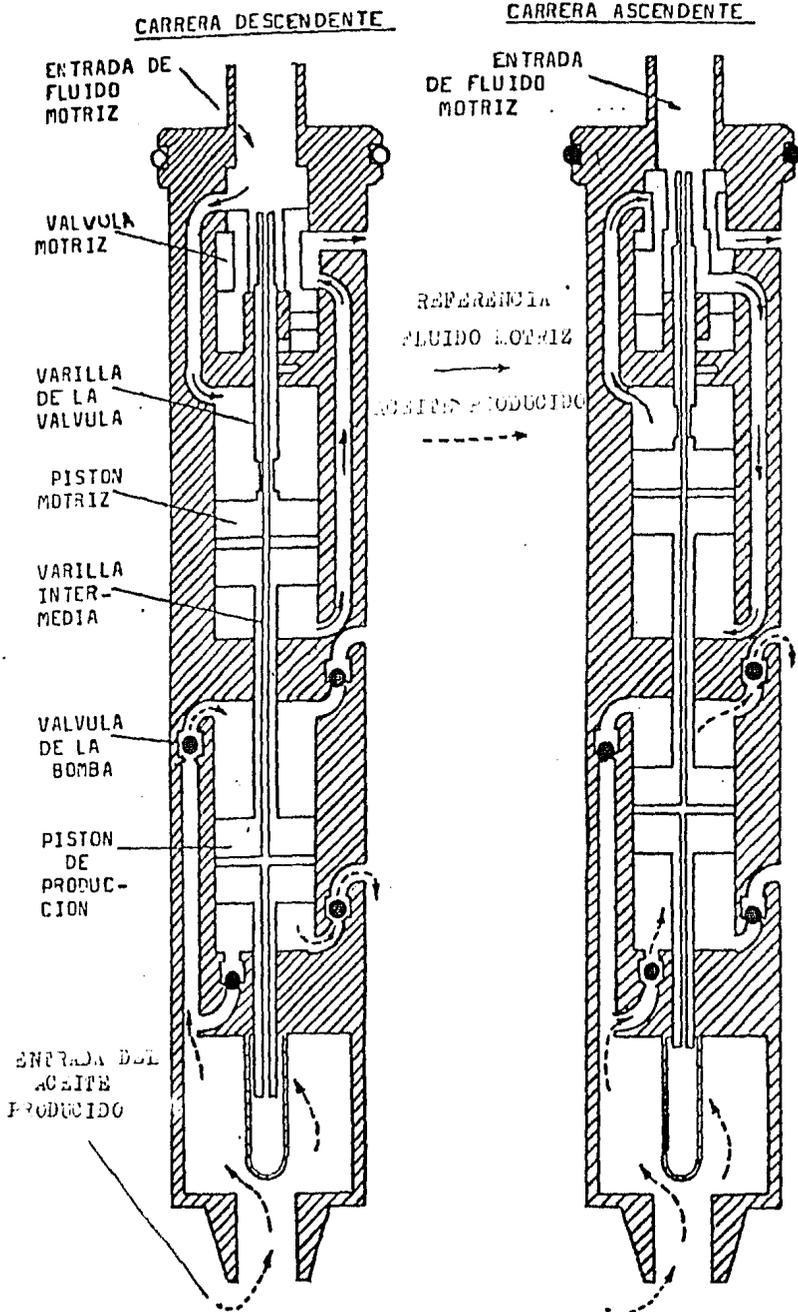


FIG. 3.14. OPERACION GENERAL DE LA UNIDAD DE BOMBEO HIDRAULICO

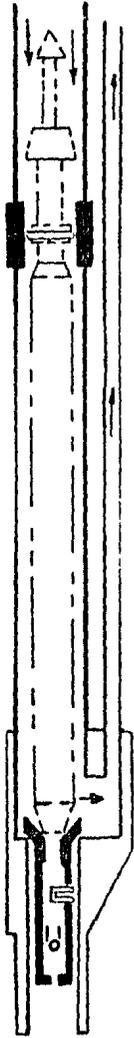


FIG.3.15 CAMARA DE FONDO EN
UNA INSTALACION DE
BOMBA LIBRE CON TUBERIAS
PARALELAS

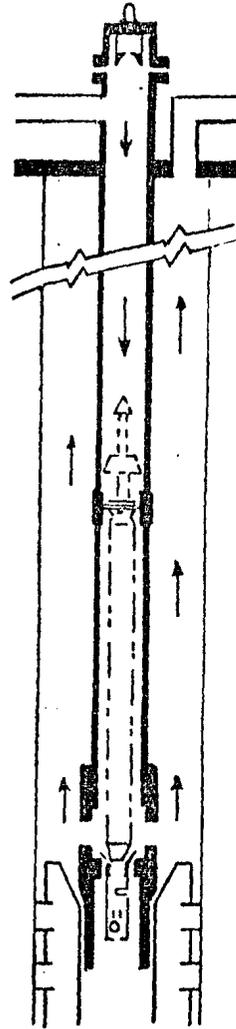


FIG.3.16. CAMARA DE FONDO EN
UNA INSTALACION DE
BOMBA LIBRE PARA T.R.

3.7. EQUIPO SUPERFICIAL

Continuando las bases establecidas en el inciso anterior, se describirá en forma general el equipo superficial utilizado en un sistema convencional de bombeo hidráulico.

3.7.1. Unidad de Potencia.

La potencia que requiere el sistema para la inyección del fluido motriz está proporcionada normalmente por una unidad constituida por una bomba reciprocante del tipo triplex vertical y accionada por un motor eléctrico o de combustión interna. En la Fig. -- 3.17 se muestra una bomba triplex que consta fundamentalmente de tres secciones: cárter, cuerpo y monoblock.

En el cárter se tiene una flecha tratada térmicamente para resistir altas velocidades, montada en cojinetes de baleros. El movimiento de la flecha se transmite a un cigüeñal por medio de un sistema de engranes de dientes helicoidales; este cigüeñal tiene tres juegos de biela y cruceta; cada cruceta está conectada a un conjunto integral de cilindro y pistón mediante un vástago alojado en una camisa deflectora telescópica, instalada en el cuerpo de la bomba. Una serie de válvulas de admisión y de descarga, localizadas en la cabeza del monoblock, regulan el fluido motriz; estas bombas cuentan con válvulas de seguridad, retornos y una bomba auxiliar que alimenta a presión el circuito de lubricación de los baleros, bielas y crucetas.

La operación de estos tipos de bombas puede ser descrita de la siguiente manera: el fluido motriz, proveniente del tanque de almacenamiento, entra a la bomba por la parte inferior de la cabeza del monoblock y es descargado por la parte superior del mismo. Cuando el pistón inicia su carrera descendente, la carga hidrostática del tanque hace abrir la válvula de admisión permitiendo la entrada del fluido motriz; cuando el pistón invierte su carrera, ejerce sobre el fluido una presión mayor que la debida a la carga hidrostática, cerrando la válvula de admisión. Al aumentar la presión así ejercida, se vence la resistencia del resorte de la válvula de descarga, abriéndola y permitiendo la salida del fluido motriz al sistema de inyección.

3.7.2. Cabezal de Distribución.

El fluido que proviene de la bomba triplex es regulado mediante los dispositivos localizados en el conjunto denominado "cabezal de distribución" (Fig. 3.18). Los cabezales están provistos de medidores de desplazamiento positivo que permiten determinar el volumen de fluido motriz inyectado, y por consiguiente, calcular la eficiencia de operación de las unidades de bombeo. Se tienen además, válvulas reguladores de flujo (Fig. 3.19), o bien válvulas

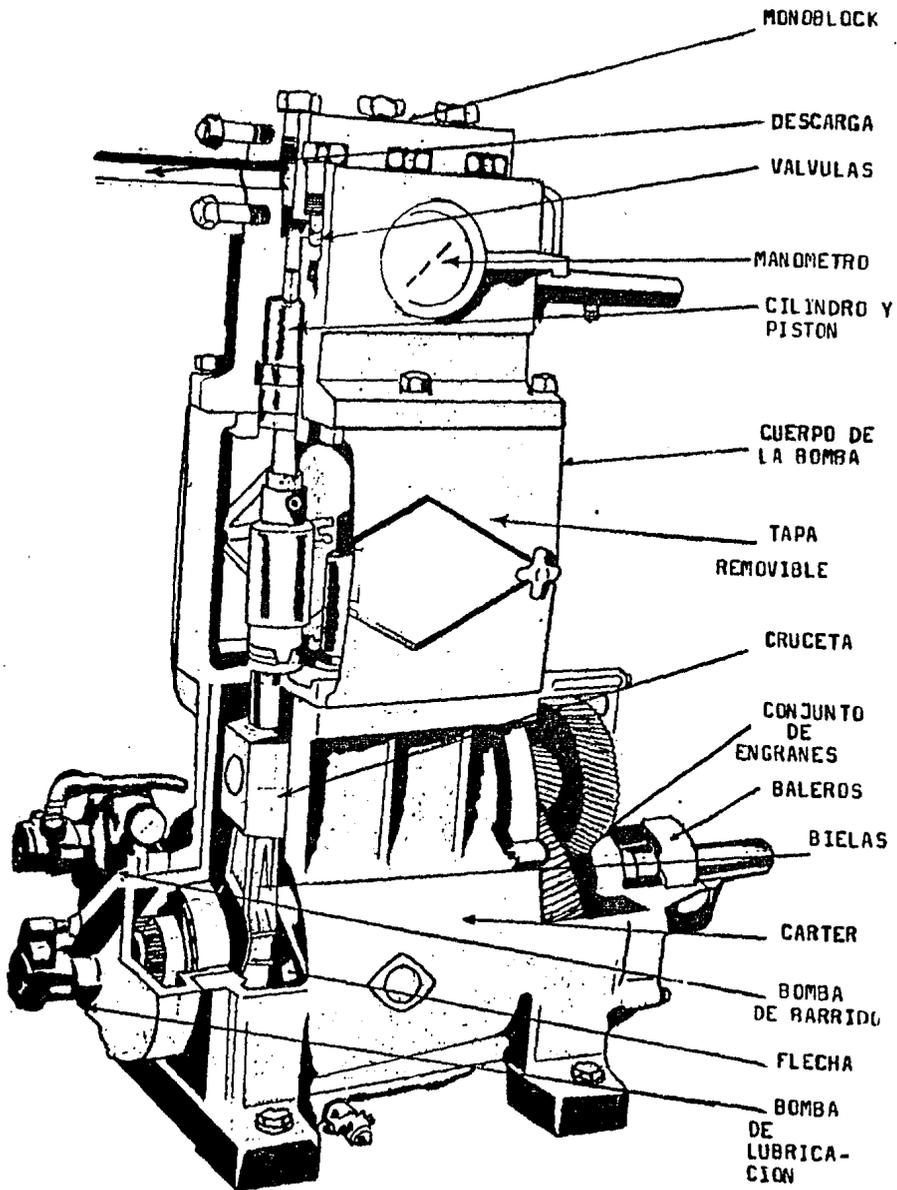


FIG. 3.17. BOMBA RECIPROCANTE TRIPLEX

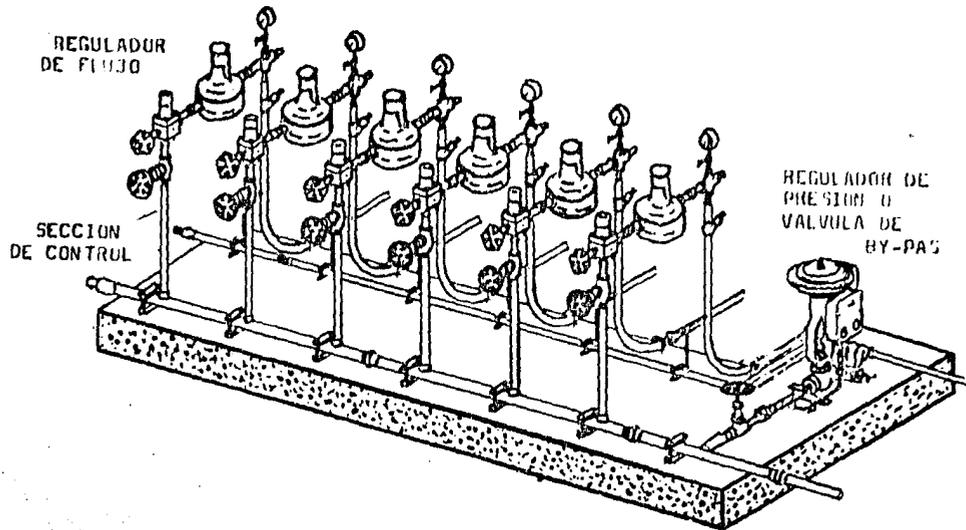


FIG. 3.16. CAJAZAL DE DISTRIBUCION

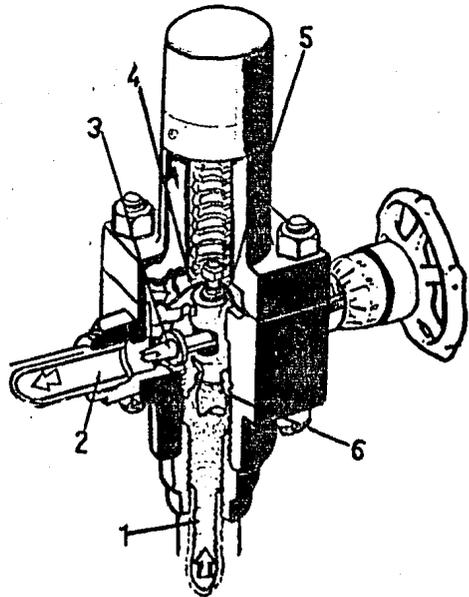
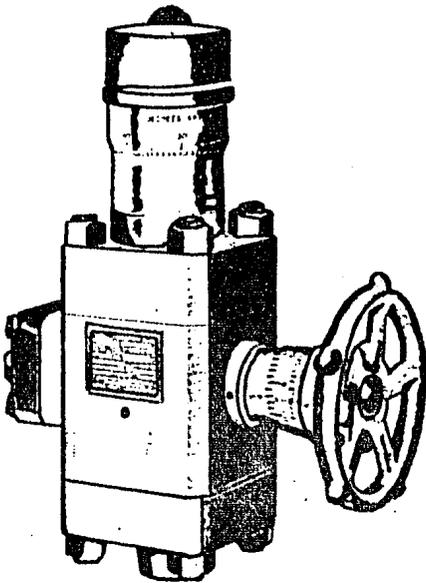


FIG. 3.19. VALVULAS REGULADORAS DE FLUJO

reguladoras de presión (Fig. 3.20); las primeras controlan el volumen del fluido motriz inyectado, sin importar la presión de operación que se tenga, y las segundas permiten controlar automáticamente dicha presión de operación.

3.7.3. Válvulas de Cuatro Vías

Esta válvula (Fig. 3.21), es un dispositivo instalado en la cabeza del pozo que permite regular el fluido motriz. Tiene cuatro posiciones que permiten la introducción, la operación y la extracción de una unidad de bombeo. En la Fig. 3.22 se muestran las posiciones mencionadas durante la operación en circuito abierto de un sistema de "bombeo libre con tuberías paralelas". En la primera posición, denominada "cierre y purga", tanto las tuberías como la válvula de pie están cerradas, el pozo está lleno de fluido y el fluido motriz fluye directamente a la batería de separadores a través de la válvula de cuatro-vías. En este tipo de operaciones la unidad de bombeo lleva un dispositivo de pesca (Fig. 3.23), que tiene unas copas de hule que facilitan la extracción de la unidad al ofrecer una mayor área de resistencia al flujo ascendente del fluido motriz; la válvula de cuatro-vías a la posición de "bombeo", donde el fluido motriz fluye hacia abajo a través de la tubería de inyección y retorna por la tubería de descarga, manteniendo cerrada la válvula de pie y desplazando la unidad de bombeo hasta su asiento; al llegar a éste, el elemento de empaque de la bomba actúa en la cámara de fondo, aislando el espacio anular y obligando al fluido motriz a entrar a la bomba y hacerla trabajar. En la posición "operación", se muestra que al abrirse la válvula de pie por el vacío provocado en la carrera ascendente del pistón, el aceite producido entra a la unidad de bombeo, la cual lo impulsa hacia la superficie mezclado con el fluido motriz. En la posición "extracción", se invierte el flujo del fluido motriz, la válvula de pie se cierra y la unidad de bombeo es desplazada hacia la superficie, donde es sujeta por el conector-soltador. Para recuperar esta unidad se debe regresar a la posición de "cierre y purga", reanudándose así el ciclo.

3.7.4. Conexiones Superficiales.

En los pozos de bombeo hidráulico se utiliza únicamente la sección del árbol de válvulas correspondiente a la última tubería de revestimiento; sobre esta sección se instala el cabezal donde van alojadas las tuberías utilizadas con los colgadores y empaques mecánicos respectivos.

En el carrete superior del cabezal se enrosca un niple corto, en cuyo extremo se conecta la válvula de cuatro-vías.

El diseño de este cabezal depende de la instalación superficial y del sistema de inyección que se tenga, puesto que esto determina el número de tuberías a utilizarse, ya sean una, dos o tres.

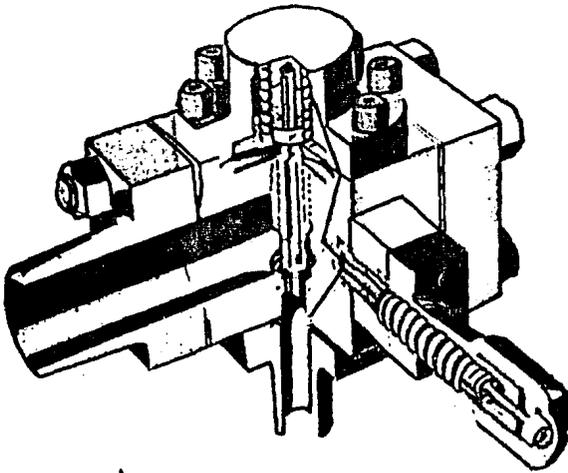
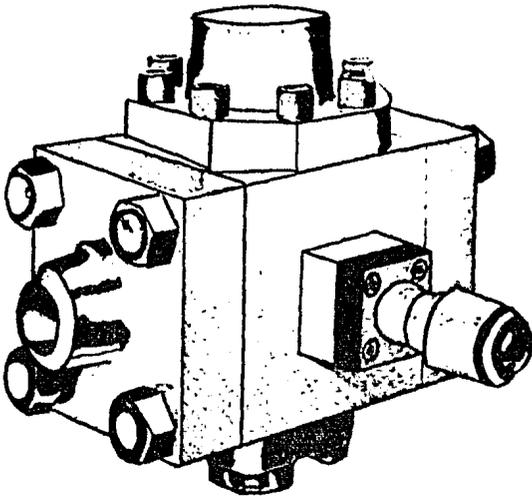


FIG. 3.20. VALVULAS REGULADORAS DE PRESION

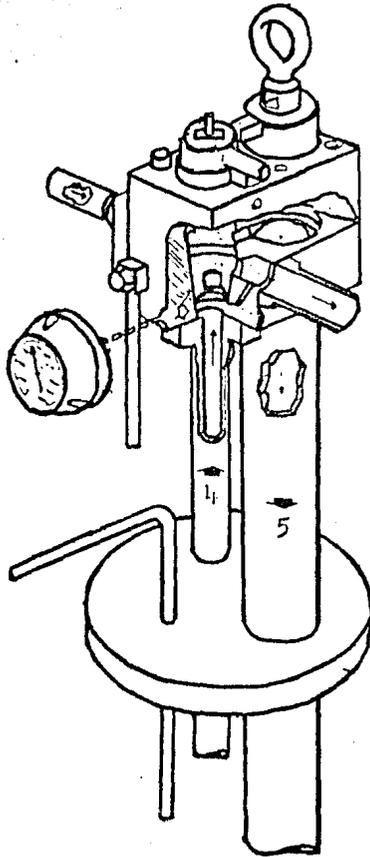


FIG. 3.21. VALVULA DE 4 VIAS

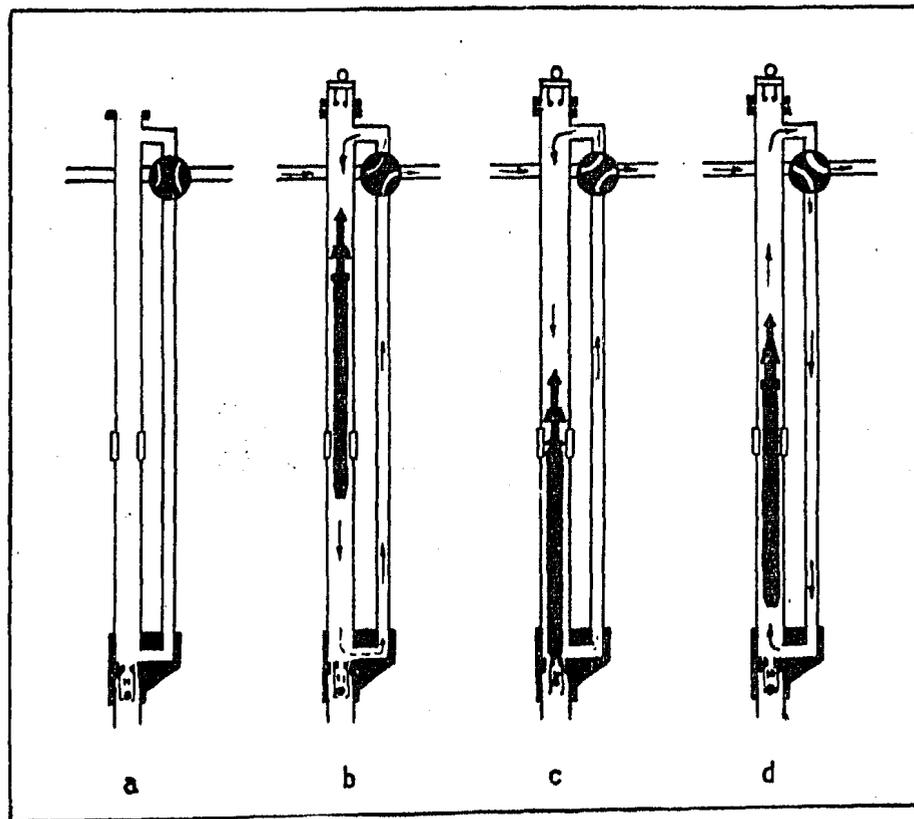


FIG. 3.22. DIFERENTES POSICIONES DURANTE LA OPERACION DE CIRCUITO
 ABIERTO DE BOMBA LIBRE CON TUBERIAS PARALELAS

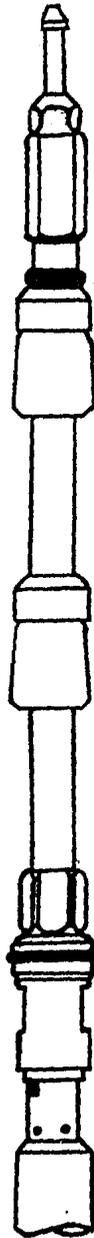


FIG. 3.23. DISPOSITIVO DE PESCA

En la Fig. 3.24 se muestran las conexiones superficiales más comunes, incluyendo: cabezal, carrete adaptador, tuberías, -- válvulas y el retorno (by-pass), que es una línea que comunica la tubería de inyección con la tubería de descarga, permitiendo el -- paso directo del fluido motriz, lo que propicia una operación más flexible.

3.7.5. Sistema de Tanques para el Almacenamiento y Tratamiento -- del Fluido Motriz.

Posiblemente el factor más importante en el funcionamiento eficiente de un sistema de bombeo hidráulico es la calidad del -- fluido motriz, puesto que este fluido recorre todo el sistema a -- través de la bomba triplex, el cabezal de distribución y la unidad de bombeo; cualquier impureza que se tenga, ya sea agua o sedimento, causará un desgaste excesivo en esos mecanismos. Por tanto, -- con el objeto de asegurar la limpieza del fluido motriz, es necesario tener un sistema de tanques cuyo diseño permite tratar y almacenarlo adecuadamente.

Uno de los sistemas más recomendados por los fabricantes -- de equipo es el que se muestra en la Fig. 3.25. La base de este -- sistema es un diseño que permite el movimiento lento del fluido -- (aceite) en el interior del tanque de asentamiento y que además, -- evita la formación de flujo turbulento o de burbujas de gas, que -- pudieran arrastrar impurezas hacia la succión de la bomba triplex.

En términos generales, se recomiendan las siguientes especificaciones para los elementos que constituyen este sistema:

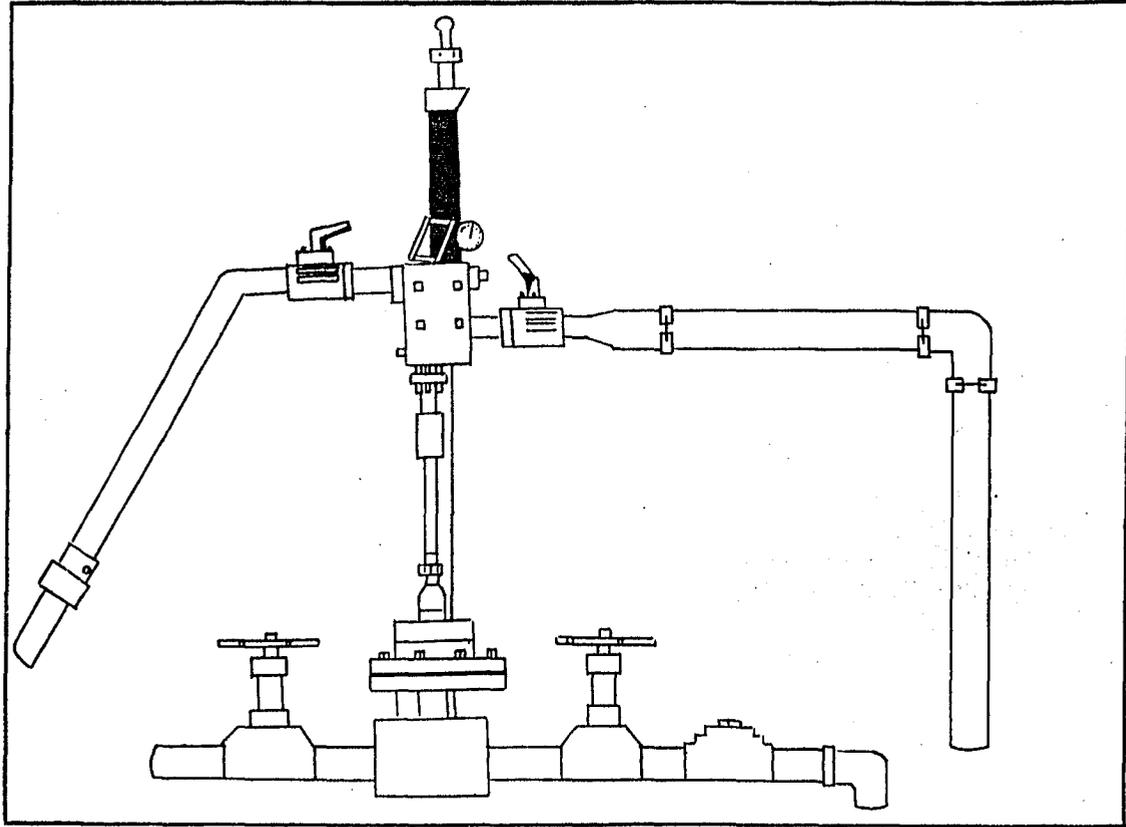
a) Tanque de asentamiento.- Tanque de tres anillos, de 750 barriles de capacidad, provisto de un sistema de drene apropiado.

b) Separador atmosférico.- Dispositivo cilíndrico, esbelto, de mayor altura que el tanque de asentamiento, con la sección superior de mayor diámetro que la inferior. La entrada del fluido -- (aceite) debe efectuarse a través de la sección superior.

c) Línea de alimentación al tanque.- Debe ser de 4" de diámetro como mínimo, conectada a la sección inferior del separador y con una válvula de control, que debe ser de compuerta (de paso completo). La línea termina debajo del centro del difusor y en su extremo debe llevar una "T" en posición vertical.

d) Difusor.- Debe ser nivelado perfectamente para evitar fugas de aceite por el extremo más alto.

e) Línea de descarga al tanque de almacenamiento.- El punto de salida de esta línea debe estar localizado a 12 pies del fondo del tanque y es necesario conectarla a la descarga de vapores -- para evitar el efecto de sifón. Debe conectarse al tanque de alma-



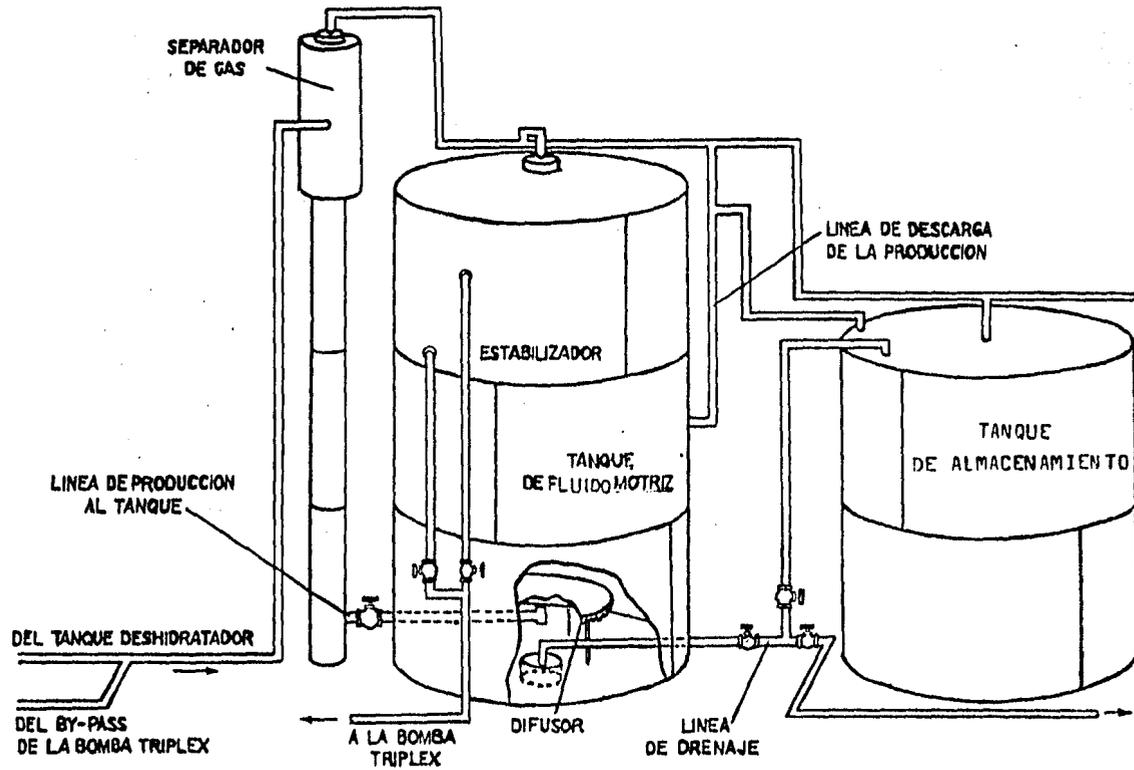


FIG. 3.25. SISTEMA DE TANQUES PARA ALMACENAMIENTO Y TRATAMIENTO DEL FLUIDO MOTRIZ

cenamiento a 18" de la cúpula para mantener el nivel del fluido - necesario para alimentación de la bomba triplex.

f) Línea de alimentación a la bomba triplex.- Debe estar - instalada diametralmente opuesta a la línea de descarga al tanque de almacenamiento, para evitar la canalización del fluido dentro - del tanque.

g) Línea de descarga de vapores.- Debe tener un diámetro - mínimo de 3", y ésta, como todas las tuberías superficiales, debe estar protegida contra la corrosión y deterioro mecánico.

3.7.6. Tuberías Utilizadas.

Las tuberías que se utilizan en un sistema de bombeo hi - dráulico se seleccionan de acuerdo con el volumen que se va a menjar, las presiones de operación y las longitudes que tienen que cubrir; además, la limitación física debida a los diámetros interiores de las tuberías de revestimiento es un factor fundamental en - la programación del sistema, equipo y tuberías que deberán utili - zarse.

Existen diversos diámetros de tipos de tuberías que pueden utilizarse para cubrir la gran variedad de problemas que se presen - tan en un sistema de esta magnitud; sin embargo, se presenta una - clasificación general de tuberías, indicando su objetivo tipo y -- diámetros más usados.

a) Tuberías superficiales:

- (1) Alimentación a los tanques almacenadores de fluido mo - triz: Tubería de línea de 3", 4" y 6".
- (2) Alimentación a las bombas triplex: Tuberías de línea - de 3" y 4".
- (3) Descarga de las bombas triplex al cabezal de distribu - ción: Tubería reforzada de 1", 1-1/4" y 2".
- (4) Descarga del cabezal de distribución a los pozos: Tube - ría reforzada de 1", 1-1/4" y 2".
- (5) Descarga del pozo a la batería de separadores: Tubería de línea de 3" y 4".
- (6) Descarga del pozo a los tanques de fluido motriz (cir - cuito cerrado): Tubería reforzada de 1", 1-1/4" y 2".

b) Tuberías subsuperficiales.- Estas tuberías son reforzadas (J-55, N-80) y se unen entre sí por medio de grampas colocadas una en cada tramo de tubería de inyección, o bien por medio de flejes metálicos y en la misma forma. Se usa grasa sellante a base de zinc en los coples, con el objeto de evitar fugas. Las medidas más usuales son:

- (a) Tubería de inyección de 3/4", 1", 1-1/4", 1-1/2" y 2".
- (b) Tubería de producción: 2", 2-1/2", 3", 3-1/2" y 4".
- (c) Tubería de descarga: 3/4", 1", 1-1/4" y 1-1/2".

3.8. CONSIDERACIONES Y CALCULOS DE DISEÑO.

Para diseñar una instalación de bombeo hidráulico es necesario efectuar las consideraciones siguientes:

- (1) Seleccionar el sistema de inyección del fluido motriz (cerrado o abierto).
- (2) Definir si el gas producido es venteado por el espacio anular o pasa por la bomba.
- (3) Elegir un determinado arreglo de tubería de producción, inyección y descarga.
- (4) Seleccionar la bomba subsuperficial adecuada para la tubería de producción y para los requerimientos del pozo.
- (5) Elegir el empleo de una planta integral de inyección - del fluido motriz o prescindir de ella, empleando un sistema de inyección por cada pozo.
- (6) Seleccionar la bomba superficial para inyectar el fluido motriz.
- (7) Elegir el sistema de limpieza del fluido motriz.

3.8.1. Circuito Abierto o Circuito Cerrado del Fluido Motriz.

Quando el espacio de una central de recolección (Batería) es, o se trata de una localización urbana o bien es una plataforma de producción, o por factores ecológicos, es conveniente elegir un circuito cerrado. Empleando agua como fluido de inyección motriz, puede minimizarse el peligro de contaminación por derrames - en el campo, pero puede ser más costoso por requerir considerables volúmenes de aditivos.

Si ninguno de los factores antes mencionados se presentan, es conveniente, tanto para el circuito cerrado como para el circuito abierto, utilizar como fluido mótriz el aceite, ya sea el producido o bien un aceite tratado; ya que a diferencia del agua, la adición de agentes inhibidores es mínima y la característica lubricante es más continua.

3.8.2. Gas Producido.

Anteriormente se concluyó que las instalaciones subsuperficiales resultan menos costosas cuando el fluido producido pasa por la bomba, no así cuando el gas es venteado por el espacio anular, ya que requiere un arreglo adicional en la sarta de producción incrementándose considerablemente los costos.

Cuando los pozos tienen baja presión de fondo (del orden de 400 lb/pg²) y alta relación gas-líquido (> 500 pies³/bl), de acuerdo a experiencias de campo, es más recomendable ventear el gas por el espacio anular.

Las eficiencias de flujo no deben ser menores del 50% para que el diseño sea rentable y confiable; esta eficiencia puede ser mejorada desfogando el gas liberado por el espacio anular.

3.8.3. Bombas Subsuperficiales.

En las Figs. 3B(1) a la 3B(3)* se muestran los esquemas y las tablas con las especificaciones de las bombas subsuperficiales.

Algunas de estas bombas tienen motores con dos pistones o bombas con dos pistones. Las válvulas reversibles de los motores se localizan en la parte superior de la bomba, en la parte media o en el pistón de los motores en otras bombas. Se dispone de tramos cortos de tubería que tienen una longitud de 10 a 30 pies, para efectuar el ajuste del aparejo.

Selección de la bomba.

En la mayoría de los casos la bomba para un pozo dado puede ser seleccionada directamente de las especificaciones, antes mencionadas. En dichas tablas, la primera columna enlista el diámetro de la bomba, que también representa el diámetro de la tubería en que puede ser colocada. La segunda columna indica la magnitud de la relación P/E. Estos valores son relacionados a la presión superficial requerida para un levantamiento dado. Para limitar la presión superficial a un máximo aceptable de 5000 lb/pg² se usa la siguiente regla práctica.

* Apéndice 3B

$$\frac{P}{E} = \frac{\text{BOMBA}}{\text{MOTOR}} = \text{m\u00e1ximo} , \quad \frac{P}{E} = \frac{10000}{\text{Profundidad de colocaci\u00f3n de la bomba, pies.}} \quad (3.1)$$

La tercera columna de las Figuras indican el m\u00e1ximo desplazamiento de la bomba. Por experiencia de campo se recomienda dise\u00f1arlos para un 85% o menos de la m\u00e1xima capacidad de la bomba. - - Cuando dos o mas di\u00e1metros de bomba pueden ser usados, la primera con la m\u00e1xima capacidad de bombeo de fluidos (bajos valores de P/E) debe ser elegida. Esto es debido a que se requiere menor presi\u00f3n del fluido motriz en la superficie para operar.

3.8.4. Gasto del Fluido Motriz

El gasto del fluido motriz est\u00e1 en funci\u00f3n de las eficiencias tanto de la bomba como del motor y del desplazamiento por SPM (emboladas por minuto) de las especificaciones de las tablas proporcionadas por los fabricantes.

q_1 = Desplazamiento del motor por SPM, bl/d\u00eda por SPM.

Q'_1 = Gasto te\u00f3rico del fluido motriz, bl/d\u00eda ($q_1 \times \text{SPM}$)

Q_1 = Gasto real del fluido motriz, bl/d\u00eda.

q_4 = Desplazamiento de la bomba por SPM, bl/d\u00eda por SPM

Q'_4 = Gasto de producci\u00f3n te\u00f3rico, bl/d\u00eda ($q_4 \times \text{SPM}$)

Q_4 = Gasto de producci\u00f3n real, bl/d\u00eda ($Q_4 = Q_5 + Q_6$)

Q_5 = Producci\u00f3n de aceite, bl/d\u00eda

Q_6 = Producci\u00f3n de agua, bl/d\u00eda

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 especificaciones de las bombas. Representadas por las Figs. 3B(1) a la 3B(3). Una bomba hidr\u00e1ulica subsuperficial nueva tiene un motor con una eficiencia aproximada del 95% y la bomba tiene una eficiencia arriba del 90%. Un buen dise\u00f1o pr\u00e1ctico consiste en usar un 90% de eficiencia en el motor y un 85% de eficiencia en la bomba y seleccionar una bomba que pueda operar abajo del 85% de su velocidad de bombeo.

Si la bomba está colocada abajo del emparador y consecuentemente el gas producido está pasando a través de ella, la eficiencia debe ser calculada, empleando la Fig. 3.26. Las definiciones - descritas anteriormente puede ser ejemplificadas numéricamente como se indica a continuación:

$$Q_4 = Q_4' (Q_4/Q_4') = (q_4 \times \text{SPM}) (Q_4/Q_4') \quad (3.2)$$

$$Q_1 = \frac{Q_1'}{Q_1' / Q_1} = \frac{q_1 \times \text{SPM}}{Q_1' / Q_1} \quad (3.3).$$

La eficiencia volumétrica total, N_u , se obtiene multiplicando la eficiencia de la bomba por la eficiencia del motor, entonces:

$$N_u = Q_4/Q_4' \times Q_1'/Q_1 = Q_4/Q_1 \times Q_1'/Q_4'$$

$$N_u = Q_4/Q_1 \times q_1/q_4 \quad (3.4)$$

3.8.5. Fricción en la Bomba

La presión requerida en una bomba hidráulica para operar - bajo condiciones teóricas de operación (no carga) se muestra en la Fig. 3.27. Este nomograma representa la caída de presión por fricción mecánica e hidráulica a través de la bomba. La viscosidad del fluido motriz a la temperatura de fondo del pozo puede ser obtenida empleando las Figs. 3.28 y 3.29.

Las conversiones de °API a gravedad específica pueden ser obtenidas con la Tabla 3.1. Los valores obtenidos en la Fig. 3.27 representan el desplazamiento total del émbolo (pistón), considerando un 100% de eficiencia de bombeo. Cuando la proporción de los fluidos a través de la bomba es reducida por la carrera del pistón o por el paso del gas, la fricción total puede ser, en algunos casos, más baja que la determinada en las gráficas. Esto es porque - aproximadamente el 25% de la fricción total es del fluido bombeado o del fluido de la bomba. 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 de la forma de ΔP de la Fig. 3.27 es:

$$\Delta P = F_{EE} + F_{PE} \quad (3.5)$$

Donde:

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

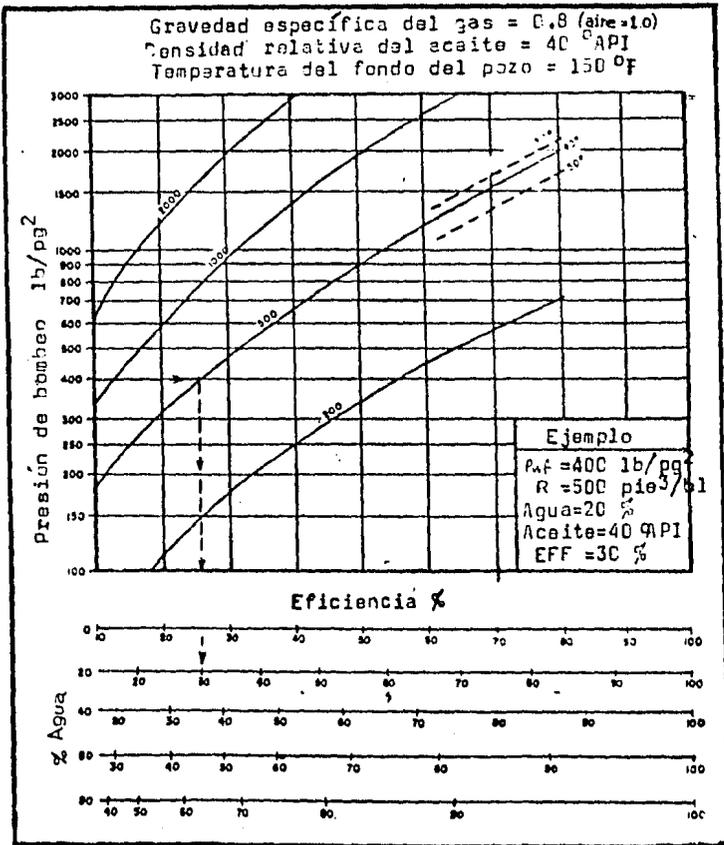


FIG.3.26. EFICIENCIAS VOLUMÉTRICAS TEÓRICAS PARA BOMBAS DE TUBERÍA DE REVESTIMIENTO

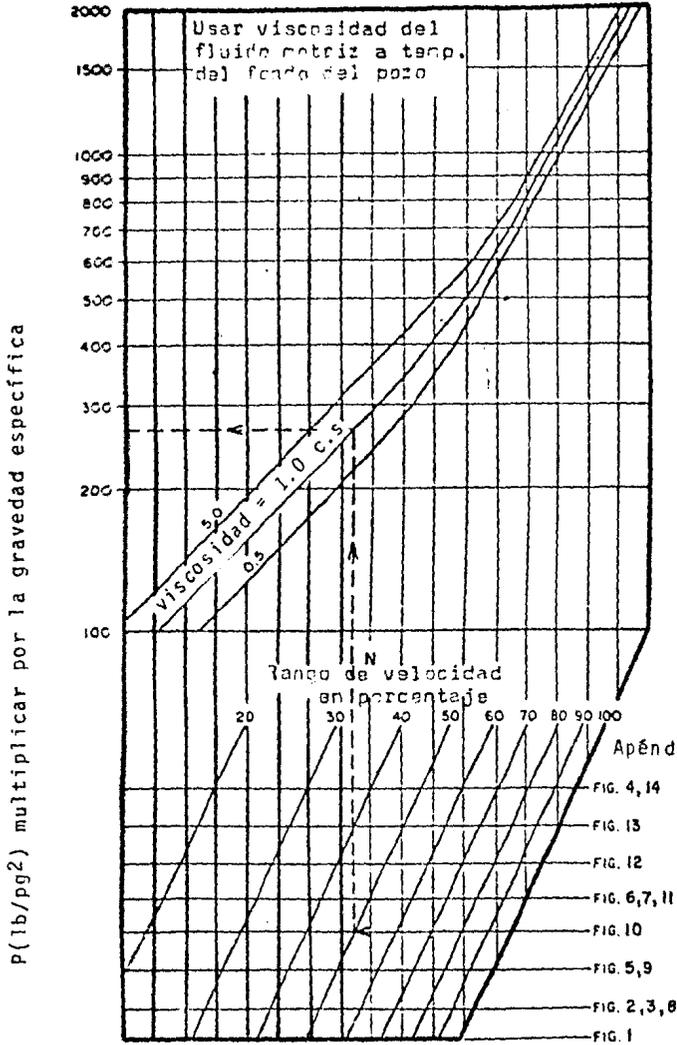
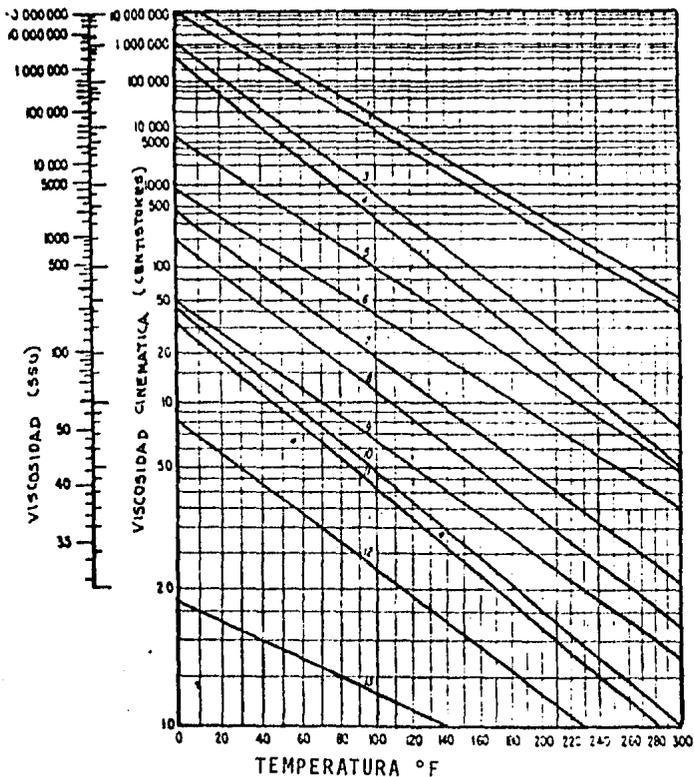


FIG. 3.27. Presión requerida para operar una bomba hidráulica sin carga



	*API			*API	
1	9.5	Boscan, Venezuela	8	30.6	Ventura, Calif.
2	10.7	Boscan, Venezuela	9	31.1	Kettleman Hills, Ca. f.
3	14.0	Maricopa, Calif.	10	36.4	Oklahoma City, Okla
4	15.0	Wilmington, Calif.	11	38.6	Kettleman Hills, Calif
5	19.8	Banartena, Calif.	12	44.0	Denton, New Mexico
6	25.6	Scholem Aleschem, Okla.	13	50.7	Kettleman Hills, Calif.
7	26.8	Beal Beach, Calif.			

FIG.3.28. Viscosidad del fluido motriz a temperatura de fondo del pozo

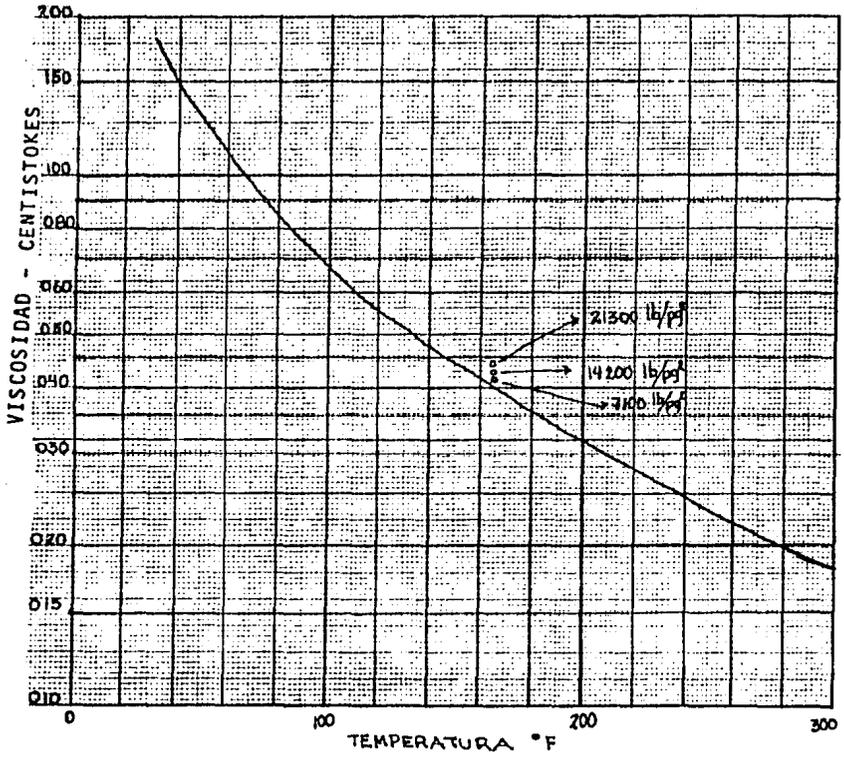


FIG.3.29. VISCOSIDAD DEL FLUIDO MOPRIZ (AGUA) A LA TEMPERATURA DE FONDO DEL POZO.

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

En el ejemplo mostrado en la Fig. 3.27, la ΔP es 216 lb/pg², entonces:

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

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

Suponiendo que se tiene una bomba de 2 1/2", de la Fig. - 3B(1), esto es una bomba de 2 1/2" x 1 3/4" (la medida más grande puede ser de 2 1/2") y está operando al 100% de eficiencia de bombeo y es corregida a 54 lb/pg². Pero si además se refiere a -- 2 1/2" x 1 3/4" - 1 1/2", operando la bomba a 80% de eficiencia de bombeo, el gasto Q_4 puede ser menor que el usado para construir la gráfica. Dado que la corrección de F_{PE} es una cantidad pequeña, puede ser ignorada, ya que el error involucrado de esta forma no es de consideración.

Si el F_{PE} debe ser corregido, estará en proporción directa de los fluidos que pasan a través de la bomba.

$$F_{PE} = 0.25 \frac{\Delta P \times q_4 \text{ del pistón usado } (Q_4/Q_4')}{q_4 \text{ (capacidad máxima del pistón)}} \quad (3.6)$$

Si el ejemplo de la Fig. 3.27 es una bomba de 2 1/2" x - - x 1 3/4" - 1 1/2" (Fig. 3B (1)) y la eficiencia de la bomba es de 80%

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

La fricción total (real) de la bomba, es entonces:

$$F_p = F_{EE} + F_{PE} \quad (3.7)$$

Donde:

$$F_{EE} = 0.75 \Delta P, \text{ de la Fig. 3.27}$$

$$F_{PE} = 0.25 \Delta P \times q_4/q_4 \text{ máx. } (Q_4/Q_4'), \text{ de la ecuación 3.6.}$$

Para el ejemplo anterior:

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

Cuando la corrección de F_{PE} es ignorada:

$$F_p = \Delta p$$

3.8.6. Cálculo de las Presiones

Las diferentes presiones, pérdidas por fricción y densidades de los fluidos involucrados en el sistema CPF u OPF se muestran en las Figs. 3.30 (A y B). 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 es llenada la bomba es una P_4 .

La Fig.3.31 ilustra las áreas de las secciones transversales de una bomba (Kobe) tipo A (Fig. 3B(2)) en la cual están involucradas las diferentes presiones (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 corriente arriba; de acuerdo a esto se tiene:

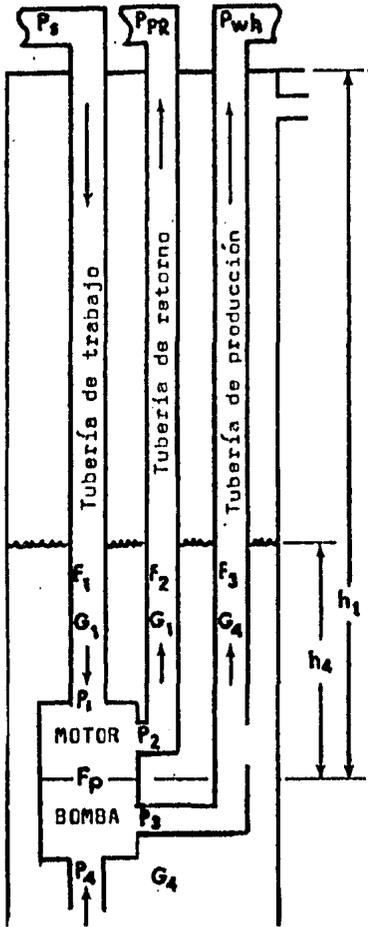
$$\begin{aligned}
 - P_1 A_R - P_2 (A_E - A_R) + P_1 (A_E - A_R) - P_3 (A_P - A_R) + P_4 (A_P - A_R) + P_1 A_R &= 0 \\
 (P_1 - P_2)(A_E - A_R) - (P_3 - P_4)(A_P - A_R) &= 0 \\
 P_1 - P_2 - (P_3 - P_4) \frac{A_P - A_R}{A_E - A_R} &= 0 \quad (3.8)
 \end{aligned}$$

La fricción de la bomba, F_p no se muestra en la Fig. 3.31 debido a que no opera contra el área. Esta es función de la velocidad de la bomba, del paso del fluido en 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 manera siguiente:

$$P_1 - P_2 - (P_3 - P_4) \frac{A_P - A_R}{A_E - A_R} - F_p = 0 \quad (3.9)$$

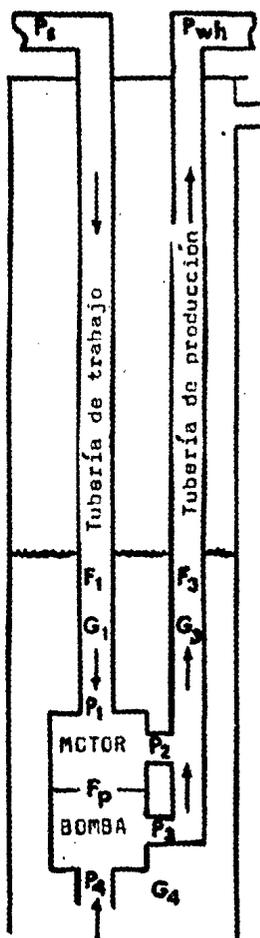
La cantidad $\frac{A_P - A_R}{A_E - A_R}$ es la relación del área neta de la bomba con respecto al área neta del motor para este tipo de bomba, la relación corriente abajo y corriente arriba es la misma.

Dado que esta 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 (P/E). Para una bomba de acción simple se requiere alrededor del 20% de fluido motriz adicional para realizar el desplazamiento hacia abajo (para llenar la bomba) tal que su relación del volumen es diferente a su P/E. Por esta razón, en las bombas de acción simple 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.



$$\begin{aligned}
 P_1 &= h_1 G_1 - F_1 + P_s \\
 P_2 &= h_1 G_1 + F_2 + P_{pr} \\
 P_3 &= h_1 G_4 + F_3 + P_{wh} \\
 P_4 &= h_4 G_4 = P_{wf}
 \end{aligned}$$

FIG.3.30.A PRESIONES Y PERDIDAS POR FRICCIÓN QUE AFECTAN EL BOMBEO HIDRAULICO EN UN SISTEMA CERRADO



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

$$F_2 = F_3$$

$$P_3 = h_1 G_3 + F_3 + P_{wh}$$

$$F_4 = h_4 G_4 = P_{wf}$$

FIG. 3.30.B PRESIONES Y PERDIDAS POR FRICCION QUE AFECTAN EL BOMBAO HIDRAULICO EN UN SISTEMA ABIERTO

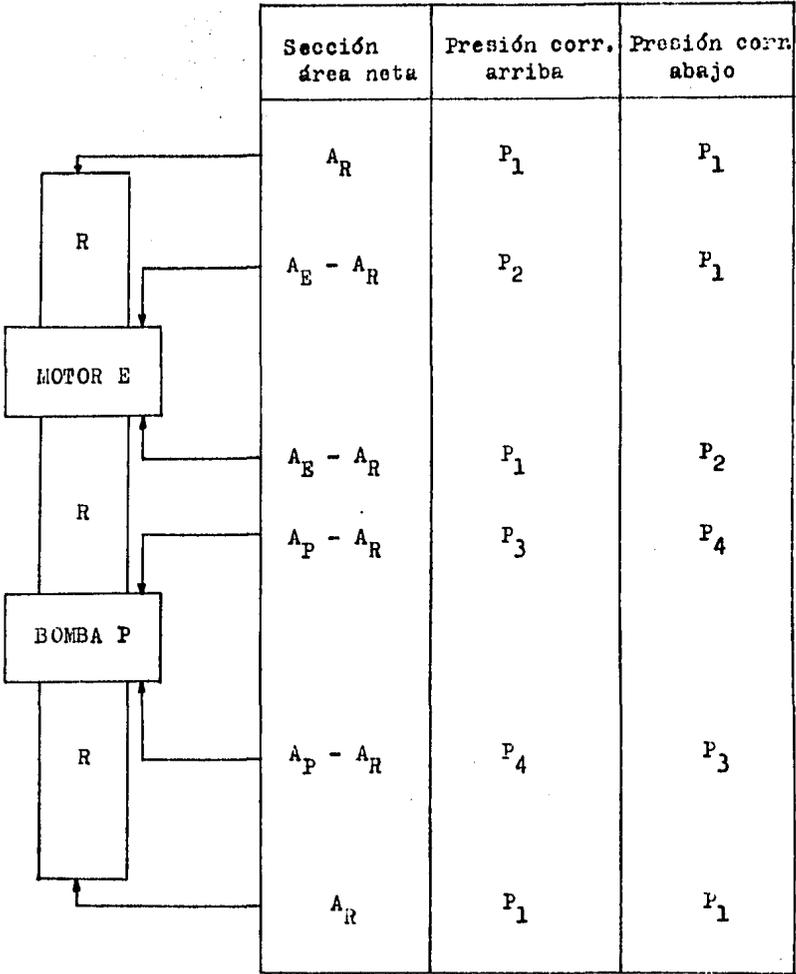


FIG.3.31. PRESIONES QUE ACTUAN EN UNA BOMBA KOBE TIPO A

La ecuación algebraica que relaciona áreas de bombas con - P/E es diferente para diferentes tipos de bomba, tal que debe - sustituirse P/E en la ecuación anterior. En un sistema cerrado - la ecuación general para las bombas hidráulicas se presenta de la forma siguiente:

$$P_1 - P_2 - (P_3 - P_4) P/E - F_p = 0 \quad (3.10)$$

Sustituyendo los valores correspondientes de P_1 , P_2 , P_3 y P_4 representados en la Fig. 3.30 A.

$$(h_1 G_1 - F_1 + P_s) - (h_1 G_1 + F_2 + P_{PR}) - (h_1 G_4 + F_3 + P_{FL} - h_4 G_4) P/E - F_p = 0 \quad (3.11)$$

Para un desplazamiento ascendente, expresado en palabras es:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Presión abajo} \\ \text{del pistón} \\ \text{del motor} \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{Área efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{Presión en la} \\ \text{parte superior} \\ \text{del pistón} \\ \text{del motor} \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{Área} \\ \text{efectiva} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] -$$

$$\left[\begin{array}{l} \text{Presión efectiva} \\ \text{a través del pistón} \\ \text{de la bomba = des-} \\ \text{carga entrada} \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{Área efectiva} \\ \text{de la bomba} \\ \text{igual a P/E} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{Fricción} \\ \text{en la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] = 0$$

Resolviendo la ecuación anterior para P_s da:

$$P_s = F_1 + F_2 + P_{PR} + F_p + \left[(h_1 - h_4) G_4 + F_3 + P_{wh} \right] P/E \quad (3.11)$$

Algunas bombas tienen un término adicional en la ecuación que es una función de $(P_2 - P_3)$, pero éste término es casi siempre ignorado porque es muy pequeño. De la Fig. 3B (3) en el término es:

$$(P_2 - P_3) \frac{A_{R2} - A_{R1}}{A_E - A_{R2}} = (P_2 - P_3)(0.07) \quad (3.12)$$

El valor de $P_2 - P_3$ es comúnmente menor que 500 lb/pg², por tanto, multiplicando por 0.07 se tiene un valor de 35 lb/pg² (para el sistema abierto, $P_2 = P_3$) aunque este término se elimine.

Algunas bombas tienen diferente valor de P/E, tanto para un desplazamiento ascendente como descendente. Cuando la diferencia es pequeña, un valor promedio es dado en las tablas de las especificaciones; cuando éste valor es significativo se da un valor mayor y la bomba tendrá una restricción en el fluido motriz en - cualquier de los desplazamientos (hacia arriba o hacia abajo), -

con el fin de proporcionar esencialmente la misma presión de operación en ambas direcciones.

La ecuación general para un sistema abierto ($P_2 = P_3$) - se presenta de la siguiente forma:

$$P_1 - P_3 - (P_3 - P_4) P/E - F_p = 0 \quad (3.13)$$

Despejando P_1 , se tiene:

$$P_1 = P_3 + (P_3 - P_4) P/E + F_p \quad (3.14)$$

Su significado en palabras es:

$$\begin{aligned} & \left[\begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna del} \\ \text{fluido motriz} \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna de} \\ \text{retorno} \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] + \\ & + \left[\begin{array}{l} \text{Presión efectiva} \\ \text{a través del} \\ \text{pistón de la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} = P/E \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Fricción} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] \end{aligned}$$

Recordando de nuevo la ecuación (3.14), se tiene

$$P_1 = P_3 (1 + P/E) - P_4 (P/E) + F_p \quad (3.15)$$

Su significado en palabras es:

$$\begin{aligned} & \left[\begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna del} \\ \text{fluido motriz} \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna de} \\ \text{retorno} \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{Area efectiva} \\ \text{del motor (=1),} \\ \text{más la bomba} \\ \text{(= P/E)} \end{array} \right] - \\ & - \left[\begin{array}{l} \text{Presión} \\ \text{de fondo} \\ \text{fluyendo} \\ \text{(P}_{wf}\text{)} \end{array} \right] \left[\begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} \\ \text{= P/E.} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Fricción} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] \end{aligned}$$

De esta forma la ecuación ilustra que P_3 está actuando - tanto en el pistón de la bomba como en el pistón del motor. Debido a esto, un incremento de presión en la línea superficial de flujo, P_{wh} , causa un incremento $(+ P/E)$ en la presión superficial de operación, P_5 .

Sustituyendo valores de P_1 , P_2 , P_3 y P_4 de la Fig.3.30.(B)

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

Reacomodando términos y despejando P_s :

$$P_s = (h_1 G_3 + F_3 + P_{wh})(1 + P/E) - h_4 G_4 (P/E) + F_p + F_1 - h_1 G_1 \quad (3.16)$$

Donde, $h_4 G_4 = P_{wf}$ = Presión de fondo fluyendo:

La ecuación (3.16) puede ser escrita como se indica a continuación:

$$P_s = (h_1 G_3 + F_3 + P_{wh})(1 + P/E) - P_{wf} (P/E) + F_p - (h_1 G_1 - F_1) \quad (3.17)$$

La ecuación (3.16) y la (3.17) dan los mismos resultados, únicamente se ordenan en forma diferente.

Para determinar la P_s 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, bl/día por SPM) calcular SPM usando la ecuación (3.2).
- (2) Seguir el procedimiento de la Sección 3.8.5. para determinar F_p . (usar la viscosidad a la temperatura de fondo por medio de las Figuras 3.28 o 3.29). La densidad relativa se encuentra en la Tabla 3.1.
- (3) Después de obtener SPM, la eficiencia y el desplazamiento del motor (bl/día por SPM) calcular Q_1 usando la ecuación (3.3).
- (4) Empleando las ecuaciones del apéndice 3A, 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. 3.28, incluye una escala de conversión de segundos --- Saybolt Universal y Centistokes.

(5) Calcular G_3 usando la siguiente ecuación:

$$G_3 = \frac{Q_1 G_1 + Q_5 G_5 + Q_6 G_6}{Q_1 + Q_4} \quad (3.18)$$

Donde:

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

- (6) Usando la ecuación del apéndice 3A y Q4 (sistema cerrado) o Q3 (sistema abierto) encontrar F_3 , donde la gravedad específica de Q3 se obtiene dividiendo G3 por 0.433. La viscosidad se obtiene por:

$$\mu_3 = \frac{Q_1 \mu_1 - Q_5 \mu_5 - Q_6 \mu_6}{Q_1 - Q_4} \quad (3.19)$$

- (7) Sustituyendo en la ecuación (3.10) o (3.11) 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_3 (P_{wf}) pero en este Capítulo se usan los incisos 5 y 6. Este procedimiento no considera producción con 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 fórmula siguiente:

$$h_p = \Delta p \times q \times 1.7 \times 10^{-5}$$

donde:

Δp , es la caída de presión en lb/pg²

q, es el gasto de líquido en bl/día

TABLA 3.1.
DENSIDADES RELATIVAS Y GRADIENTES DE PRESION

Nota: La primera línea opuesta a cada °API es la densidad relativa a 60 °F. La segunda línea es el gradiente de presión en --- lb/pg²/pie.

Grados API	0	.1	.2	.3	.4	.5	.6	.7	.8	.9
10	1.0000	.9993	.9986	.9979	.9972	.9965	.9958	.9951	.9944	.9937
	.4331	.4328	.4325	.4322	.4319	.4316	.4313	.4310	.4307	.4304
11	.9930	.9923	.9916	.9909	.9902	.9895	.9888	.9881	.9874	.9868
	.4301	.4298	.4295	.4292	.4289	.4286	.4282	.4279	.4276	.4274
12	.9881	.9854	.9847	.9840	.9833	.9826	.9820	.9813	.9806	.9799
	.4271	.4268	.4265	.4262	.4259	.4256	.4253	.4250	.4247	.4244
13	.9792	.9786	.9779	.9772	.9765	.9759	.9752	.9745	.9738	.9732
	.4241	.4238	.4235	.4232	.4229	.4226	.4224	.4221	.4218	.4215
14	.9725	.9718	.9712	.9705	.9698	.9692	.9685	.9679	.9672	.9665
	.4212	.4209	.4206	.4203	.4200	.4198	.4195	.4192	.4189	.4186
15	.9659	.9652	.9646	.9639	.9632	.9626	.9619	.9613	.9606	.9600
	.4183	.4180	.4178	.4175	.4172	.4169	.4166	.4163	.4160	.4158
16	.9593	.9587	.9580	.9574	.9567	.9561	.9554	.9548	.9541	.9535
	.4155	.4152	.4149	.4146	.4143	.4141	.4138	.4135	.4132	.4130
17	.9529	.9522	.9516	.9509	.9503	.9497	.9490	.9484	.9478	.9471
	.4127	.4124	.4121	.4118	.4116	.4113	.4110	.4108	.4105	.4102
18	.9465	.9459	.9452	.9446	.9440	.9433	.9427	.9421	.9415	.9408
	.4099	.4097	.4094	.4091	.4088	.4085	.4083	.4080	.4078	.4075
19	.9402	.9396	.9390	.9383	.9377	.9371	.9365	.9358	.9352	.9346
	.4072	.4069	.4067	.4064	.4061	.4059	.4056	.4053	.4050	.4048
20	.9340	.9334	.9328	.9321	.9315	.9309	.9303	.9297	.9291	.9285
	.4045	.4043	.4040	.4037	.4034	.4032	.4029	.4027	.4024	.4021
21	.9279	.9273	.9267	.9260	.9254	.9248	.9242	.9236	.9230	.9224
	.4019	.4016	.4014	.4011	.4008	.4005	.4003	.4000	.9998	.9995
22	.9218	.9212	.9206	.9200	.9194	.9188	.9182	.9176	.9170	.9165
	.3992	.3990	.3987	.3985	.3982	.3979	.3977	.3974	.3972	.3969
23	.9159	.9153	.9147	.9141	.9135	.9129	.9123	.9117	.9111	.9106
	.3967	.3964	.3962	.3959	.3956	.3954	.3951	.3949	.3946	.3944
24	.9100	.9094	.9088	.9082	.9076	.9071	.9065	.9059	.9053	.9047
	.3941	.3939	.3936	.3933	.3931	.3929	.3926	.3923	.3921	.3918
25	.9042	.9036	.9030	.9024	.9018	.9013	.9007	.9001	.8996	.8990
	.3916	.3913	.3911	.3908	.3906	.3904	.3901	.3898	.3896	.3894
26	.8984	.8978	.8973	.8967	.8961	.8956	.8950	.8944	.8939	.8933
	.3891	.3888	.3886	.3884	.3881	.3879	.3876	.3874	.3871	.3869
27	.8927	.8922	.8916	.8911	.8905	.8899	.8894	.8888	.8883	.8877
	.3866	.3864	.3862	.3859	.3857	.3854	.3852	.3849	.3847	.3845
28	.8871	.8866	.8860	.8855	.8849	.8844	.8838	.8833	.8827	.8822
	.3842	.3840	.3837	.3835	.3833	.3830	.3828	.3826	.3823	.3821
29	.8816	.8811	.8805	.8800	.8794	.8789	.8783	.8778	.8772	.8767
	.3818	.3816	.3813	.3811	.3809	.3807	.3804	.3802	.3799	.3797
30	.8762	.8756	.8751	.8745	.8740	.8735	.8729	.8724	.8718	.8713
	.3795	.3792	.3790	.3787	.3785	.3783	.3781	.3778	.3776	.3774
31	.8708	.8702	.8697	.8692	.8686	.8681	.8676	.8670	.8665	.8660
	.3771	.3769	.3767	.3765	.3762	.3760	.3758	.3755	.3753	.3751
32	.8654	.8649	.8644	.8639	.8633	.8628	.8623	.8618	.8612	.8607
	.3748	.3746	.3744	.3742	.3739	.3737	.3735	.3732	.3730	.3728
33	.8602	.8597	.8591	.8586	.8581	.8576	.8571	.8565	.8560	.8555
	.3726	.3723	.3721	.3719	.3718	.3714	.3712	.3710	.3707	.3705

Grados

API	0	.1	.2	.3	.4	.5	.6	.7	.8	.9
34	.8550	.8545	.8540	.8534	.3529	.8524	.8519	.8514	.8509	.8504
	.3703	.3701	.3699	.3696	.3694	.3692	.3690	.3687	.3685	.3683
35	.8498	.8493	.8488	.8483	.8478	.8473	.8468	.8463	.8458	.8453
	.3680	.3678	.3676	.3674	.3672	.3670	.3667	.3665	.3663	.3661
36	.8448	.8443	.8438	.8433	.8428	.8423	.8418	.8413	.8408	.8403
	.3659	.3657	.3654	.3652	.3650	.3648	.3646	.3644	.3642	.3639
37	.8398	.8393	.8388	.8383	.8378	.8373	.8368	.8363	.8358	.8353
	.3637	.3635	.3633	.3631	.3629	.3628	.3624	.3622	.3620	.3618
38	.8348	.8343	.8338	.8333	.8328	.8324	.8319	.8314	.8309	.8304
	.3616	.3613	.3611	.3609	.3607	.3605	.3603	.3601	.3599	.3596
39	.8299	.8294	.8289	.8285	.8280	.8275	.8270	.8265	.8260	.8256
	.3594	.3592	.3590	.3588	.3586	.3584	.3582	.3580	.3577	.3576
40	.8251	.8248	.8241	.8236	.8232	.8227	.8222	.8217	.8212	.8208
	.3574	.3571	.3569	.3567	.3565	.3563	.3561	.3559	.3557	.3555
41	.8203	.8198	.8193	.8189	.8184	.8179	.8174	.8170	.8165	.8160
	.3553	.3551	.3548	.3547	.3544	.3542	.3540	.3538	.3536	.3534
42	.8155	.8151	.8146	.8142	.8137	.8132	.8128	.8123	.8119	.8114
	.3532	.3530	.3528	.3526	.3524	.3522	.3520	.3518	.3516	.3514
43	.8109	.8104	.8100	.8095	.8090	.8086	.8081	.8076	.8072	.8067
	.3512	.3510	.3508	.3506	.3504	.3502	.3500	.3498	.3496	.3494
44	.8063	.8058	.8054	.8049	.8044	.8040	.8035	.8031	.8026	.8022
	.3492	.3490	.3488	.3486	.3484	.3482	.3480	.3478	.3476	.3474
45	.8017	.8012	.8008	.8003	.7999	.7994	.7990	.7985	.7981	.7976
	.3472	.3470	.3468	.3466	.3464	.3462	.3460	.3458	.3457	.3454
46	.7972	.7967	.7963	.7958	.7954	.7949	.7945	.7941	.7936	.7932
	.3453	.3451	.3449	.3447	.3445	.3443	.3441	.3439	.3437	.3435
47	.7927	.7923	.7918	.7914	.7909	.7905	.7901	.7896	.7892	.7887
	.3433	.3431	.3429	.3428	.3425	.3424	.3422	.3420	.3918	.3416
48	.7883	.7879	.7874	.7870	.7865	.7861	.7857	.7852	.7848	.7844
	.3414	.3412	.3410	.3408	.3406	.3405	.3403	.3401	.3399	.3397
49	.7839	.7835	.7831	.7826	.7822	.7818	.7813	.7809	.7805	.7800
	.3395	.3393	.3392	.3389	.3388	.3386	.3384	.3382	.3380	.3378
50	.7796	.7792	.7788	.7783	.7779	.7775	.7770	.7766	.7762	.7758
	.3376	.3375	.3373	.3371	.3369	.3367	.3365	.3363	.3362	.3360
51	.7753	.7749	.7745	.7741	.7736	.7732	.7728	.7724	.7720	.7715
	.3358	.3356	.3354	.3353	.3350	.3349	.3347	.3345	.3344	.3341
52	.7711	.7707	.7703	.7699	.7694	.7690	.7686	.7682	.7678	.7674
	.3340	.3338	.3336	.3334	.3332	.3331	.3329	.3327	.3325	.3324
53	.7669	.7665	.7661	.7657	.7653	.7649	.7645	.7640	.7636	.7632
	.3321	.3320	.3318	.3316	.3315	.3313	.3311	.3309	.3307	.3305
54	.7628	.7624	.7620	.7616	.7612	.7608	.7603	.7599	.7595	.7591
	.3304	.3302	.3300	.3298	.3297	.3295	.3293	.3291	.3289	.3288
55	.7587	.7583	.7579	.7575	.7571	.7567	.7563	.7559	.7555	.7551
	.3286	.3284	.3282	.3281	.3279	.3277	.3276	.3274	.3272	.3270
56	.7547	.7543	.7539	.7535	.7531	.7527	.7523	.7519	.7515	.7511
	.3269	.3267	.3265	.3263	.3262	.3260	.3258	.3256	.3255	.3253
57	.7507	.7503	.7499	.7495	.7491	.7487	.7483	.7479	.7475	.7471
	.3251	.3250	.3248	.3246	.3244	.3243	.3241	.3239	.3237	.3236
58	.7467	.7463	.7459	.7455	.7451	.7447	.7443	.7440	.7436	.7432
	.3234	.3232	.3230	.3229	.3227	.3225	.3224	.3222	.3221	.3219
59	.7428	.7424	.7420	.7416	.7412	.7408	.7405	.7401	.7397	.7393
	.3217	.3215	.3214	.3212	.3210	.3208	.3207	.3205	.3204	.3202
60	.7389	.7385	.7381	.7377	.7374	.7370	.7368	.7366	.7362	.7358
	.3200	.3198	.3197	.3195	.3194	.3192	.3190	.3188	.3187	.3185

3.8.7. Procedimiento para el Diseño de Equipo en un Pozo.

Este procedimiento sirve como una guía para seleccionar - una instalación de bombeo hidráulico y determinar la presión superficial de fluido motriz, necesaria para cada pozo. Un sistema central o unidades individuales de potencia de fluido motriz pueden - ser usados.

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 de 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.

REFERENCIAS CAPITULO 3

1. **Brown Kermit. E.:** "The Technology of Artificial Lift Methods". Volumen 2b. Petroleum Publishing Co. 1980.
2. **Petrie, H.L. and Smart, E.:** "Jet pumping oil Wells" World Oil, November 1983.

BOMBEO HIDRAULICO JET (CHORRO)

4.1. PLANTEAMIENTO

El bombeo subsuperficial jet (a chorro) es un sistema especial de bombeo hidráulico, a diferencia del tipo pistón, no ocupa partes móviles y su acción de bombeo se realiza por medio de transferencia de energía entre el fluido motriz y los fluidos producidos.

Un ejemplo típico de una bomba subsuperficial tipo chorro se muestra en la Fig. 4.1. El fluido motriz entra por la parte superior de la bomba y pasa a través de la tobera, donde su presión se convierte en una velocidad. La tobera descarga un chorro dentro de la cámara de entrada de los fluidos del pozo, la cual tiene comunicación con la formación. En la cámara de mezclado, que es de diámetro más grande que el de la tobera, se mezclan los fluidos producidos y el fluido motriz.

Al mismo tiempo que se efectúa la mezcla, el fluido motriz pierde energía que es ganada por los fluidos del pozo. Después, la mezcla pasa al difusor, que es la última sección de trabajo, en donde la energía que en su mayor parte es conservada en forma de velocidad se convierte en presión estática; cuando esta presión es mayor que la ejercida por la columna de fluidos en el espacio anular, se establece el fluido hacia la superficie.

Las ventajas de este sistema de bombeo son numerosas. Principalmente la carencia de partes móviles que permite manejar fluidos de cualquier calidad, tanto motriz como producido. Otra ventaja de este tipo de bombeo se tiene en la parte compacta de la sección de trabajo que facilitan su instalación: la tobera, la entrada a la cámara de mezclado y del difusor. Esto permite que al bombeo hidráulico a chorro pueda adaptarse casi a cualquier profundidad en el pozo. Frecuentemente se pueden obtener gastos más grandes que con un bombeo hidráulico convencional con el mismo diámetro de tubería.

Existen dos características que limitan a este tipo de bombeo, primeramente se necesita una presión de succión relativamente alta para evitar la cavitación y como segunda desventaja la eficiencia mecánica es baja; normalmente requiere de una potencia de entrada mayor que la de una bomba hidráulica convencional. Se ha incrementado su empleo para pozos de gastos grandes y para pozos contaminados.

4.2. TIPOS DE BOMBAS JET.

Las bombas subsuperficiales tipo chorro que se usan en el campo petrolero son generalmente presentadas por Kobe y por Fluid Packed Pumps. El diseño básico de estos fabricantes son muy similares, la principal diferencia es la forma en que los fluidos son circulados dentro y fuera de la sección de trabajo.

La Fig. 4.1 ilustra una bomba "libre" marca Kobe, tipo B, con descarga en el espacio anular y conectada en la tubería de revestimiento. El diseño A, se refiere a un concepto relacionado a la trayectoria del fluido motriz y al de producción que se encuentran en la bomba. La Fig. 4.2 muestra una bomba "libre", tipo A, colocada en el fondo del pozo y con descarga en el espacio anular. La succión del fluido en esta bomba, se lleva a cabo a través de un mecanismo colocado en la entrada de la cámara, permitiendo que se use una cámara de mezclado grande y también una tobera grande, para obtener así un gasto alto. La Fig. 4.3 muestra bombas de - fluidos colocadas en la TR con un tipo de ensamble semejante al usado para cuando la bomba se encuentra en el fondo del pozo. Las características del bombeo hidráulico tipo chorro, es que el diseño de la tobera está dirigido corriente arriba y los conductos de succión no tienen dirección para un flujo inverso, es decir, el flujo es solamente en una dirección.

4.3. TEORIA DE LAS BOMBAS JET.

4.3.1. Antecedentes

El uso de agua por primera vez en el bombeo hidráulico a chorro se le acreditó a James Thomson en el año de 1852 en Inglaterra, J.M. Rankine desarrolló la teoría del bombeo jet en 1870. Posteriormente fueron elaborados trabajos teóricos por diferentes investigadores incluyendo notablemente a Lorenz (1910). Gosline y O'Brien desarrollaron un trabajo en 1933, con una discusión teórica basada en pruebas de laboratorio.

4.3.2. Teoría General.

De la consideración efectuada por Gosline y O'Brien, refiriéndose a la Fig. 4.4, se definieron los siguientes términos:

$$M = \frac{q_3}{q_1} \quad (4.1)$$

$$q_1 = \frac{q_3}{M} \quad (4.1a)$$

$$R = \frac{A_j}{A_t} \quad (4.2)$$

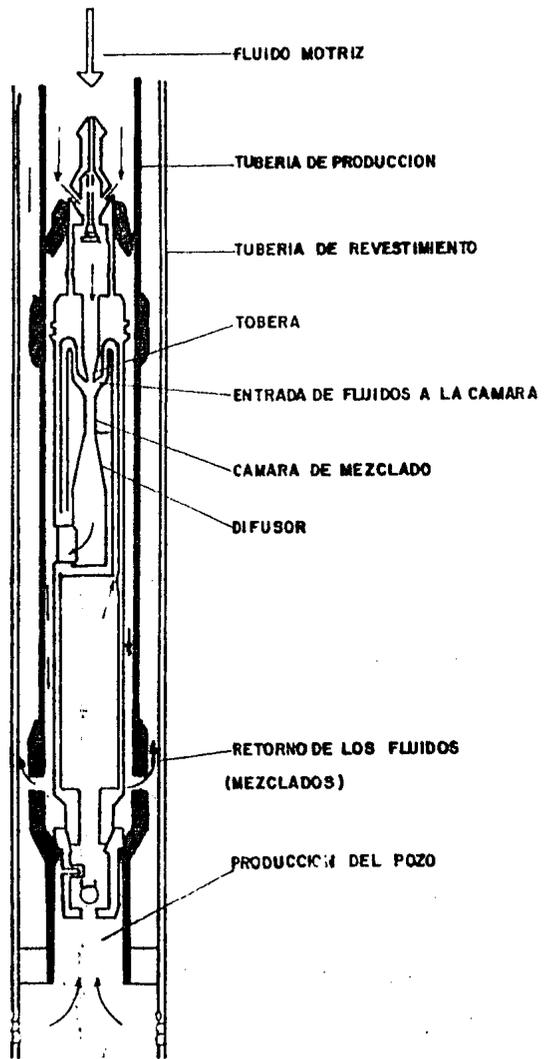


FIG. 4.1 BOMBA KOBE TIPO "A" DE CHORRO

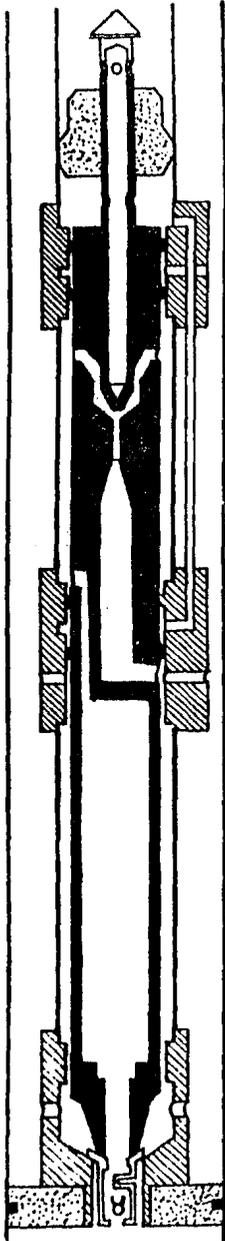


FIG. 4.2 BOMBA KOBE TIPO B DE T.R.

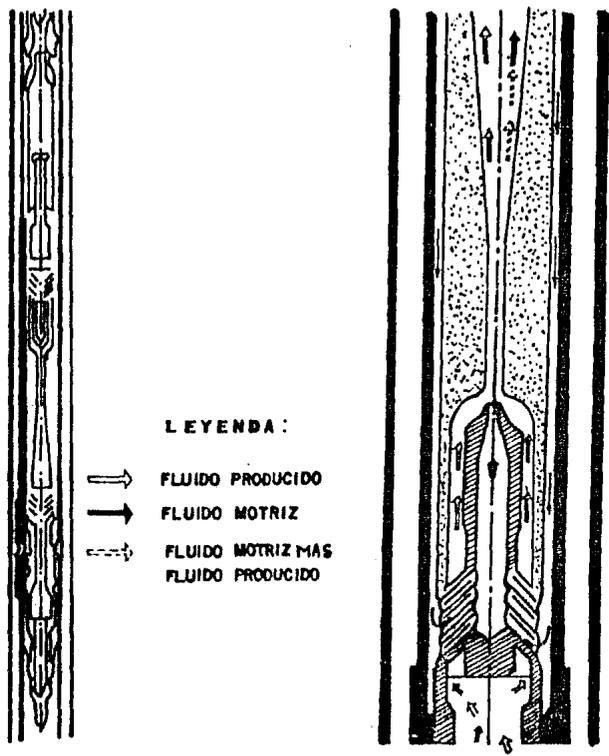


FIG. 4.3. TIPOS DE BOMBAS JET

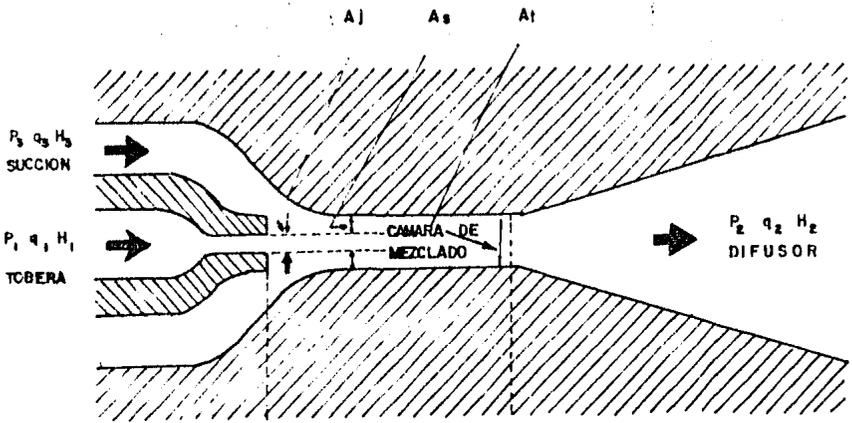


FIG. 4.4 BOMBAS JET.

Como una relación de continuidad se tiene:

$$q_1 = A_j v_j \quad (4.3)$$

$$q_3 = A_s v_s \quad (4.4)$$

$$q_3 + q_1 = A_t v_t = q_2 \quad (4.5)$$

$$A_s + A_j = A_t \quad (4.6)$$

Igualando las ecuaciones (4.5) y (4.6) y despejando v_t , se tiene:

$$v_t = \frac{q_3 + q_1}{A_s + A_j} = \frac{q_3 + q_1}{A_t} \quad (4.7)$$

De las ecuaciones (4.2) y (4.6) se tiene:

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

$$\frac{A_s}{A_j} = \frac{1 - R}{R} \quad (4.8)$$

Lorenz estableció que las pérdidas de carga, al efectuarse la mezcla de los fluidos en la bomba, es proporcional al cuadrado de la diferencia de las velocidades de los fluidos mezclados; por tanto, la pérdida de energía por unidad de tiempo en la zona de la cámara de mezclado se expresa como:

$$L = q_1 \ell \frac{(v_j - v_t)^2}{2g} + q_3 \ell \frac{(v_s - v_t)^2}{2g} \quad (4.9)$$

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

$$E_j = q_1 \ell (H_1 - H_2) \quad (4.10)$$

La energía por unidad de tiempo adicionada por los fluidos producidos es:

$$E_s = q_3 \ell (H_2 - H_3) \quad (4.11)$$

La pérdida de energía por unidad de tiempo debido a la resistencia por la fricción en la parte interna de la cámara de mezclado es aproximadamente:

$$F_t = \rho K_t (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} \quad (4.12)$$

Donde v_t es la velocidad promedio de la ecuación (4.7) y K_t es el factor de resistencia calculado de la misma manera que un flujo en tubería. Similarmente para el difusor, la succión y en la tobera:

$$F_d = \rho K_d (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} \quad (4.13)$$

$$F_s = \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} \quad (4.14)$$

$$F_j = \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.15)$$

La pérdida total de energía por unidad de tiempo debido a la fricción es:

$$F_f = F_t + F_d + F_s + F_j$$

Substituyendo las correspondientes ecuaciones:

$$F_t = \rho K_t (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_d (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} + \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.16)$$

Simplificando la ecuación anterior se tiene:

$$F_f = \rho (K_t + K_d) (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} + \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.17)$$

Utilizando las ecuaciones (4.9), (4.10), (4.11) y (4.17), la potencia proporcionada es igual al trabajo efectuado por unidad de tiempo más las pérdidas por fricción en la mezcla.

$$q_1 \rho (H_1 - H_2) = q_3 \rho (H_2 - H_3) + q_1 \rho \frac{(v_j - v_t)^2}{2g} + q_3 \rho \frac{(v_s - v_t)^2}{2g} + \rho (K_t + K_d) (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} + \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.18)$$

Substituyendo la ecuación (4.1) en la ecuación anterior y simplificando:

$$\begin{aligned}
 (\rho)(H_1-H_2) = & M(\rho) (H_2-H_3) + (\rho) \frac{(v_j - v_t)^2}{2g} + M(\rho) \frac{(v_s - v_t)^2}{2g} + \\
 & + (\rho) (K_t+K_d)(1+M) \frac{v_t^2}{2g} + (\rho) K_s M \frac{v_s^2}{2g} + (\rho) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.19)
 \end{aligned}$$

Si se desea expresar la v_s y v_t en términos de la velocidad en la tobera. De las ecuaciones (4.4) y (4.1), se tiene que:

$$v_s = \frac{q_3}{A_s} = \frac{Mq_1}{A_s} \quad (4.20)$$

A partir de las ecuaciones (4.3), (4.20) y (4.8) se obtiene:

$$v_s = \frac{Mv_j A_j}{A_s} = Mv_j \frac{R}{1-R} \quad (4.21)$$

De las ecuaciones (4.7) y (4.1) se tiene:

$$v_t = \frac{q_1 \left(\frac{q_3}{q_1} + 1 \right)}{A_t} = \frac{q_1 (1+M)}{A_t} = \frac{v_j A_j}{A_t} (1+M) = v_j R (1+M) \quad (4.22)$$

Substituyendo la ecuación (4.21) y la ecuación (4.22) en la ecuación (4.19) y eliminando términos queda:

$$\begin{aligned}
 (H_1-H_2) = & M(H_2-H_3) + \frac{[v_j - v_j R(1+M)]^2}{2g} + M \frac{(Mv_j \frac{R}{1-R} - v_j R(1+M))^2}{2g} \\
 & + (K_d+K_t)(1+M) \frac{[v_j R(1+M)]^2}{2g} + K_s M \frac{[Mv_j \frac{R}{1-R}]^2}{2g} + K_j \frac{v_j^2}{2g} \\
 (H_1-H_2) = & M(H_2-H_3) + \frac{v_j^2}{2g} [1-R(1+M)]^2 + \frac{v_j^2}{2g} M \left[M \frac{R}{1-R} - R(1+M) \right]^2 + \\
 & + (K_t+K_d)(1+M) \frac{v_j^2}{2g} [R(1+M)]^2 + K_s M \frac{v_j^2}{2g} \left[\frac{MR}{1-R} \right]^2 + K_j \frac{v_j^2}{2g} \\
 (H_1-H_2) = & M(H_2-H_3) + \frac{v_j^2}{2g} \left\{ K_j + K_s M^3 \left(\frac{R}{1-R} \right)^2 + (K_t+K_d) (1+M)^3 R^2 + \right. \\
 & \left. + [1-R(1+M)]^2 + M \left[M \frac{R}{1-R} - R(1+M) \right]^2 \right\} \quad (4.23)
 \end{aligned}$$

Considerando la ecuación de Bernoulli para la potencia, la succión y la descarga:

$$\text{Potencia, } H_1 = \frac{P_a}{\rho} + \frac{v_j^2}{2g} + K_j \frac{v_j^2}{2g} = \frac{P_a}{\rho} + (1+K_j) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.24)$$

$$\text{Succión, } H_3 = \frac{P_a}{\rho} + \frac{v_s^2}{2g} + K_s \frac{v_s^2}{2g} = \frac{P_a}{\rho} + (1+K_s) \frac{v_s^2}{2g} \quad (4.25)$$

$$\text{Descarga, } \frac{P_b}{\rho} + \frac{v_t^2}{2g} = H_2 + K_d \frac{v_t^2}{2g} \quad (4.26)$$

Tomando la diferencia entre las ecuaciones (4.24) y (4.25) da:

$$H_1 - H_3 = (1+K_j) \frac{v_j^2}{2g} - (1+K_s) \frac{v_s^2}{2g} \quad (4.27)$$

De la ecuación (4.27) y (4.21) se tiene:

$$H_1 - H_3 = (1+K_j) \frac{v_j^2}{2g} - (1+K_s) \frac{v_j^2}{2g} M^2 \left(\frac{R}{1-R} \right)^2 \quad (4.28)$$

Resolviendo la ecuación anterior para $\frac{v_j^2}{2g}$,

$$\frac{v_j^2}{2g} = \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s) M^2 \left(\frac{R}{1-R} \right)^2} \quad (4.29)$$

Substituyendo la ecuación (4.29) en la ecuación (4.23):

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

Simplificando:

$$\begin{aligned}
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ K_j + K_s M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + \right. \\
 &+ (K_t + K_d)(1+M^3)R^2 + 1 - 2R(1+M) + R^2(1+M)^2 + M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 - 2M^2(1+M) \left(\frac{R^2}{1-R}\right) + M(1+M)^2 R^2 \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ (1+K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 - 2R - 2RM + R^2 + 2R^2M + R^2M^2 - \\
 &- 2\left(\frac{R^2}{1-R}\right)M^2 - 2\frac{R^2}{1-R}M^3 + R^2M + 2R^2M^2 + R^2M^2 \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ (1+K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 + (R^2 + 3R^2M + 3R^2M^2 + R^2M^3) - 2R - 2RM - \\
 &- 2\left(\frac{R^2}{1-R}\right)M^2 - 2\frac{R^2}{1-R}M^3 \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ (1 + K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 + R^2(1+M)^3 - 2R(1+M) - \\
 &- 2\frac{R^2}{1-R}M^2(1+M) \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) + (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \left\{ (1+K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (1+K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 - 2R(1+M) - 2\frac{R^2}{1-R}M^2(1+M) \left. \right\}
 \end{aligned}$$

(4.30)

La ecuación (4.30) es ahora de la forma:

$$(H_1 - H_2) = M(H_2 - H_3) + N(H_1 - H_3) \quad (4.31)$$

Donde:

$$N = \left[(1+K_j) + (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (1+K_j+K_d)(1+M)^3 R^2 - 2R(1+M) - 2R(1+M) - 2\left(\frac{R}{1-R}\right) M^2 (1+M) \right] / \left[(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 \right] \quad (4.32)$$

Reacomodando términos en la ecuación (4.31) dá:

$$1 = \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} M + \frac{N(H_1 - H_3)}{H_1 - H_2} \quad (4.33)$$

Nótese que,

$$\frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} + 1 = \frac{(H_1 - H_3)}{(H_1 - H_2)} \quad (4.34)$$

Substituyendo la ecuación (4.34) en la ecuación (4.33) se tiene que:

$$1 = \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} M + \left(\frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} + 1 \right) N \quad (4.35)$$

Definiendo:

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

Entonces:

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

$$H = \frac{1-N}{M+N} = \frac{H_2 - H_3}{H_1 - H_2} \quad (4.36)$$

Donde M está definido por la ecuación (4.1) y N por la ecuación -- (4.32)

La ecuación (4.32) muestra que los parámetros K_j, K_s, K_t, K_d y R son características geométricas de la bomba, (4.1): donde M es función del flujo en la bomba, de esta forma, de la ecuación:

$$M = \frac{q_3}{q_1}$$

La ecuación (4.36), está entonces, como una función solamente de M para una bomba dada. Además, en la aplicación de bombas hidráulicas de carga total puede considerarse aproximadamente como una presión estática, de esta forma:

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{1 - N}{N + M} = f(M) \quad (4.37)$$

En lo sucesivo, la carga total H_j puede ser considerada como una presión estática, P_j . El significado físico del parámetro H puede verse como la relación de la carga o presión proporcionada a los fluidos del pozo en la bomba por las pérdidas de presión o carga que sufre el fluido motriz.

4.3.3. Eficiencia

La eficiencia de una instalación de bombeo hidráulico tipo chorro está definida como la relación de potencia ganada por los fluidos del pozo a la pérdida de potencia del fluido motriz.

-- La potencia adquirida por los fluidos del pozo es:

$$(HP)_{q_3} \propto q_3 (P_2 - P_3) \quad (4.38)$$

y la pérdida de potencia del fluido motriz es:

$$(HP)_{q_1} \propto q_1 (P_1 - P_2) \quad (4.39)$$

De las ecuaciones (4.38) y (4.39) se tiene que la eficiencia es:

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

Se observa que el término del lado derecho de la ecuación (4.40) es:

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

Por tanto, la eficiencia es:

$$\text{Eficiencia} = E = MH = \frac{q_3 (P_2 - P_3)}{q_1 (P_1 - P_2)} \quad (4.41)$$

4.3.4. Curvas de Comportamiento Adimensionales.

El comportamiento de bombas a chorro geométricamente similares, que se encuentran operando para el mismo número de Reynolds está descrito por las ecuaciones (4.32), (4.37) y (4.41). En la -- Fig. 4.5 se muestra una gráfica de H contra M para diferentes valores de R. Las eficiencias son también graficadas como una función de M respectivamente. Estas curvas fueron elaboradas usando los -- coeficientes de pérdida establecidos por Gosline y O'Brien, es decir:

$$K_j = 0.15, K_s = 0, K_t = 0.28, K_d = 0.10$$

La relación de áreas seleccionada se basa en un rango de potencia relativamente alto, con un gasto bajo de bombeo (relación A, $R=0.410$) para una potencia relativamente baja y un gasto alto de bombeo (relación E, $R=0.168$). Refiriéndose a la Tabla 4.1 para varios diámetros de tobera y diferentes áreas de la cámara de mezclado.

T A B L A 4.1.

Diámetros y áreas de toberas y cámaras de mezclado

No.	área de tobera	diámetro	No.	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	0.20933	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

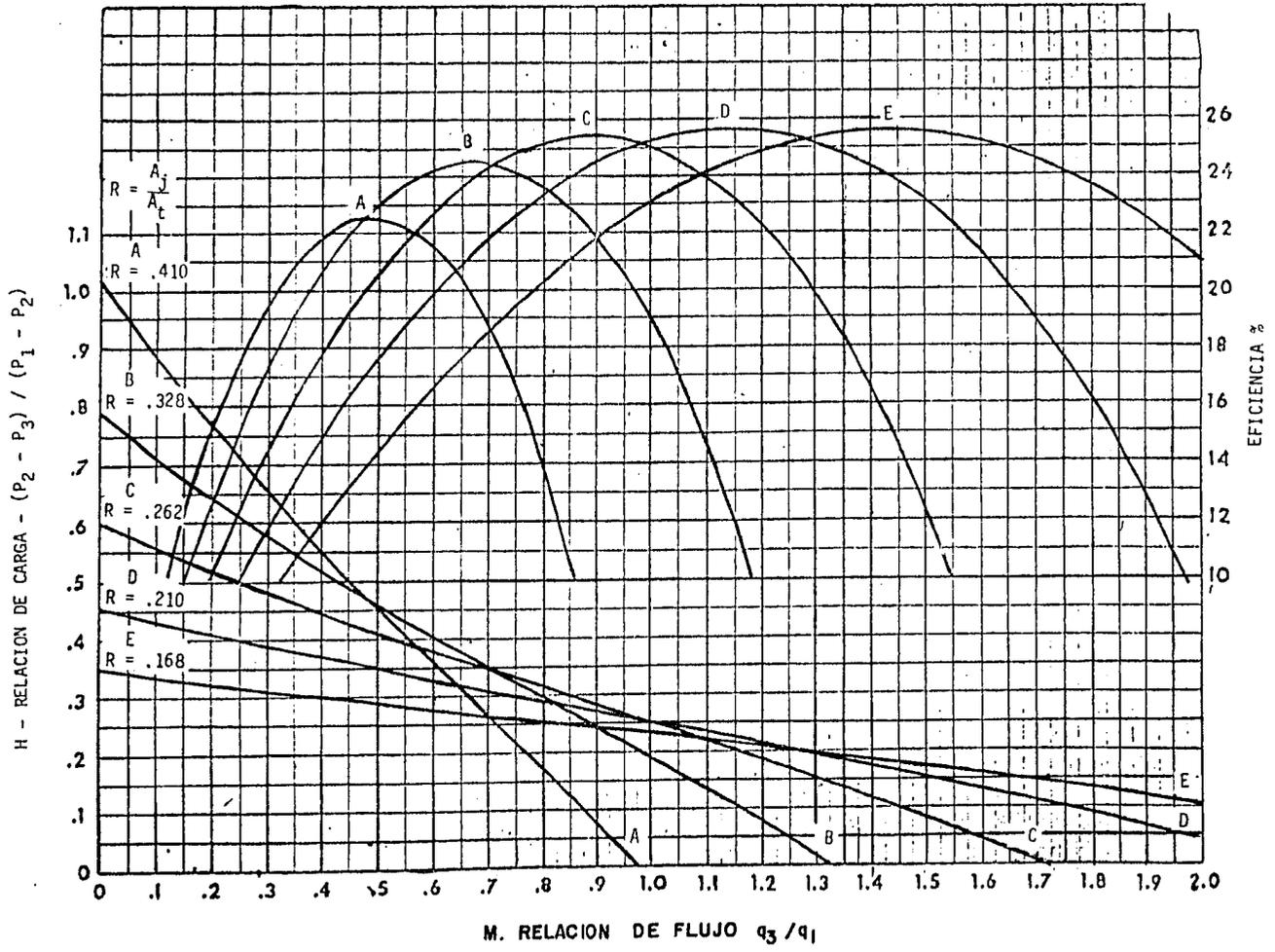


FIG. 4.5 GRAFICA DE H. CONTRA M PARA DIFERENTES VALORES DE R.

La alta potencia de bombeo puede ser empleada en un pozo profundo con un alto índice de levantamiento de fluidos. Nótese que el máximo punto de eficiencia para una relación A ocurre cuando $M = 0.5$. Esto significa que para cada barril de producción (q_3) se proporcionan dos barriles de fluido motriz (q_1). Con un alto gasto de bombeo en cualquier otro trabajo como para pozos poco profundos y con un ritmo de bombeo bajo puede ser aplicado y requerir solamente alrededor de 0.7 barriles del fluido de trabajo por cada barril de fluidos producidos maximizando la eficiencia de $M = 1.45$.

Las curvas que se muestran en la Fig. 4.5 delimitan solamente lo permitido en los puntos de operación para una bomba tipo chorro, sin cavitación, con coeficientes de pérdida y relación de áreas particulares.

Ejemplo 4.1. Dadas las siguientes presiones:

$$\begin{aligned} P_1 &= 6000 \text{ lb/pg}^2 \\ P_2 &= 3000 \text{ lb/pg}^2 \\ P_3 &= 1000 \text{ lb/pg}^2 \end{aligned}$$

Encontrar M y las eficiencias para las relaciones A, B, C, D y E.

De la Fig. 4.5, la relación de bombeo A con una presión de $P_1 = 6000 \text{ lb/pg}^2$, $P_2 = 3000 \text{ lb/pg}^2$ y $P_3 = 1000 \text{ lb/pg}^2$, se tiene un valor de H igual a:

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{3000 - 1000}{6000 - 3000} = 0.667$$

y operando con $M = q_3/q_1$, con un valor de 0.285 y una eficiencia del 19%.

Para una relación de bombeo B con las mismas presiones, $H = 0.667$, pero el punto de operación de $M = 0.16$ con una eficiencia de 10.7%.

Las relaciones de bombeo C, D y E no tienen suficiente capacidad para las características de bombeo en $H = 0.667$.

4.3.5. Flujo en la Tobera.

La ecuación (4.29) puede ser arreglada de tal manera que se pueda determinar la velocidad en la tobera:

$$v_j = \sqrt{\frac{2g(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2}} \quad (4.42)$$

De la cual se tiene que:

$$q_1 = v_j A_j = A_j \sqrt{\frac{2g(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2}} \quad (4.43)$$

La ecuación (4.43) indica que el flujo a través de la tobera está en función de la diferencia de carga ($H_1 - H_3$) y del gasto de succión (q_3).

Cunningham encontró que el flujo en la tobera se comporta como:

$$q_1 = A_j \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_3)}{\rho(1+K_j)}} \quad (4.44)$$

donde el total de carga tiene que ser reemplazado por las presiones estáticas como se hizo anteriormente. Se observa que la presión de descarga P_2 no interviene en la ecuación (4.44).

4.3.6. Cavitación .

De la ecuación (4.25) se observa que la presión P_a a la entrada de la cámara de mezclado es siempre menor que la carga de succión H_3 para un gasto mayor que cero. De esta manera, si p_a es reducida abajo de la P_v (presión de vapor del fluido al iniciar el bombeo) se presenta el fenómeno de cavitación. Debido a que P_v , es la presión mínima que puede ser obtenida a la entrada de la cámara de mezclado, el gasto de succión en este punto es el máximo que puede considerarse un valor particular de la carga de succión H_3 .

Cuando se experimenta un valor de P_a menor que P_v por un incremento en el flujo de la tobera, puede ser que se tenga mayor volumen de vapor a la P_v en el fluido de succión. Además, el colapso de las burbujas de la cavitación en la cámara de mezclado de la bomba causa daños severos debido al golpe de las ondas y por la velocidad de los fluidos.

Cunningham y Brown demuestran, por medio de la siguiente ecuación, que el límite del valor de M en el punto de cavitación es:

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{I_c H_v}} \quad (4.45)$$

Donde H_v es la carga por velocidad jet de la ecuación (4.29), e I_c es el índice de cavitación determinado experimentalmente, por tanto:

De esta forma se tiene que:

$$H_v = \frac{P_1 - P_3}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2} \quad (4.46)$$

Substituyendo la ecuación (4.46) en la ecuación (4.45) y simplificando:

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{1 + K_j} \sqrt{\frac{(P_3 - P_v)/(P_1 - P_3)}{I_c + (P_3 - P_v)/(P_1 - P_3)}} \quad (4.47)$$

Si $P_v = 0$

$$M_c = \frac{1-R}{R} \sqrt{1+K_j} \sqrt{\frac{P_3}{I_c (P_1 - P_3) + P_3}} \quad (4.48)$$

Donde $K_s=0$; para los demás parámetros, diferentes investigadores determinaron empíricamente el valor de I_c y que está comprendido entre 0.8 y 1.67, considerando 1.35 como un valor de diseño. Para valores de operación de M menores que M_0 no habrá cavitación. - - Cuando se experimenta un incremento del valor de M hasta alcanzar M se tendrá cavitación en la entrada de la cámara de mezclado y el comportamiento de la bomba puede desviarse del esperado referente a las curvas H-M.

Ejemplo 4.2

Dadas las siguientes presiones: $P_1 = 6000 \text{ lb/pg}^2$, - - - $P_2 = 3000 \text{ lb/pg}^2$, y $P_3 = 1000 \text{ lb/pg}^2$, verificar si existe cavitación.

En el ejemplo 4.1, para estos datos solamente las relaciones A y B pueden manejar esta relación de cargas. Comprobar la cavitación por cálculos de M_c a partir de la ecuación (4.48), para cada una de las relaciones.

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

Para la relación A, $R = 0.410$ y para la B, $R=0.328$. Usando $K_j = 0.15$ de acuerdo a como lo determinaron Gosline y O'Brien y haciendo $I_c = 1.35$.

Utilizando la ecuación (4.48) se tiene que:

Relación A:

$$M_c = \frac{1-0.410}{0.410} \sqrt{1+0.15} \sqrt{\frac{1000}{1.35(6000-1000)+1000}} = 0.554$$

Relación B:

$$M_c = \frac{1-0.328}{0.328} \sqrt{1+0.15 \sqrt{\frac{1000}{1.35 (6000-1000)+1000}}} = 0.789$$

De esta forma el valor real de operación de M para este ejemplo fue de 0.285 para la relación A y 0.16 para la relación B y estos valores son menores que los respectivos de M_c ; por tanto el bombeo puede operar sin cavitación.

Ahora bien si P_1 se incrementa a 8000 lb/pg²,

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{3000 - 1000}{8000 - 3000} = 0.4$$

Para este valor de H, solamente la relación E no es capaz de bombear.

Determinar M, eficiencia y los valores de M_c para las relaciones A,B,C y D para la nueva presión del fluido motriz.

Relación A: $R = 0.410$
 $M = 0.555$ (de la Fig. 6.6)
 $E = 22.2\%$

$$M_c = \frac{1-0.410}{0.410} \sqrt{1+0.15 \sqrt{\frac{1000}{1.35 (8000-1000)+1000}}} = 0.477$$

Como se observa el valor determinado de M_c es menor que M; por tanto, el bombeo presenta cavitación.

Relación B: $R = 0.328$
 $M = 0.605$
 $E = 24.2\%$

$$M_c = \frac{1-0.328}{0.328} \sqrt{1+0.15 \sqrt{\frac{1000}{1.35 (8000-1000)+1000}}} = 0.680$$

Como en este caso M es menor que M_c , no existe cavitación y además la eficiencia es alta.

Relación C: $R = 0.262$
 $M = 0.53$
 $E = 21.2\%$
 $M_c = 0.934$

Nuevamente el valor de M es menor que el correspondiente de M_c y por tanto, el bombeo no tiene cavitación, pero la eficiencia es baja y menor que en la relación B.

$$\begin{aligned} R &= 0.210 \\ \text{Relación D: } M &= 0.245 \\ E &= 9.8 \% \\ M_C &= 1.248 \end{aligned}$$

Esta relación es la que está más alejada del problema de presentar cavitación, pero la eficiencia tiene una declinación -- significativa.

Para el ejemplo anterior se pueden concluir algunos aspectos importantes:

- (1) Incrementándose la presión del fluido motriz, se puede llegar a tener una relación de bombeo cercana al punto de cavitación.
- (2) Para un valor dado de H, hay por lo menos una relación que da el máximo de eficiencia, ésta puede ser la relación que de el óptimo valor de M.
- (3) Para los valores de P_1 , P_2 y P_3 , las relaciones pequeñas pueden dar mejor protección contra la cavitación. Por ejemplo $H=0.47$, las relaciones A y B operarán con la misma eficiencia y con igual valor de M, pero la relación B, puede tener un valor alto de M_C debido al término $(1-R/R)$ de la ecuación (4.47), físicamente esto ocurre porque las relaciones pequeñas tienen mayor área en la cámara de mezclado y por tanto, menor velocidad en la succión.

4.3.7. Efecto de la Contrapresión de Descarga.

Observese la Fig. 4.5, en la cual se presenta el comportamiento de las curvas para diferentes valores de R. Por ejemplo, para $M=0.7$ y $H=0.265$ el comportamiento de las relaciones A y E son idénticas; sin embargo, se demostró anteriormente que para casos semejantes las características de cavitación de las bombas no son las mismas. Similarmente la respuesta a un cambio de presión de descarga será diferente para las dos relaciones de bombeo. Considerando las relaciones de bombeo A y E operando a las siguientes presiones:

$$\begin{aligned} P_1 &= 6000 \text{ lb/pg}^2 \\ P_2 &= 3000 \text{ lb/pg}^2 \\ P_3 &= 2205 \text{ lb/pg}^2 \end{aligned}$$

De la ecuación (4.37):

$$H = \frac{3000 - 2205}{6000 - 3000} = 0.265.$$

debido a esto, $M = 0.7$ para ambas relaciones de bombeo.

Si incrementamos en un 5% el valor de P_2 , se tiene que:

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

Para $H = 0.332$, la relación A puede operar con un valor -- de $M = 0.64$ mientras que la relación E opera solamente a un valor de $M = 0.16$. En el caso de la relación A, un incremento de la presión de descarga del 5% da un incremento de 9% en M y por tanto, para el gasto de producción, q_3 . Con la relación E, sin embargo, el decremento en la producción es del 77% para el mismo incremento de presión de descarga del 5%.

Sin embargo en la práctica, el Ingeniero incrementará P_1 para recuperar la pérdida de producción. Por esta razón, una forma más apropiada para interpretar la sensibilidad de la contrapresión de las distintas relaciones es preguntarse; cuánta presión extra tendrá el fluido motriz en la superficie para recuperar la producción después de incrementos excesivos de la contra-presión. -- Matemáticamente esto es la relación de cambio de P_1 con respecto a P_2 , permaneciendo constantes P_3 y q_3 , esto es:

$$\text{Sensibilidad a la contrapresión} = X = \left(\frac{\partial P_1}{\partial P_2} \right)_{q_3, P_3} = \text{constante}$$

En un reconocimiento de la Fig. 4.5, puede encontrarse que las -- curvas H-M se aproximan a la forma de la línea recta:

$$H = I - m \times M \quad (4.49)$$

Donde I es la intercepción del eje vertical y m es la pendiente de la línea, Fig. 4.6:

A partir de la ecuación (4.49), se tiene que:

$$M = \frac{H-I}{-m} = \frac{I-H}{m} \quad (4.50)$$

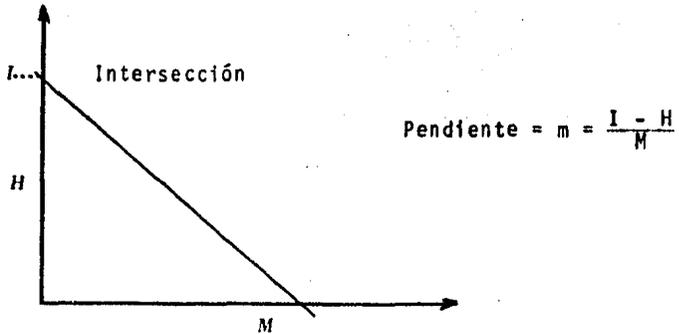


FIG. 4.6. APROXIMACION DE LAS CURVAS DE H - M

De las ecuaciones (4.1) y (4.50), se tiene:

$$\frac{q_3}{q_1} = \frac{I-H}{m} \quad (4.51)$$

Para una bomba dada, la ecuación (4.44) puede escribirse como:

$$q_1 = K \sqrt{P_1 - P_3} \quad (4.52)$$

Combinando la ecuación anterior con la ecuación (4.51) se obtiene:

$$q_3 = K \sqrt{P_1 - P_3} \left(\frac{I-H}{m} \right) \quad (4.53)$$

Substituyendo la definición de H, ecuación (4.37) en la ecuación

$$q_3 = \frac{K \sqrt{P_1 - P_3}}{m} \left(I - \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} \right)$$

la cual puede reacomodarse de la siguiente manera:

$$q_3 \left(\frac{m}{K} \right) = \sqrt{P_1 - P_3} \left[I - \left(\frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} \right) \right] \quad (4.54)$$

En esta ecuación, q_3 está en términos de las dos presiones de interés, P_1 y P_2 . Siendo constantes m , K , I y P_3 .

Tomando las derivadas parciales de cada lado de la ecuación anterior con respecto a P_2 y manteniendo constante q_3 :

$$0 = \frac{1}{2\sqrt{P_1 - P_3}} \frac{\partial P_1}{\partial P_2} (I) - \frac{1}{2} \frac{\frac{\partial P_1}{\partial P_2}}{\sqrt{P_1 - P_3}} H + \sqrt{P_1 - P_3} \frac{\partial}{\partial P_2} \left(I - \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} \right)$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left(\frac{I}{2} - \frac{H}{2} \right) + (P_1 - P_3) \frac{\partial}{\partial P_2} \left(I - \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} \right)$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left(\frac{I}{2} - \frac{H}{2} \right) + (P_1 - P_3) \left\{ 0 - \left[\frac{(P_1 - P_2) - (P_2 - P_3) \frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1}{(P_1 - P_2)^2} \right] \right\}$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left(\frac{I}{2} - \frac{H}{2} \right) - (P_1 - P_3) \left[\frac{1 - H \left(\frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1 \right)}{(P_1 - P_2)^2} \right]$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left(\frac{I}{2} - \frac{H}{2} \right) - \frac{P_1 - P_3}{P_1 - P_2} \left[1 - H \left(\frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1 \right) \right]$$

pero se tiene que; $\frac{P_1 - P_3}{P_1 - P_2} = H+1$ de la ecuación (4.34), por lo que se establece lo siguiente:

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left(\frac{I}{2} - \frac{H}{2} \right) - (H+1) \left[1 - H \left(\frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1 \right) \right] = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left(\frac{I}{2} - \frac{H}{2} \right) - (H+1) + H(H+1) \frac{\partial P_1}{\partial P_2} - H(H+1) = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left[\frac{I}{2} - \frac{H}{2} + H(H+1) \right] - (H+1) - H(H+1)$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left[\frac{I}{2} - \frac{H}{2} + H(H+1) \right] - H - 1 - H^2 - H = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left(\frac{I - H + 2H(H+1)}{2} \right) - H^2 - 2H - 1$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left(\frac{I - H + 2H(H+1)}{2} \right) - (H+1)^2$$

$$\frac{\partial P_1}{\partial P_2} = \frac{2(H+1)^2}{I - H + 2H(H+1)} = X \quad (4.55)$$

La ecuación (4.55) tiene varios aspectos importantes. Primero, para cualquier valor de H , pequeños valores de I dan grandes incrementos de P_1 con respecto a los incrementos de P_2 .

Esto es, para la relación E con $I = 0.35$ tendrá $\frac{\partial P_1}{\partial P_2} = 4.24$

para $H = 0.265$, mientras que la relación A tiene:

con $I = 1$ siendo que $\frac{\partial P_1}{\partial P_2} = 2.28$.

por tanto, la relación E puede requerir un incremento en p_3 de $150 \times 4.24 = 636 \text{ lb/pg}^2$, para un incremento de p_2 de 150 lb/pg^2 - usado en el ejemplo anterior. Por otro lado, la relación A debe requerir un incremento de $150 (2.28) = 342 \text{ lb/pg}^2$, para mantener la misma producción.

Otra predicción que se hace por medio de la ecuación (4.55) es que la sensibilidad, X , es función de donde está operando la bomba para las curvas H-M en particular. Tomando la relación E, se tiene que $H = 0.35$, entonces:

$$X = 3.86$$

pero si $H = 0$

$$X = 5.71$$

La Tabla 4.2 da los valores de X para distintas relaciones de R en su punto máximo de eficiencia. I se determina por la intersección de la tangente a la curva (H-M), en su punto de mayor eficiencia, con el eje vertical.

La Tabla 4.2 ilustra la importancia de minimizar la presión de descarga de la bomba para emplear bajas potencias en la operación. Además, esto debe ser notado ya que cualquier dato erróneo del pozo puede afectar la presión de descarga de la bomba, de manera semejante como el gradiente del fluido, la contrapresión en la línea de flujo del pozo y la relación gas-aceite, darán mayores errores en la predicción del comportamiento con relaciones pequeñas como E que con relaciones grandes como con A.

T A B L A 4.2.

Valores de X en el punto de máxima eficiencia

R	I	H	X
A	0.94	0.47	2.33
B	0.73	0.37	2.73
C	0.57	0.28	3.26
D	0.45	0.22	3.88
E	0.35	0.18	4.68

4.4. DISEÑO DE INSTALACIONES DE BOMBEO HIDRAULICO JET.

4.3.1. Toberas y Cámaras de Mezclado para la Aplicación en el Campo.

La capacidad de una bomba a chorro (jet) para un pozo en especial, el diámetro de la tobera y la relación R pueden ser determinadas. De esta manera, los rangos de producción pueden variar dependiendo del pozo, de 100 bl/día a 15000 bl/día, para esto se dispone de un rango considerable de toberas.

En la Tabla 4.1 se presenta un conjunto de toberas en la que se puede observar que el incremento de áreas de una tobera a otra es de 25%. El rango del tamaño de la tobera es tal que las más pequeñas podrían manejar de 200 a 300 bl/día y la más grande puede manejar de 16000 a 18000 bl/día en un pozo tipo. Desde luego que el flujo a través de cada tobera es función de P_1 y P_3 , de su área de flujo y de la densidad del fluido motriz.

La ecuación (4.44) puede reacomodarse de la siguiente manera, para trabajarse con las unidades del campo:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_2}{\gamma}} \quad (4.56)$$

Donde:

q_1 (bl/día)

A_j (Pg^2)

P_1 y P_3 (lb/pg^2)

γ = densidad relativa fluido motriz (agua=1.0)

$K_j = 0.15$

Despejando A_j de la ecuación (4.56):

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}} \quad (4.57)$$

La cámara de mezclado que se presenta en la Tabla 4.1 son dispuestas en orden creciente de su capacidad y son dimensionadas de la misma manera como en el campo.

Siendo Y una tobera dada.

Se tiene que:

Tobera No. Y y cámara No. Y	-----	Relación A,R = 0.410
Tobera No. Y y cámara No. (Y+1)	-----	Relación B,R = 0.328
Tobera No. Y y cámara No. (Y+2)	-----	Relación C,R = 0.262
Tobera No. Y y cámara No. (Y+3)	-----	Relación D,R = 0.210
Tobera No. Y y cámara No. (Y+4)	-----	Relación E,R = 0.168

Estas relaciones pueden ser para cualquier valor de Y de 1 a 20.

TABLA 4.3. DIAMETROS DE TOBERAS UTILIZADOS.

diámetro nominal de tubería	Kobe		Fluid packed pump	
	tobera	cámara de mezclado	tobera	cámara de mezclado
2"	1 - 9	1-12 (tipo A)	4 - 9	4-10
	3 - 11	3-14 (tipo B)	4 - 7	4- 8
			4 - 9	4-10 serie estándar.
			4 - 12	4-13 serie de alto volumen.
2 1/2"	3 - 11	1-12 (tipo A)	4 - 12	4-13
	5 - 13	5-17 (tipo B)	4 - 9	4-10
			4 - 12	4-13 serie estándar.
			4 - 16	4-17 serie de alto volumen.
3"	5 - 13	5-16 (tipo A)	4 - 18	4-19 serie de alto volumen.
	7 - 15	7-19 (tipo B)		

No todas las toberas y cámaras de mezclado son útiles para una tubería dada, éstas son comúnmente empleadas en bombas independientes, dentro de las cuales los diámetros son limitados por la restricción que se tiene en el paso a través de la tubería. La Tabla 4.3 enlista los diámetros de las toberas para las dos diferentes fabricaciones.

Ejemplo 4.3

Si $P_1 = 5500 \text{ lb/pg}^2$, $P_2 = 2500 \text{ lb/pg}^2$ y $P_3 = 1250 \text{ lb/pg}^2$, ¿qué producción puede obtenerse con una tobera número 7 y una relación A de bombeo? considerando una densidad relativa del fluido = 0.8 (agua = 1.0).

(1) Calcular q_1 con la ecuación (4.56):

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}$$

$$q_1 = 1214.5 (0.01414) \sqrt{\frac{5500-1250}{0.8}} = 1252 \text{ bl/dfa}$$

(2) Calcular H con la ecuación (4.37):

$$H = \frac{2500-1250}{5500-2500} = 0.417$$

(3) Obtener M a partir de la Fig. 4.5:

$$M = 0.54$$

(4) Calcular q_3 , el gasto de producción, usando la ecuación (4.1):

$$M = \frac{q_3}{q_1}; q_3 = q_1 (M) = 1252 (0.54) = 676 \text{ bl/dfa.}$$

Ejemplo 4.4.

Si se desean producir 1000 bl/dfa con una presión (P_3) de 650 lb/pg² y una presión de descarga (P_2) de 2000 lb/pg², cuál es la combinación de tobera y cámara de mezclado para obtener la máxima eficiencia, sin producir cavitación, tal que p_1 sea menor que 7000 lb/pg²? cuál es la presión del fluido de trabajo (P_1)? y cuál es el gasto del fluido motriz, q_1 ? Considerando la densidad del aceite igual a 0.8 (agua = 1.0), $I_c = 1.35$, $K_j = 0.15$ y $P_v = 0$.

(1) Determine H para la máxima eficiencia en cada relación de áreas. De la Fig. 4.5, se puede construir la siguiente tabla:

TABLA 4.4. Valores de M, H y eficiencia para el ejemplo 4.4

Relación	M máx. efic.	H máx. efic.	Eficiencia (%)
A	0.475	0.475	22.6
B	0.675	0.365	24.6
C	0.900	0.282	25.4
D	1.150	0.223	25.6
E	1.425	0.180	25.6

(2) Utilizando la ecuación (4.37) y despejando P_1 :

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2}$$

$$P_1 = \frac{1}{H} [P_2 (1+H) - P_3] \quad (4.58)$$

- (3) Usando la ecuación anterior, calcular los valores de P_1 para cada H determinada en el inciso (1).

$$\text{Relación A: } P_1 = \left(\frac{1}{0.475}\right) [2000(1+0.475) - 650] = 4842 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Relación B: } P_1 = \left(\frac{1}{0.360}\right) [2000(1+0.360) - 650] = 5750 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Relación C: } P_1 = \left(\frac{1}{0.282}\right) [2000(1+0.282) - 650] = 6787 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Relación D: } P_1 = \left(\frac{1}{0.225}\right) [2000(1+0.225) - 650] = 8000 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Relación E: } P_1 = \left(\frac{1}{0.180}\right) [2000(1+0.180) - 650] = 9500 \text{ lb/pg}^2$$

Las relaciones D y E se excluyen porque P_1 es mayor que -- 7000 lb/pg².

- (4) Usando la ecuación (4.48), calcular los valores de M_c y compararlos con los valores de M obtenidos en el paso (1) para las relaciones A, B y C.

$$\text{Relación A: } M_c = \left(\frac{1-0.410}{0.410}\right) \sqrt{1+0.15} \times \sqrt{\frac{650}{1.35(4842-650)+650}}$$

$$M_c = 0.495$$

$$\text{Relación B: } M_c = \left(\frac{1-0.328}{0.328}\right) \sqrt{1+0.15} \times \sqrt{\frac{650}{1.35(5750-650)+650}}$$

$$M_c = 0.645$$

$$\text{Relación C: } M_c = \left(\frac{1-0.262}{0.262}\right) \sqrt{1+0.15} \times \sqrt{\frac{650}{1.35(6787-650) - 650}}$$

$$M_c = 0.815$$

Comparando los valores de M_c obtenidos anteriormente con los valores de M a una máxima eficiencia, se observa que las relaciones B y C tienen cavitación, mientras que la relación A no tiene. Por tanto, la eficiencia de la relación B a $M=M_c$ es 24.6% y la relación C a $M=M_c$ es de 25.4%, mientras que la máxima eficiencia -- obtenida con la relación A es de 22.6%.

- (5) Calcular P_1 para la relación Ca M = 0.815, ya que en estas condiciones se tiene la máxima eficiencia.

Partiendo de la Fig. 4.5, H = 0.31,

$$P_1 = \frac{1}{0.310} [2000(1+0.310) - 650] = 6355 \text{ lb/pg}^2$$

- (6) Calcular q_1 a partir de $M = q_3/q_1$ para la relación C:

$$q_1 = \frac{q_3}{M} = \frac{1000}{0.815} = 1227 \text{ b/d}$$

- (7) Calcular A_j con la ecuación (4.50):

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}}; A_j = 0.01196 \text{ pg}^2$$

Refiriéndose a la Tabla 4.3, se observa que el diámetro de la tobera más próxima a la calculada anteriormente es la No. 6.

4.4.2. Dimensionamiento de una Bomba Jet para un Pozo

Hasta aquí solo se ha tratado a la bomba sin considerar -- los efectos que varían en el pozo, tales como el gradiente de presión causado por la columna de fluidos, temperatura, relación gas-aceite, o la presión proporcionada por el fluido motriz o limitaciones en el flujo.

La Fig. 4.7 muestra las presiones y las pérdidas por fricción que afectan a la bomba jet en la instalación de un pozo. La Fig. 4.7 es básicamente una combinación de la Fig. 4.5 y de la Fig. 3.30 (A y B) Capítulo 3. Una instalación de bombeo tipo chorro -- es, por supuesto, siempre un sistema abierto del fluido motriz.

El procedimiento para dimensionar una bomba para un pozo -- puede ser determinado por varios caminos. Uno puede ser, por ejemplo, experimentar con todas las combinaciones de tobera y cámaras de mezclado, las cuales están enlistadas en la Tabla 4.3 a diferentes presiones del fluido motriz y ver qué combinación da la operación óptima para la producción deseada.

4.4.3. Cavitación y Porcentaje de Sumergencia en un Pozo.

Un procedimiento conveniente para estimar los límites en la cavitación para una bomba jet en un pozo, involucra el concepto del "porcentaje de sumergencia". Refiriéndose a la Fig. 4.7 se observa que el total de bombeo es h_1 y el factor de sumergencia es

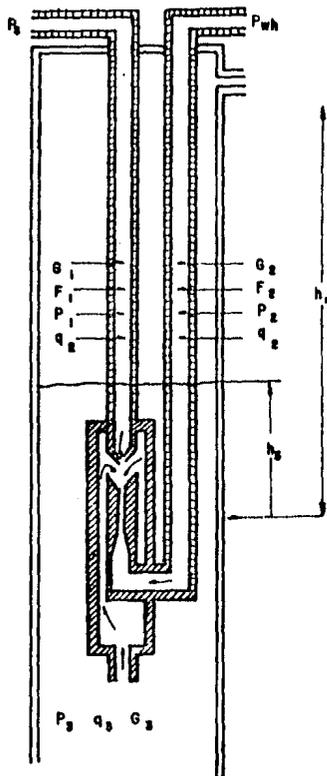


Fig. 47 PRESIONES Y CAIDAS DE PRESION POR FRICCIÓN QUE AFECTAN EL BOMBEO NEUMÁTICO TIPO JET

h_3 . Definiendo el porcentaje de sumergencia (f_{h3}) como:

$$f_{h3} = \frac{h_3}{h_1} \quad (4.59)$$

Adicionalmente se observa que si $G_2 = G_3$:

$$\frac{h_3}{h_1} = \frac{P_3}{P_2} = f_{h3} \quad (4.60)$$

Suponiendo que la caída de presión por fricción en la tubería de retorno, F_2 y la contrapresión en la línea de flujo, P_{wh} , fueran omitidas.

De la ecuación (4.45) se tiene que:

$$Mc = \frac{1-R}{R} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{1 C H_v}} = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{1 C}} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{H_v}} \quad (4.61)$$

Y sabiendo que la ecuación (4.46) es:

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

Substituyendo la ecuación (4.46) en la ecuación (4.61) se obtiene:

$$Mc = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{1 C}} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{(P_1 - P_3) / (1+K_j) - (1+K_s) \frac{M^2 R^2}{(1-R)^2}}} \quad (4.61a)$$

De la ecuación (4.60) se tiene:

$$P_3 = f_{h3} P_2 \quad (4.62)$$

Substituyendo la ecuación (4.62) en la ecuación (4.37), la expresión para H es:

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{P_2 - f_{h3} P_2}{P_1 - P_2} \quad (4.63)$$

Despejando P_1 de la ecuación (4.63):

$$HP_1 - HP_2 = P_2 - f_{h3} P_2$$

$$P_1 = \frac{1}{H} (P_2 - f_{h3} P_2 + HP_2)$$

$$P_1 = \frac{1}{H} (P_2 (1 - f_{h3} + H)) \quad (4.64)$$

Substituyendo la ecuación (4.62) y ecuación (4.64) en la ecuación (4.61) da Mc en términos de f_{h3} y P_2

$$Mc = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{Ic}} \sqrt{\frac{(f_{h3} P_2 - P_v) (1 + K_j - (1 + K_s) \frac{Mc^2 R^2}{(1-R)^2})}{\frac{1}{H} (P_2 (1 - f_{h3} + H)) - f_{h3} P_2}}$$

Si $P_v = 0$ y $K_s = 0$, entonces:

$$Mc = \left(\frac{1-R}{R}\right) \times \frac{1}{\sqrt{Ic}} \times \sqrt{\frac{f_{h3} P_2}{P_2 \left(\frac{1}{H} (1 - f_{h3} + H) - f_{h3}\right)} + K_j \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2}$$

$$Mc = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{Ic}} \sqrt{\frac{f_{h3}}{\frac{1}{H} - \frac{f_{h3}}{H} + 1 - f_{h3}}} \times \sqrt{1 + K_j - \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2} \quad (4.65)$$

Resolviendo la ecuación (4.65) para f_{h3} :

$$\left(\frac{Mc \sqrt{IcR}}{1-R}\right)^2 = \left(\frac{f_{h3}}{\frac{1}{H} - f_{h3} \left(\frac{1}{H} + 1\right) + 1}\right) \times \left(1 + K_j - \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2\right)$$

$$\frac{f_{h3}}{\left(\frac{1}{H} + 1\right) - f_{h3} \left(\frac{1}{H} + 1\right)} = \frac{f_{h3} \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2}{1 + K_j - \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2} = \frac{f_{h3}}{\left(\frac{1}{H} + 1\right) (1 - f_{h3})}$$

Haciendo

$$\beta_R = \frac{Ic \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2}{1 + K_j - \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2} \quad (4.66)$$

Entonces
$$\frac{f_{h3}}{\left(\frac{1}{H} + 1\right)(1-f_{h3})} = \beta_R$$

y
$$f_{h3} = \left(\frac{1}{H} + 1\right)\beta_R - \left(\frac{1}{H} + 1\right)f_{h3}\beta_R; \text{ y } f_{h3} \left[1 + \left(\frac{1}{H} + 1\right)\beta_R\right] =$$

$$= \left(\frac{1}{H} + 1\right)\beta_R$$

$$f_{h3} = \frac{\left(\frac{1}{H} + 1\right)\beta_R}{1 + \left(\frac{1}{H} + 1\right)\beta_R} \quad (4.67)$$

donde β_R está definido por la ecuación (4.66).

Ahora, se tiene una expresión para el porcentaje de sumergencia, f_{h3} en función de R que es una característica geométrica de la bomba; K_j e I_c , son coeficientes determinados experimentalmente y M_c que es el valor de M con el cual inicia la cavitación.

Una tabla puede ser construida a partir de la ecuación (4.46), en la cual se ilustra el porcentaje de sumergencia requerido para evitar la cavitación bajo diferentes condiciones de bombas (diferente valor de M). Esto puede observarse en el punto máxima eficiencia para cada R , y en el 20% de eficiencia para cada lado. Se tiene que $I_c = 1.35$ y $K_j = 0.15$, como se estableció anteriormente.

La Tabla 4.5 ilustra una de las principales limitaciones del bombeo a chorro en un pozo. El porcentaje de sumergencia (f_{h3}) requerido para evitar la cavitación está en función del valor de M de cada bomba que está operando. Con el valor de $I_c = 1.35$ que fue usado para calcular los valores de la Tabla 4.5, entre el 30 y 40% de sumergencia es requerido si la bomba es operada a su máxima eficiencia. Esto es, en un pozo de 10000 pies de profundidad, se requiere de 3000 a 4000 pies de fluido sobre la capacidad del bombeo en la succión para evitar la cavitación cuando se opera a una eficiencia máxima. Pueden ser toleradas presiones bajas en la entrada de la bomba si ésta es operada a una potencia menor de su eficiencia máxima (bajo porcentaje de sumergencia). Esto puede complicarse si se sobrecarga la bomba para instalaciones donde se tienen bajos valores de M para la misma producción.

Una regla común, derivada a partir de consideraciones semejantes es que en el bombeo cerca de la eficiencia máxima, se necesita un mínimo de sumergencia que es del 20%.

La fricción en la columna del fluido de retorno y la contrapresión en la línea de flujo puede incrementar este requerimiento. La ecuación (4.48) debe ser usada, entonces, para contrarrestar la cavitación en un pozo específico.

TABLA 4.5 (f_{h3}) Porcentaje de sumergencia para evitar la cavitación

E	A R = .410			B R = .328			C R = 0.262		
	M	H	f_{h3}	M	H	f_{h3}	M	H	f_{h3}
0.20	0.320	0.628	13.6	0.375	0.530	10.5	0.475	0.419	10.4
Máx.	0.475	0.475	30.5	0.675	0.365	34.5	0.900	0.282	37.4
0.20	0.655	0.308	55.7	0.965	0.207	65.3	1.295	0.155	69.4

D R = 0.210			E R = 0.168		
M	H	f_{h3}	M	H	f_{h3}
0.605	0.329	11.1	0.78	0.256	12.7
1.150	0.228	39.6	1.425	0.180	40.7
1.660	0.120	72.0	2.060	0.097	73.0

4.4.4. Cálculo de la Presión de Entrada

Considerando los daños que ocasiona la cavitación, es necesario tener una forma de controlar la presión de entrada mientras la bomba está operando. Otros tipos de equipo de bombeo artificial son perfeccionados de tal manera que puede estimarse la presión de descarga después que la presión de entrada ha sido calculada. De esta manera, la presión de descarga frecuentemente depende de un gradiente de presión del flujo multifásico vertical, los cálculos para determinar la presión de fondo requiere un proceso iterativo, mismos que se facilitan si se dispone de una computadora. El diseño de una instalación de bombeo hidráulico tipo chorro, sin embargo, evita estos cálculos.

Como se anotó en la sección anterior, el gasto a través de la tobera no depende de la presión de descarga de la bomba. Si la ecuación (4.56) se resuelve para P_3 , la presión de entrada, resulta de la siguiente expresión:

$$P_3 = P_1 - \left(\frac{q_1}{1214.5 A_j} \right)^2 \gamma \quad (4.67a)$$

Como se indicó en la Fig. 4.6, P_1 es igual a la presión de operación en la superficie (P_s) más la carga hidrostática ($h_1 G_1$) menos las pérdidas por fricción del fluido de la tubería de inyección (F_1).

$$P_3 = P_s + h_1 G_1 - F_1 - \left(\frac{q_1}{1214.5 A_j} \right)^2 \gamma \quad (4.67b)$$

Con la ecuación (4.67 b) se puede calcular la presión de entrada en la bomba, siempre y cuando se pueda calcular la presión y el gasto del fluido motriz. Las caídas de presión por fricción en la tubería de inyección y en la tubería de producción se puede obtener con la ecuación del apéndice 3A

4.4.5 Procedimiento para dimensionar un pozo productor (sin gas)

a) Cálculo de los gradientes de la columna de los fluidos.

Debido a que el bombeo a chorro es esencialmente un sistema abierto de fluido motriz, el gradiente del fluido de la columna de retorno debe ser determinado por la mezcla del fluido motriz y el fluido producido. Si el fluido motriz es el aceite producido y no se tiene agua, el gradiente de la columna del fluido motriz y el gradiente de la columna de fluidos producidos es el mismo. Sin embargo, si se tiene agua presente, tanto en el fluido motriz como en el fluido producido, el gradiente de la columna de retorno puede depender del valor de M al cual está operando la bomba. Específicamente.

$$G_2 = 0.4331 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} \left[\frac{q_1 (\gamma)}{q_1 + q_3} + \frac{q_3 f_w (\gamma_w) + q_3 (1-f_w) (\gamma_o)}{q_1 + q_3} \right]$$

donde: f_w es el porcentaje de agua producida, pero debido a que --

$q_1 = \frac{q_3}{M}$ de la ecuación (4.1), entonces:

$$G_2 = 0.4331 \left[\frac{\left(\frac{\gamma}{M} \right) + f_w (\gamma_w)}{\frac{1}{M} + 1} + \frac{(1-f_w) (\gamma_o)}{\frac{1}{M} + 1} \right] \quad (4.68)$$

En un cálculo inicial, cuando M es desconocido, se puede -- hacer M=1, entonces se tiene lo siguiente:

$$G_2 = 0.2166 \left[(\gamma) + f_w \gamma_w + (1-f_w) (\gamma_o) \right] \quad (4.69)$$

Siendo:

$$\begin{aligned} \gamma &= \text{Densidad relativa del fluido motriz (agua = 1.0)} \\ \gamma_w &= \text{Densidad relativa del agua producida (agua = 1.0)} \\ \gamma_o &= \text{Densidad relativa del aceite producido (agua = 1.0)} \end{aligned}$$

b) Relaciones con diferentes rangos.

La ecuación (4.37) puede ser desarrollada para incluir la - columna del fluido motriz y los efectos de la presión de operación en la superficie, (Fig. 4.7):

$$P_1 = P_s + H_1 G_1 - F_1 \quad (4.70)$$

$$P_2 = h_1 G_2 + F_2 + P_{wh} \quad (4.71)$$

De las ecuaciones (4.37), (4.70) y (4.71), se tiene:

$$H = \frac{(h_1 G_2 + F_2 + P_{wh}) - P_3}{(P_s + h_1 G_1 - F_1) - (h_1 G_2 + F_2 + P_{wh})} \quad (4.72)$$

Para un cálculo inicial, los términos de fricción F_1 y F_2 , se pueden despreciar:

$$H = \frac{(h_1 G_2 + P_{wh}) - P_3}{(P_s + h_1 G_1) - (h_1 G_2 + P_{wh})} \quad (4.72a)$$

Como se observó anteriormente, P_3 generalmente puede ser igual a un 20% de P_2 , esto es:

$$H = \frac{0.8(h_1 G_2 + F_2 + P_{wh})}{P_s + h_1 (G_1 - G_2) - F_1 - F_2 - P_{wh}} \quad (4.73)$$

Despreciando la fricción:

$$H = \frac{0.8 (h_1 G_2 + P_{wh})}{P_s + h_1 (G_1 - G_2) - P_{wh}} \quad (4.73a)$$

Normalmente la presión de operación en la superficie, P_s , se encuentra entre 1000 y 4000 lb/pg². Insertando estos valores en la ecuación (4.73a) y con los datos del pozo h_1 , G_1 , G_2 y P_{wh} , se puede hallar el rango de H dentro del cual se podrán operar.

La Fig. 4.5 muestra las relaciones de las bombas dentro del rango de valores de H; la Tabla 4.6 se incluye como un ejemplo para ilustrar la aplicación de varias relaciones de áreas.

La contrapresión en la línea de flujo se ha considerado de 80 lb/pg². y G_1 ha sido dispuesta igual a G_2 , con un valor de 0.355 lb/pg²/pie. La ecuación (4.73a) se reduce entonces a:

$$H = \frac{0.8 [h_1 (0.355) + 80]}{P_s - 80} = \frac{0.2840 h_1 + 64}{P_s - 80} \quad (4.74)$$

La Tabla 4.6 se construyó a partir de la ecuación (4.74) y se observa que el levantamiento (bombeo) es 80% desde la profundidad a que se encuentra la bomba.

TABLA 4.6: Rangos de operación de los valores de "H"

Prof. de la bomba (pies)	1000 (pies)	2000 (pies)	5000 (pies)	8000 (pies)				
Presión de operación (P_s); lb/pg ²	H	R	H	R	H	R	H	R
1000	0.45	ABC	0.82	A	1.95	---	3.08	---
2500	0.17	ABCDE	0.31	ABCDE	0.74	AB	1.17	---
4000	0.10	ABCDE	0.19	ABCDE	0.46	ABC	0.72	AB

c) Presión de operación.

Para una profundidad de colocación de la bomba de 2000 - - pies cualquiera de las relaciones puede ser usada, dependiendo de la presión de operación (Tabla 4.6). En tal caso, la decisión de - - qué relación se debe emplear puede depender de manera particular de la instalación que se tenga. Para minimizar el gasto del fluido motriz q_1 , el ingeniero puede preferir el empleo de altas presiones; de esta frecuentemente al operador puede preferir - - usar menor fluido motriz y llevarlo a cabo a presiones altas (relación E) para minimizar el gasto del fluido motriz q_1 ; de esta manera se reduce la caída de presión por la fricción en la tubería y -

el volumen de fluidos que son manejados se tratan en la superficie. Otros ingenieros pueden preferir manejar grandes volúmenes de fluidos en la superficie y cambiar equipo cuando se tengan decrementos asociados con presiones bajas de operación (relación A).

Las pérdidas por fricción de los fluidos pueden ser menores con pequeños volúmenes bombeados a alta presión, y el tratamiento y separación de la mezcla en la superficie (fluido motriz y fluido producido) puede ser fácil. Sin embargo, por cámaras grandes de mezclado (pequeños valores de R) puede ser considerado como más aceptable. El éxito predecible al emplear estas relaciones depende fundamentalmente de los datos de presión del comportamiento del pozo.

d) Selección de una relación de áreas y tobera a partir de un valor de H.

Para un valor de $P_5 = 4000 \text{ lb/pg}^2$ y considerando un valor de $M = 1$, calcular el valor de H con la ecuación (4.72a) despreciando la fricción F_1 y F_2 . Con este resultado para H, obtener la relación más eficiente R y M de la gráfica 4.65.

Este valor de M puede ser usado para corregir G_2 de la ecuación (4.68) y determinar los valores de F_1 y F_2 .

La G_2 , F_1 y F_2 corregidas se incluyen en la ecuación (4.72) y se obtiene un nuevo valor de H y M.

De la ecuación (4.1) se tiene:

$$q_1 = \frac{q_3}{M}$$

y de la ecuación (4.57), el área de flujo de la tobera es:

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}}$$

A partir de la Tabla 4.1, seleccionar el diámetro de la tobera ligeramente menor que la calculada y que necesita en primer lugar una presión de operación mayor que el valor considerado de 4000 lb/pg². El área de la tobera considerada puede requerir una presión de operación más baja que la presión inicial considerada P_5 .

e) Corrección de la diferencia entre el área calculada de la tobera y el tamaño de la tobera disponible.

Las ecuaciones utilizadas son:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}$$

$$M = \frac{q_3}{q_1}$$

$$P_1 = \frac{1}{H} [P_2 (1+H) - P_3]$$

Restando P_3 de ambos lados de la ecuación anterior, se tiene:

$$P_1 - P_3 = \frac{P_2}{H} + P_2 - \frac{P_3}{H} - P_3 = P_2 \left(\frac{1}{H} + 1 \right) - P_3 \left(\frac{1}{H} + 1 \right)$$

$$P_1 - P_3 = \left(\frac{1}{H} + 1 \right) (P_2 - P_3) \quad (4.75)$$

Substituyendo la ecuación (4.75) en la ecuación (4.56) se tiene:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{H} + 1 \right) (P_2 - P_3)}{\gamma}} \quad (4.76)$$

De la ecuación (4.1):

$$q_3 = M q_1 \quad (4.77)$$

De la ecuación (4.76) y de la ecuación (4.77) se tiene:

$$q_3 = M(1214.5) A_j \sqrt{\frac{\left(\frac{1}{H} + 1 \right) (P_2 - P_3)}{\gamma}} \quad (4.78)$$

Agrupando términos conocidos:

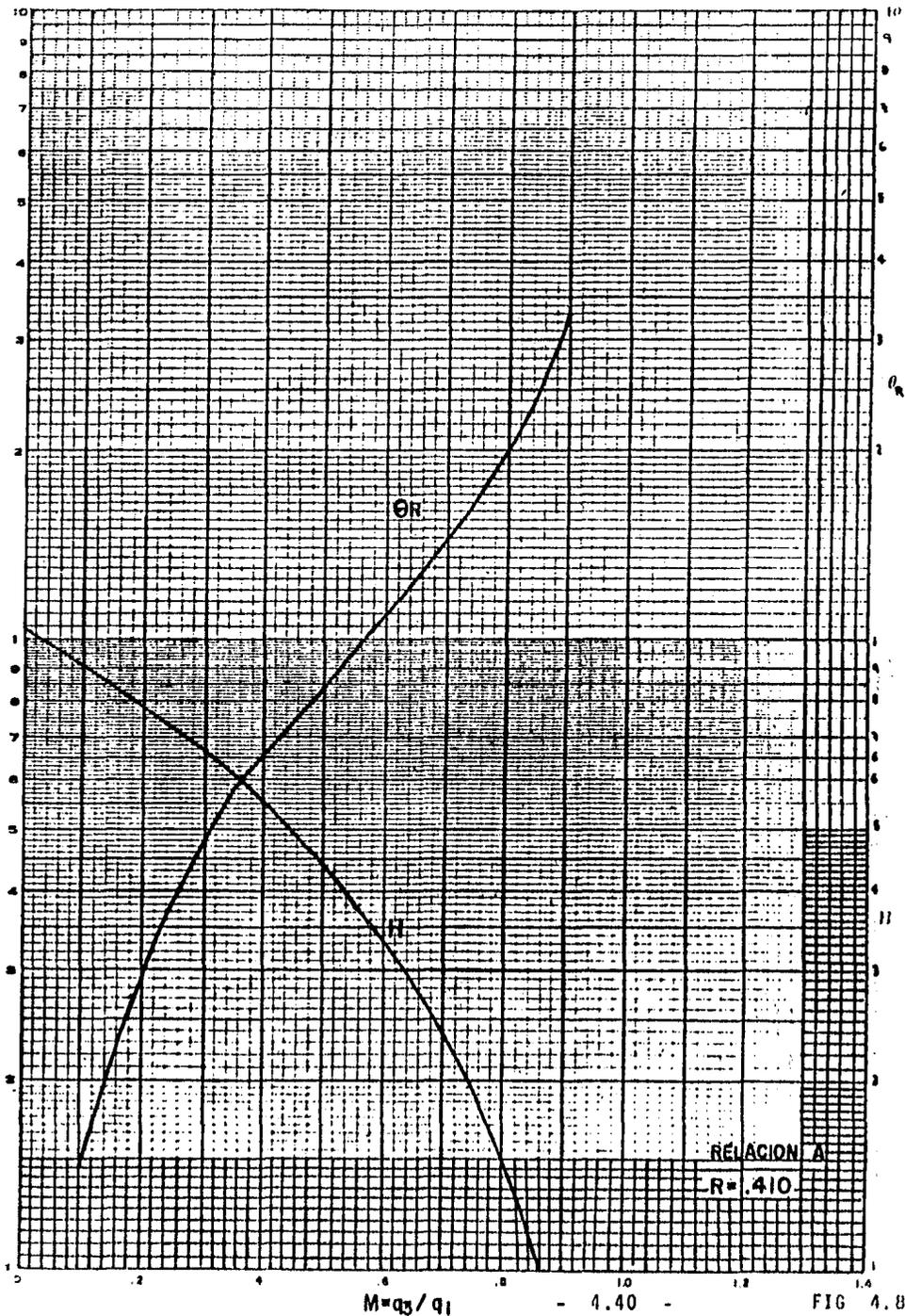
$$\frac{q_3}{1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_2 - P_3}{\gamma}}} = M \sqrt{\left(\frac{1}{H} + 1 \right)} \quad (4.79)$$

Definiendo:

$$\theta_R = \frac{q_3}{1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_2 - P_3}{\gamma}}} \quad (4.80)$$

El problema se ha reducido a determinar los valores de H y M que satisfaga la ecuación (4.79) y que están contenidas en las curvas H - M para cada relación particular de R . En las Figs. 4.8 a 4.12 se grafican valores de θ_R y de M para varios valores de R .

Se calcula θ_R para el tamaño de la tobera seleccionada y -



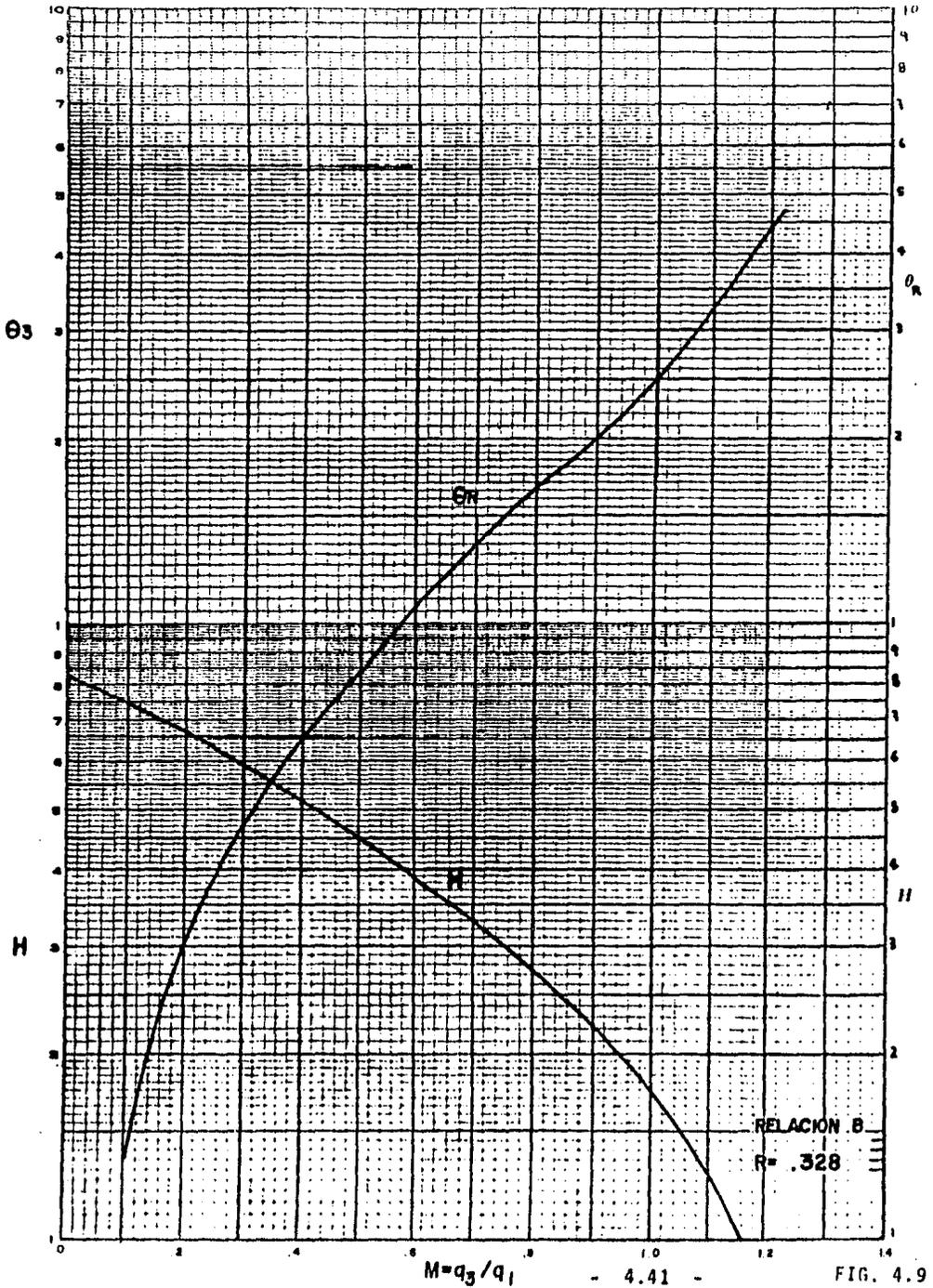
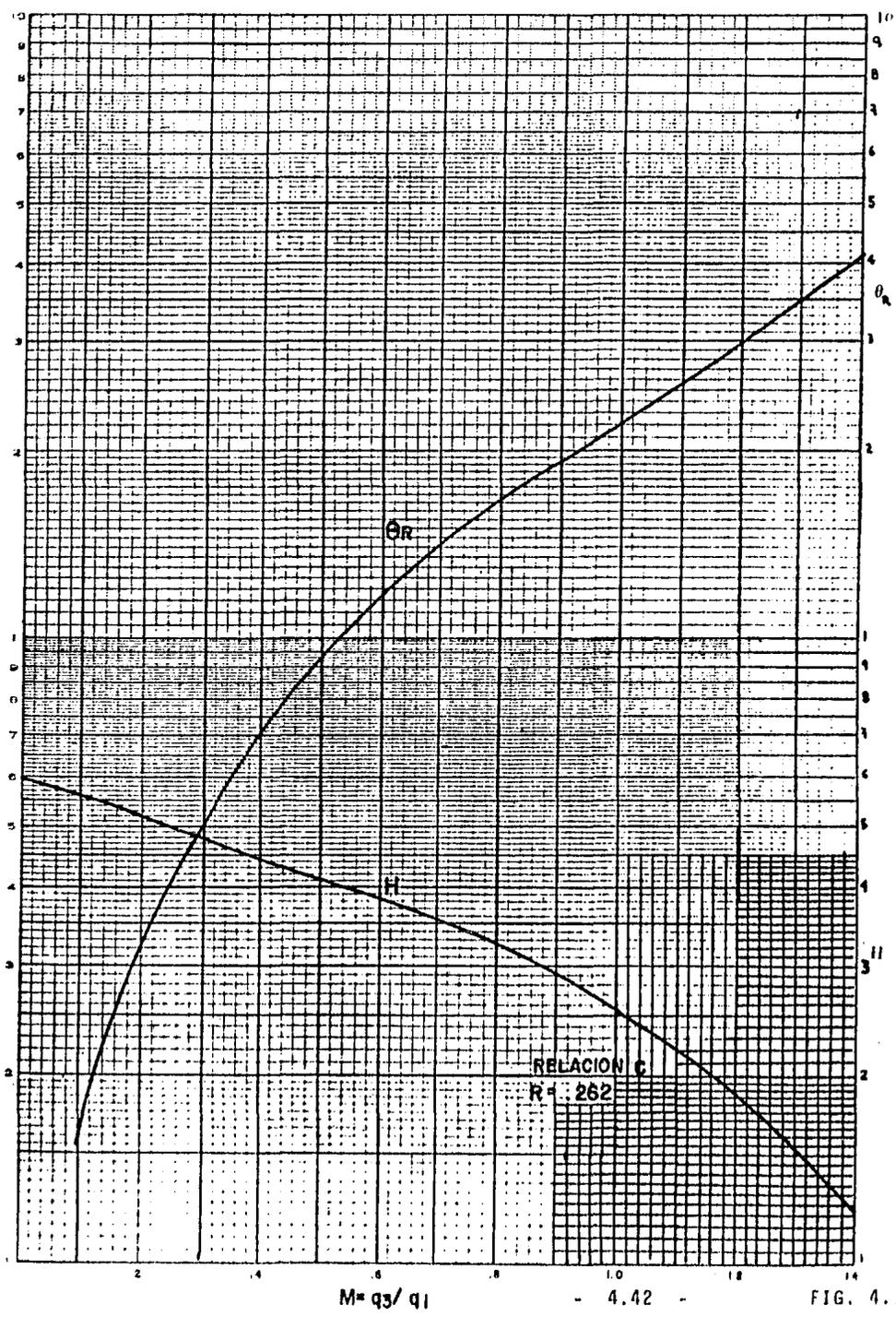


FIG. 4.9

OR



- 4.42 -

FIG. 4.10

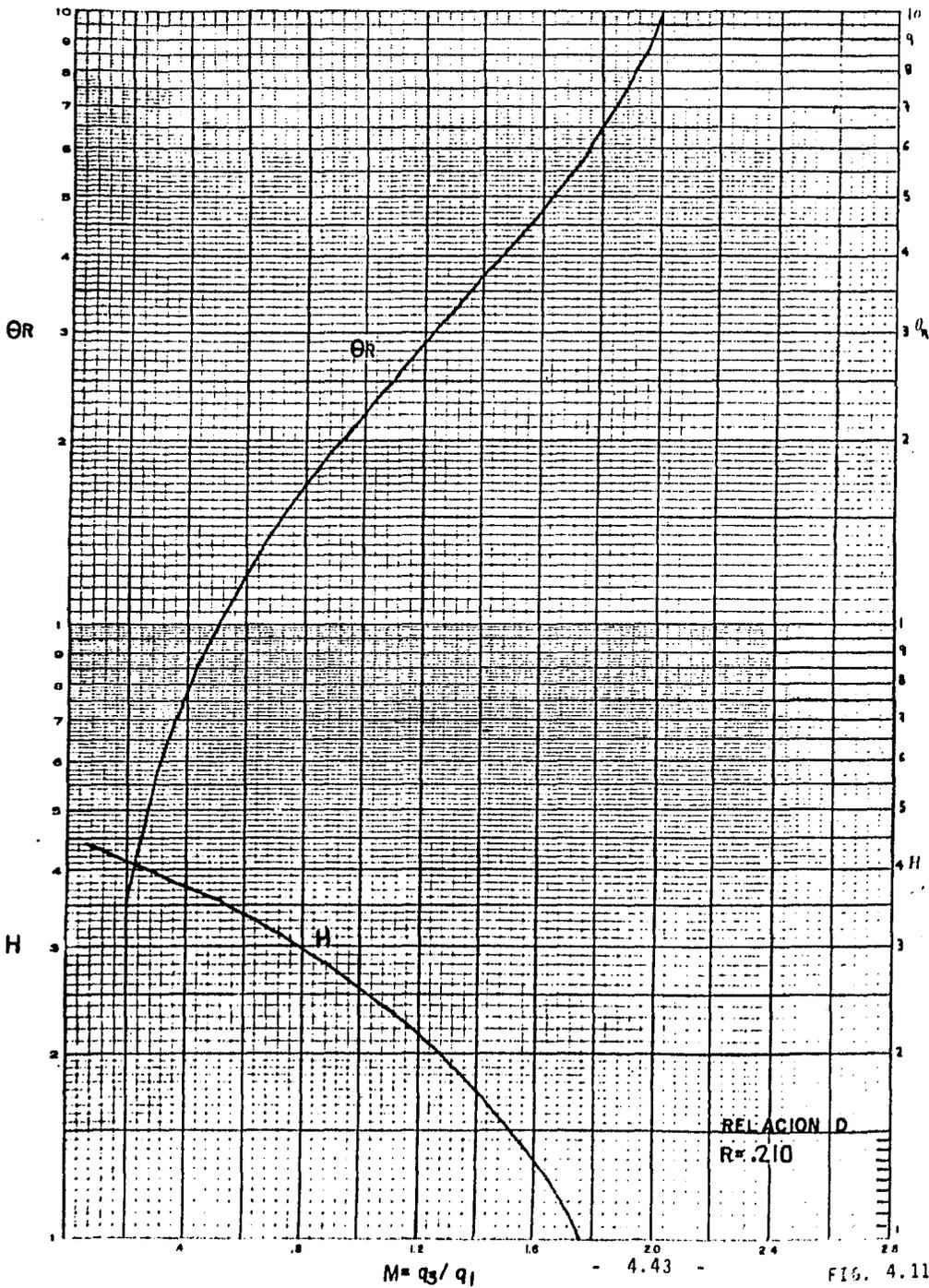


FIG. 4.11

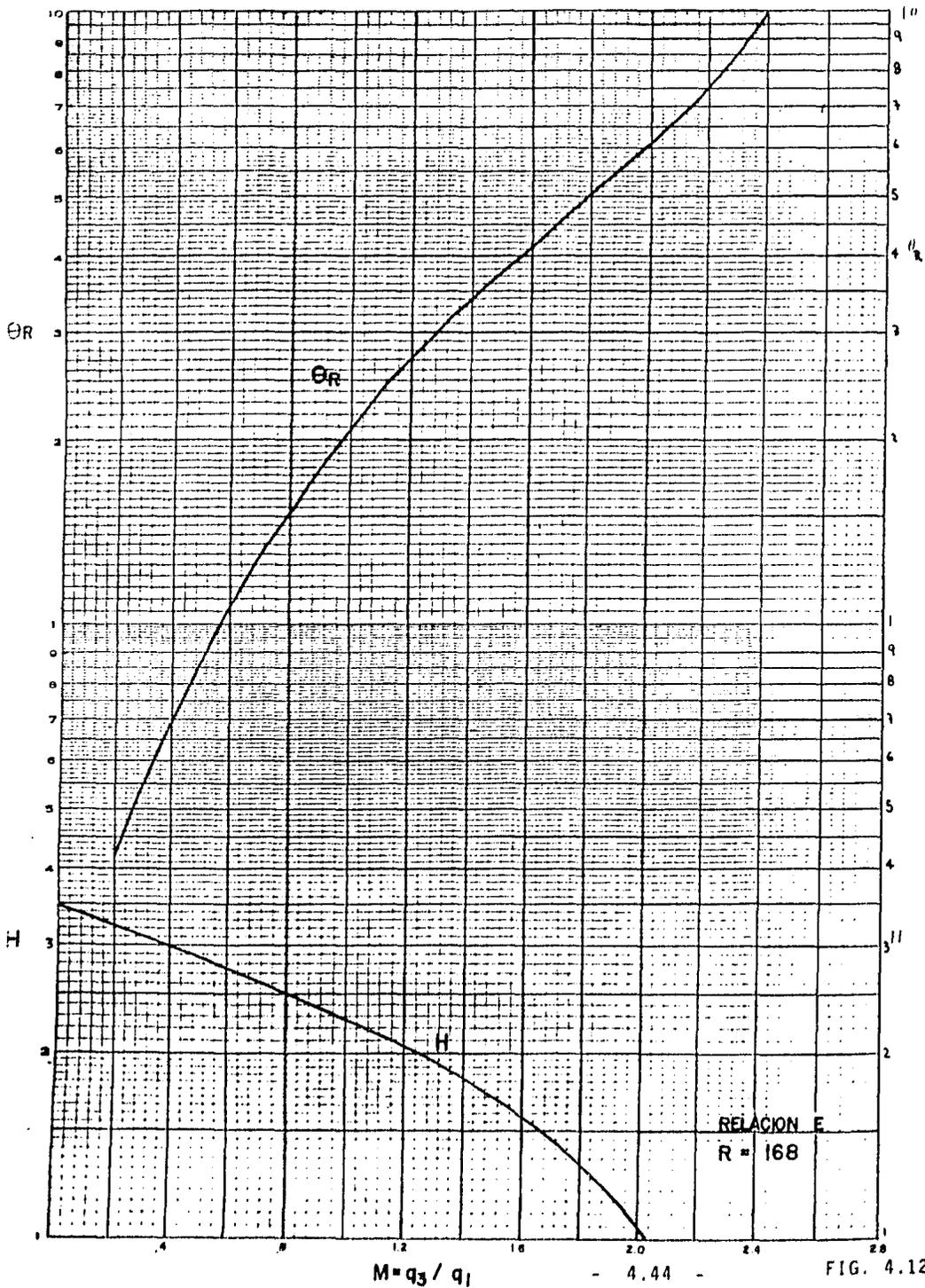


FIG. 4.12

se determina M y H con las gráficas mencionadas anteriormente.

P_1 se determina con la ecuación (4.58) y P_s , la presión de operación en la superficie, es establecida por la ecuación (4.70).

$$P_s = P_1 - h_1 G_1 + F_1 \quad (4.81)$$

El gasto del fluido motriz, q_1 , se obtiene de la ecuación (4.1a).

Las correcciones obtenidas por este procedimiento generalmente no puede ser suficiente, tanto que en algunos casos necesitan recalcularse las densidades de las columnas y las pérdidas por fricción.

Ejemplo 4.5

Dados los datos siguientes:

Diámetro de la tubería de producción = 2 3/8 pg

Diámetro de la tubería de revestimiento = 7 pg

Profundidad de la bomba = 7600 pies

Presión de separación = 80 lb/pg²

Presión en la línea de descarga = 80 lb/pg²

Presión de fondo estática (P_{ws}) = 1500 lb/pg²

Índice de productividad (constante) = 0.2 (bl/dfa)/lb/pg²

Densidad del aceite = 41° API

Temperatura en la "cabeza" del pozo = 110 °F

Temperatura de fondo = 167 °F

Producción de agua = 0.0%

Relación gas-aceite (RGA) = 300 pies³/bl

Producción deseada = 200 bl/dfa

Seleccionar una bomba hidráulica jet apropiada, determinando el tamaño de la tobera, la presión de operación en la superficie, el gasto del fluido motriz y la potencia hidráulica.

Primeramente considerar esta aplicación estableciendo que la relación gas-aceite es igual a cero. Para la bomba, considerar $k_j = 0.15$, $I_c = 1.35$.

La Fig. 3.28 del Capítulo 3 indica una viscosidad para un aceite de 41° API de aproximadamente 2 cs (centistokes) a una temperatura promedio igual a 138 °F en la tubería de inyección.

Para bombear este pozo, no usa más que 500 a 600 bl/día - de fluido motriz. La ecuación del apéndice 3A muestra que la caída de presión por fricción en la tubería de 2 3/8 pg. con un gasto de 500 bl/día y una viscosidad de 2 centistokes, es solamente de 2.95 lb/pg²/1000 pie. Para los cálculos iniciales los términos de fricción se pueden despreciar en la tubería de inyección. También las pérdidas de presión por fricción en el espacio anular -- han sido menores pueden ser despreciadas.

(1) Determinar H considerando $P_s = 4000 \text{ lb/pg}^2$

El aceite de 41 °API tiene una gravedad específica de 0.8203 y un gradiente de 0.355 lb/pg²/pie (de la Tabla 3.1, Capítulo 3) como no se tiene agua, entonces:

$$G_1 = G_2 = G_3 = 0.355$$

De la Fig. 4.6 se tiene lo siguiente:

$$P_1 = 7600 \text{ pies} \times 0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} + P_s$$

$$P_1 = 6698 \text{ lb/pg}^2$$

Con la presión de fondo estática (P_{ws}) igual a 1500 lb/pg², el índice de productividad ($J = 0.2$) y la producción deseada de -- 200 bl/día

$$P_3 = 1500 \text{ lb/pg}^2 - \frac{200 \text{ bl/día}}{0.2(\text{bl/día})/(\text{lb/pg}^2)} = 500 \text{ lb/pg}^2$$

De la Fig. 4.6:

$$P_2 = 7600 \text{ pies} \times 0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} + 80 = 2778 \text{ lb/pg}^2$$

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{2778 - 500}{6698 - 2778} = 0.581$$

(2) Determinar la relación más eficiente para el valor de H calculado. De la Fig. 4.5. solamente las relaciones A y B pueden bombear efectivamente para una $H = 0.581$ o mayor, y en este rango la relación A es la más eficiente. Debido a que de esta forma la eficiencia está declinando para una $H = 0.581$ o mayor, se tiene que usar el valor más alto (cercano) a la $P_s = 4000 \text{ lb/pg}^2$, el cual minimiza H y maximiza la eficiencia.

(3) Determinar M.

De la Fig. 4.5, para $H = 0.581$ y una relación A ($R=0.410$), --

$$M = 0,370.$$

(4) Determinar q_1 y el tamaño de la tobera

$$q_1 = \frac{q_3}{M}, \quad q_1 = \frac{200}{0.370} = 541 \text{ bl/día}$$

y de la ecuación (4.57):

$$A_j = \frac{541}{1214.5 \sqrt{\frac{6698-500}{0.8203}}}; \quad A_j = 0.00512 \text{ pg}^2$$

De la Tabla 4.1, se obtuvo que las áreas de tobera más cercanas al valor calculado corresponde a las toberas No. 2 y No. 3. La No. 2 tiene menor área que la que se necesita, por lo que se tendrá que operar a una presión mayor que $P_s = 4000 \text{ lb/pg}^2$. La tobera No. 3 es la seleccionada.

Calculando θ_R :

$$\theta_R = \frac{200}{1214.5 (0.00579) \sqrt{\frac{2778-500}{0.8203}}} = 0.540$$

De la Fig. 4.7, $M = 0.335$ para $\theta_R = 0.540$

y $H = 0.615$ para $M = 0.335$

De la ecuación (4.58):

$$P_1 = \frac{1}{0.615} [2778(1.615) - 500] = 6482 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_s = P_1 - 7600 \text{ pies} \times 0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} = 6482 - 2698 = 3784 \text{ lb/pg}^2 \text{ (despreciando la fricción)}$$

y, de esta manera, $q_1 = \frac{q_3}{M}$, $q_1 = \frac{200}{0.335} = 597 \text{ bl/día}$

Nota: Usando la ecuación (4.56) da $q_1 = 600 \text{ bl/día}$

La potencia requerida en la superficie es:

$$h_p = 1.7 \times 10^{-5} q_1 \times P_s, \text{ ecuación (3.18) del Capítulo 3.}$$

$$h_p = 1.7 \times 10^{-5} (597) (3784) = 38.4$$

(6) Comprobación del punto de cavitación, ecuación (4.48):

$$M_c = \frac{(1-0.410)}{0.410} \sqrt{1.15 \sqrt{\frac{500}{1.35 (6482-500)+500}}} = 0.373$$

como $M = 0.335$, en el diseño no se tiene cavitación.

Conclusión: Considerando aceite (sin gas), el pozo puede bombearse con una bomba 3-A a una presión superficial de 3784 lb/-pg², usando 597 bl/d. de fluido motriz. Esto requiere de una potencia hidráulica de 38.4 hp en la superficie.

4.5. BOMBEO HIDRAULICO JET EN UN POZO CUANDO LA RELACION GAS-ACEITE ES MAYOR QUE CERO.

Cuando se tiene gas en solución en los pozos, se modifican los cálculos para la aplicación del bombeo hidráulico tipo chorro y es conveniente considerar los aspectos siguientes:

La primera consideración se refiere al tipo de ensamblaje usado en el fondo del pozo. Sin gas, el ensamblaje tipo TR fue elegido por su simplicidad y bajo costo. Con este tipo de instalación, sin embargo, todo el gas, disuelto y libre debe conducirse a través de la bomba. Una alternativa es colocar una tubería de retorno paralela y haciendo con esto que el gas libre puede descargar por el espacio anular. En este arreglo el bombeo puede, de forma principal, manejar solamente el gas disuelto remanente a la presión de bombeo en el fondo del pozo.

En la práctica, sin embargo, la eficiencia de separación del gas libre de los fluidos es difícil de predecir. De cualquier forma, el gasto del fluido motriz para el bombeo hidráulico a chorro puede ser incrementado para ayudar al bombeo del gas libre, un procedimiento inadecuado pero que se usa frecuentemente, porque -- con un bombeo reciprocante resulta que se tiene choques o golpes del émbolo, con tendencia a reducir marcadamente el bombeo. Como consecuencia, algunas instalaciones de bombeo hidráulico a chorro pueden emplear el tipo de ensamble en la TR a la profundidad del pozo y de manera semejante la instalación puede considerarse para este pozo.

Una segunda consideración es el efecto del gas sobre el -- gradiente de flujo multifásico, pero en la práctica esto es complicado porque es posible que la relación de producción debido al fluido motriz, (M) no sea constante para el bombeo hidráulico a chorro.

Esto significa que la relación gas-líquido depende de M . Un problema similar se manifiesta cuando existe la presencia de agua, ya sea de formación o del fluido motriz. En tal caso la columna del % de agua en la tubería de retorno es función de M , presentando de nuevo complicaciones de fricción, en el gradiente o cálculos del flujo multifásico.

La comprensión de la cavitación llega a ser muy difícil de acuerdo a la cantidad de gas que se tenga presente. En pruebas de laboratorio con agua, el inicio de la cavitación es difícil de predecir y además es totalmente desigual. Similarmente, en pruebas de laboratorio con aceite, es totalmente estable para presiones bajo el punto de cavitación. El aceite (crudo) con gas en solución, sin embargo, puede liberar continuamente gas tanto como la presión bajo del punto de burbujeo. En términos del comportamiento del bombeo, esto genera un incremento gradual del efecto de choque en la bomba de acuerdo como la presión decrece, análogamente para generar cavitación. Debido a esto, la cavitación puede no tener lugar; sin embargo, si de igual forma se tiene que hay una evidencia para indicar la presencia del gas libre, entonces se reduce el efecto de daño.

Un problema final se presenta con la presencia del gas y está relacionado para cuando se tienen presentes los efectos de la mezcla en dos fases y los efectos de la presión de recuperación del bombeo hidráulico a chorro. Una gran cantidad de gas libre asociado con la fase líquida puede ocupar alguna porción de la cámara de mezclado, de tal manera que se incremente la velocidad de los fluidos. Esto puede tener efectos significativos sobre la mezcla, en la longitud de la cámara de mezclado y sobre el término de fricción. Adicionalmente, el comportamiento del difusor es difícil de predecir en un flujo de dos fases, particularmente con la asociación indeterminada de los gastos en el cual el gas libre se encuentra en solución. Todos estos efectos son sensibles y pueden variar considerablemente de bomba a bomba dependiendo del fabricante.

Soluciones aproximadas pueden ser obtenidas; sin embargo, se debe ilustrar la naturaleza de las técnicas de predicción analítica y se debe tener una estimación razonable sobre la facilidad de uso del bombeo hidráulico a chorro y qué potencia debe ser requerida.

Una suposición que se hace en primer lugar para una predicción razonable del comportamiento del bombeo a chorro que presenta gas, es que el bombeo puede producir gas y aceite en un pozo sobre un volumen base. Esta consideración es solamente una aproximación, pero es razonablemente buena para obtener 10 partes del gas por una parte del líquido a las condiciones de fondo del pozo. La Fig. 3.40 del Capítulo 3 puede ser usada tanto para el bombeo a chorro como para pozos con bombeo tipo pistón.

En este procedimiento, es considerado un valor para P_s , -- calculando H y haciendo una corrección de M basado en la eficiencia volumétrica esperada, obtenida en la Fig. 3.4. El efecto del levantamiento del gas en la columna de retorno, sin embargo, puede cambiar marcadamente el valor de la presión de descarga de la bomba (P_2). Esto hace que H cambie. El primer paso puede ser que se calcule P_2 usando una correlación apropiada del flujo multifásico o usar las curvas del gradiente, de manera semejante como se encontró en el capítulo 1. Un valor arbitrario de $M = 0.5$ es sugerido cuando se tiene gas presente, ya que de esta manera la eficiencia volumétrica disminuye.

La relación gas-líquido en la columna del fluido de retorno es función de M ya que está dada por:

$$RGL = \frac{\text{gas total}}{\text{fluido motriz} + \text{fluido producido}}$$

$$RGL = \frac{(R.G.A.) (Producción de aceite)}{q_1 + q_3}$$

$$RGL = \frac{(R.G.A.) (1-f_w) q_3}{\frac{q_3}{M} + q_3} = \frac{R.G.A. (1-f_w)}{\frac{1}{M} + 1}$$

$$RGL = \frac{M(R.G.A.) (1-f_w)}{1 + M} \quad (4.82)$$

El porcentaje de agua en la columna de retorno está dado por:

$$f_{w_2} = \frac{\text{agua total}}{\text{suma de fluidos}}$$

Para el aceite como fluido motriz:

$$f_{w_2} = \frac{(f_w) q_3}{q_1 + q_3} = \frac{(f_w) q_3}{\frac{q_3}{M} + q_3} = \frac{M (f_w)}{1 + M} \quad (4.83)$$

Para el agua como fluido motriz:

$$f_{w_3} = \frac{q_1 + f_w (q_3)}{q_1 + q_3} = \frac{\frac{q_3}{M} + f_w (q_3)}{\frac{q_3}{M} + q_3} = \frac{1 + M(f_w)}{1 + M} \quad (4.84)$$

Con los valores obtenidos de las ecuaciones (4.82), (4.83) y (4.84), puede ser calculado el valor de H. Como en el caso que no se tenía gas, la Fig. 4.5 muestra que la relación proporciona la mayor eficiencia para el valor calculado de H. Sin embargo, este resultado de M puede ser multiplicado por el valor de la eficiencia obtenida de la Fig. 3.4 del Capítulo 3, que da el valor real de M a la cual la bomba está trabajando.

El valor de M obtenido, puede ser usado para recalcular los valores de los parámetros en las ecuaciones (4.82), (4.83) y (4.84), con los gradientes de presión del flujo multifásico, principalmente para mejorar la estimación de P_2 , H y M. Este es un proceso iterativo que se repite hasta que el grado de precisión deseado es obtenido. Generalmente, cuando se ajusta sucesivamente el valor de M con un 5% es suficiente.

El diámetro de la tobera es seleccionado con base en el valor de M (cantidad de líquido) por el significado de las ecuaciones (4.1a) y (4.50) para un caso sin gas.

Estas son muchas fuentes potenciales de error en la secuencia de cálculo descritas anteriormente, incluyendo imprecisión en los cálculos de la presión de descarga de la bomba y las aproximaciones involucradas en el caso de la Fig. 3.4 del Capítulo 3. En su suma, datos de campo imprecisos, particularmente la relación gas-aceite, pueden reducir grandemente el resultado de los cálculos.

Por razones semejantes como las anteriores, los cálculos de diámetros deben ser considerados, principalmente para hacer una estimación razonable y el perfeccionamiento de θ_R en el uso de curvas no es necesario. Subsecuentemente en las pruebas de campo, cambios de diámetros y relaciones pueden ser hechas para determinar la combinación óptima. Para pruebas particulares en pozos es más práctico con bombeo hidráulico a chorro que con bombeo porque en la superficie es factible que las toberas y cámaras de mezclado puedan ser cambiadas para determinada localización del pozo.

Ejemplo 4.6.

El diámetro de la tobera y de la cámara de mezclado es el mismo que el del ejemplo anterior, pero con una relación gas-aceite de 300 pies³/bl.

(1) Considerando $M = 0.5$, de la ecuación (4.82):

$$RGL = \frac{0.5(300)(1-0)}{1.5} = 100 \text{ pies}^3/\text{bl}$$

(2) Si $M=0.5$, $q_1 = 400$ bl/día y empleando la ecuación del apéndice 3A, $F_1 = 2.00$ lb/pg²/pie. De esta manera:

$$P_1 = \frac{7600 \text{ pies} \times (0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}) - 2 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pies} \times 7.6}{+ 4000}$$

$$P_1 = 6683 \text{ lb/pg}^2$$

Observese que la fricción, F_1 , es solamente 15 lb/pg² y la variación de F_1 con respecto a H puede no ser tomado en cuenta en este caso.

$$(3) \quad q_1 + q_3 = 400 + 200 = 600 \text{ bl/día.}$$

A partir de una correlación apropiada de flujo multifásico:

$$P_2 = 2760 \text{ lb/pg}^2$$

(4) Considerando una variación lineal de IP (índice de productividad) de la siguiente manera:

$$P_3 = 1500 \text{ lb/pg}^2 - \frac{200 \text{ bl/día}}{0.2 \text{ lb/día/lb/pg}^2} = 500 \text{ lb/pg}^2$$

$$(5) \quad H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{2760 - 500}{6683 - 2760} = 0.576$$

Observe que este valor es más bajo que el de 0.581 que se calculó para el caso sin gas.

(6) A partir de la Fig. 4.5, el gas más el líquido M , para $H=0.576$, es $M=0.38$ (relación A).

(7) De la Fig. 3.26 del Capítulo 3, usando la relación de solubilidad a condiciones del yacimiento, la eficiencia volumétrica es 52%.

De esta forma, el valor de M (líquido) es:

$$M = 0.52 \times 0.38 = 0.198$$

Nótese que a pesar del resultado bajo del valor de H , debido al efecto de levantamiento del gas en la columna de retorno, el valor de M es menor que en el caso que no se tiene gas.

(8) Recalculando RGL a $M = 0.198$:

$$\text{RGL} = \frac{0.198(300)(1-0)}{1.198} = 50 \text{ pies}^3/\text{bl}$$

(9) Recalculando P_2 :

Para $M = 0.198$, $q_1 = 1010$ bl/dfa y $q_1 - q_3 = 1210$ bl/dfa.

A partir de una apropiada correlación de flujo multifásico:

$$P_2 = 2800 \text{ lb/pg}^2$$

$$H = \frac{2800 - 500}{6683 - 2800} = 0.592$$

(10) $M = 0.36$, de la Fig. 4.6

$$M = 0.52 (0.36) = 0.187$$

Este valor de M es suficiente para poder continuar los cálculos usando:

$$M = 0.19, q_1 = \frac{200}{0.19} = 1053$$

(11) A partir de la ecuación. (4.56):

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}} = \frac{1053}{1214.5 \sqrt{\frac{6683 - 500}{0.8203}}} = 0.0100 \text{ pg}^2$$

el diámetro de la tobera queda entre la número 5 y la 6, entonces debe ser seleccionada la tobera de mayor diámetro. Esto conduce a una bomba jet con relación A y tobera número 6. El gasto del fluido motriz puede ser aproximado por:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}$$

$$q_1 = 1214.5 (0.01131) \sqrt{\frac{6683 - 500}{0.8203}}$$

$$q_1 = 1193 \text{ bl/dfa}$$

(12) Verificación de la cavitación:

$$M_c = \frac{1 - 0.410}{0.410} \sqrt{1.15 \sqrt{\frac{500}{1.35(6683 - 500) - 500}}} = 0.3895$$

$M_c = 0.389$, que es mayor que el valor calculado para $M=0.36$ de acuerdo a esto, el bombeo no presenta cavitación.

En realidad, los pozos que producen gas tienen menor tendencia a la cavitación que los pozos que producen un líquido sin gas (fase gaseosa) como el agua. Evidentemente, hay una forma de -- amortiguar el efecto que ocurre cuando el gas libre pasa a través de la bomba. Adicionalmente se requiere trabajos experimentales en esta área. La cavitación debe ser siempre verificada para pozos que producen agua.

(13) Y de la ecuación $HP = \Delta P \times q \times 1.7 \times 10^{-5}$

$$HP = 1.7 \times 10^{-5} (1193 \text{ bl/dfa}) (4000 \text{ lb/pg}^2)$$

$$HP = 81 \text{ hp}$$

Obsérvese que este resultado es dos veces más que la potencia requerida que cuando el gas no está presente. Las presiones de producción relativamente bajas en la entrada de la bomba, principalmente se deben a un volumen de gas libre que hace que disminuya la eficiencia de bombeo de líquido de la bomba. Al mismo tiempo hay un aligeramiento de la columna de retorno por la producción de gas, reduciendo la presión de descarga de la bomba. En algunas instalaciones de pozos, la magnitud relativa de los choques de los efectos de levantamiento de gas puede ser invertido, permitiendo el uso de pequeños valores de R y diámetros pequeños de toberas. El siguiente problema ilustra lo antes expuesto.

Ejemplo 4.7

Dados los siguientes datos:

Diámetro de la tubería de producción = 2 7/8 pg

Diámetro de la tubería de revestimiento = 7 pg

Porcentaje de agua = 50

Relación gas-aceite = 300 pies³/bl

Presión de fondo estática = 1920 lb/pg²

Índice de productividad = 4 bl/dfa/lb/pg²

Presión en la cabeza del pozo = 120 lb/pg²

Profundidad de asentamiento = 8000 pies

Temperatura en la cabeza del pozo = 110 °F

Temperatura en el fondo del pozo = 170 °F

Producción deseada = 800 lb/dfa (aceite + agua)

Gravedad específica del crudo = 41 °API

De esta forma, cuando el agua está presente, el uso del agua como fluido motriz es una opción razonable. En la discusión de la sección sobre los efectos de la presión de descarga, sin embargo, puede deducirse que, en general, el uso de agua como fluido motriz puede, de manera principal, elevar las presiones de operación. No obstante, la densidad de la columna del fluido motriz de un alto valor de P_1 para una presión de operación superficial dada, la densidad del fluido de la columna de retorno más que esto puede incrementar la presión de operación en 2 a 5 veces la presión en la descarga. Sin embargo, en el caso que no se tienen pérdidas elevadas de fricción en la tubería, razones de seguridad, o cualquier otra consideración, el aceite producido es el sugerido como fluido motriz.

- (1) Considerando $M = 0.5$, de la ecuación (4.82):

$$RGL = \frac{0.5(300)(1-0.5)}{1.5} = 50 \text{ pies}^3/\text{bl}$$

- (2) Si $M=0.5$, $q_1 = 1600 \text{ bl/día}$ y empleando la ecuación del apéndice 3A, $F_1 = 7.8 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pie}$.

$$P_1 = 8000 \text{ pies} (0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}) - 7.8 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pies} \times \frac{8000}{1000} + 4000$$

$$P_1 = 6778 \text{ lb/pg}^2 \text{ para una presión de operación superficial de } 4000 \text{ lb/pg}^2$$

- (3) $q_1 + q_3 = 2400 \text{ bl/día}$

$$f_{w_2} = \frac{0.5(0.5)}{1.5} = 0.167, \text{ de la ecuación (4.83):}$$

$$\text{De los cálculos de flujo multifásico } P_2 = 2740 \text{ lb/pg}^2$$

- (4) Considerando un comportamiento lineal del índice de productividad, como se hizo anteriormente,

$$P_3 = 1920 \text{ lb/pg}^2 - \frac{800 \text{ bl/día}}{4 \text{ bl/día/lb/pg}^2} = 1720 \text{ lb/pg}^2$$

$$(5) H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{2740 - 1720}{6778 - 2740} = 0.253$$

- (6) A partir de la Fig. 4.5, M (líquido + gas) para $H = 0.253$ es $M = 1.0$ (relación C o D).

(7) De la Fig. 3.40*, usando la relación de solubilidad del gas -- en el aceite en el yacimiento y el agua producida, la eficiencia volumétrica es 100%. Esto significa que $P_3 = 1720 \text{ lb/pg}^2$, el bombeo puede ser operado arriba del punto de burbujeo y no se pueden producir efectos de choque sin gas.

(8) Recalculando P_1 a $q_1 = 800 \text{ bl/dfa}$:

$$F_1 = 2.22 \text{ lb/pg}^2 / 1000 \text{ pies}$$

$$P_1 = 8000 \times 0.355 - (2.22 \times 8) + 4000 = 6822$$

$$P_1 = 6822 \text{ lb/pg}^2$$

(9) Recalculando RGL a $M = 1.0$ de la ecuación (4.82):

$$\text{RGL} = \frac{1.0(300)(1 - 0.5)}{1 + 1.0} = 75 \text{ pies}^3/\text{bl}$$

(10) Recalculando P_2 :

Para $M = 1.0$, $q_1 = 800 \text{ bl/dfa}$ y $q_1 + q_3 = 1600 \text{ bl/dfa}$ y de la ecuación (4.83):

$$f_{w_2} = \frac{1.0(0.5)}{1 + 1} = 0.25$$

Empleando correlaciones de flujo multifásico $P_2 = 2669 \text{ lb/pg}^2$ para un 25% de agua producida.

(11) Recalculando H:

$$H = \frac{2669 - 1720}{6822 - 2669} = 0.229$$

(12) De la Fig. 4.5, M (líquido + gas) para una $H = 0.229$ es $M=1.1$ (relación D).

A este punto en la interacción, es evidente que el cambio en M es suficientemente pequeño que no requiere cálculos adimensionales con modelos de flujo multifásico vertical. Entonces, -- considerando $M=1.1$:

$$q_1 = \frac{800}{1.1} = 727 \text{ bl/dfa}$$

(13) A partir de la ecuación (4.57):

$$A_j = \frac{727}{1214.5 \sqrt{\frac{6822-1720}{0.8203}}} = 0.00759 \text{ pg}^2$$

Esta área queda comprendida entre la tobera No. 4 y la No. 5. Seleccionar la tobera más grande, el gasto del fluido motriz puede ser aproximado por:

$$q_1 = 1214.5 (0.00905) \sqrt{\frac{6822-1720}{0.8203}} = 867 \text{ bl/dfa}$$

y la hp está dada por:

$$HP = 1.7 \times 10^{-5} (867 \text{ bl/dfa}) (4000 \text{ lb/pg}^2)$$

HP = 60 hp para una bomba jet con relación D y tobera No.5.

Como el agua está presente, verificar por cavitación, usando la ecuación (4.48).

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

$$M_c = \frac{1-0.210}{0.210} \sqrt{1.15} \sqrt{\frac{1720}{1.35 (6822 - 1720) + 1720}}$$

$M_c = 1.80$, (como es mayor que el valor de operación de - -
 $M = 1.1$ el bombeo no presenta cavitación).

Los métodos ilustrados anteriormetne son confiables para - las ecuaciones básicas que gobiernan el comportamiento del bombeo hidráulico a chorro y, consecuentemente, son más bien laboriosos. Los fabricantes de bombas tipo chorro tienen que utilizar diferentes técnicas, involucrando una selección de gráficas, nomogramas y programas por computadoras para predecir el comportamiento de cual quier bombeo bajo diferentes condiciones del pozo. Técnicas seme- jantes involucran coeficientes exactos para las pérdidas, diámetros de toberas y cámaras de mezclado, parámetros de la cavitación y co rrecciones en el comportamiento del flujo multifásico. Frecuente- mente en esos bombeos, especialmente cuando se incluyen correccio- nes en el número de Reynolds, pueden obtenerse eficiencias altas -- tanto como las que se establecieron en la primera parte de este ca- pítulo.

En general, el procedimiento empleado en esas secciones, - principalmente para predecir el comportamiento del bombeo a chorro en un pozo dado, debe ser suficientemente preciso para comparar -- este método de bombeo hidráulico con otros métodos artificiales de producción.

Aunque en este capítulo se presenta suficientes gráficas - y el procedimiento para el diseño del sistema de bombeo a chorro, es recomendable obtener las soluciones por computadora. Los pozos deben ser seleccionados cuidadosamente; en casos de que no se ob-

tengan suficiente sumergencia, otros métodos de bombeo deberán ser usados. No obstante, el grado de aplicabilidad parece ser completamente bueno. Sin embargo, fue originalmente considerado solamente para pozos con gastos altos, éste sistema también tiene que ser -- considerado en algunos casos para pozos con volumen bajo.

Adicionalmente para este sistema, la experiencia teórica y práctica que se tenga en el bombeo hidráulico puede incrementar el conocimiento para mejorar el diseño de instalación y para seleccionar correctamente el pozo.

N O M E N C L A T U R A

SIMBOLO

DEFINICION

A_j	Area de flujo de la tobera.
A_s	Area de la cámara de mezclado.
A_t	Area de flujo total de la cámara de mezclado.
f_w	Fracción del agua de formación, %
f_{w2}	Fracción del agua del fluido de la columna de retorno, %.
E_j	Energía proporcionada por la tobera por unidad de tiempo.
E_s	Energía agregada al flujo de producción por unidad de tiempo.
F_d	Pérdida de energía debido a la fricción por unidad de tiempo en el difusor.
F_f	Pérdida de energía por fricción total por unidad de tiempo.
F_j	Pérdida de energía por fricción en la tobera por unidad de tiempo.
F_s	Pérdida de energía por fricción en el circuito de succión por unidad de tiempo.
F_t	Pérdida de energía por fricción de la cámara de mezclado por unidad de tiempo.
F_1	Pérdida de presión del fluido motriz en la tubería (de inyección), lb/pg^2
F_2	Pérdida de presión en el circuito de retorno, lb/pg^2
RGL	Relación gas-líquido, $pies^3/bl$
RGA	Relación gas-aceite, $pies^3/bl$
G_1	Gradiente del fluido motriz en la tubería de inyección, $lb/pg^2/pie$.

SIMBOLO	DEFINICION
G_2	Gradiente del fluido de la columna de retorno, - - $\text{lb/pg}^2/\text{pie}$
G_3	Gradiente del fluido de formación, $\text{lb/pg}^2/\text{pie}$
g	Aceleración de la gravedad
H	Relación adimensional de recuperación de carga
HP	Potencia en hp
HP_{q_1}	Potencial suministrada del fluido motriz.
HP_{q_3}	Potencial adicionada al fluido producido
H_1	Carga total del fluido motriz
H_2	Carga total del fluido de descarga
H_3	Carga total del fluido de succión
h_1	Profundidad de colocación de la bomba, pies.
h_3	Nivel del fluido sobre la succión bomba
I	Punto de intersección del eje vertical con la curva de aproximación H-M en forma de línea recta
K	Constante
K_j	Coefficiente de pérdida en la tobera
K_d	Coefficiente de pérdida en el difusor
K_s	Coefficiente de pérdida en la succión
K_t	Coefficiente de pérdida en la cámara de mezclado
L	Pérdida de energía en la mezcla por unidad de tiempo
M	Relación de flujo adimensional, q_3/q_1 .
Mc	Relación de flujo en el límite de cavitación.
N	Variable usada para definir H.
P_1	Presión a la entrada de la tobera (lb/pg^2)

SIMBOLO

DEFINICION

P_2	Presión de descarga (lb/pg ²)
P_3	Presión de succión (lb/pg ²)
P_a	Presión a la entrada de la cámara de mezclado, lb/pg ²
P_b	Presión en la salida de la cámara de mezclado, lb/pg ²
P_{wh}	Contra-presión en la línea de flujo, lb/pg ²
P_v	Presión de vapor, lb/pg ²
q_1	Gasto del fluido motriz
q_2	Gasto del fluido de producción, fluido motriz y flujo de succión.
q_3	Gasto de succión
R	Relación de áreas, A_j/A_t
m	Pendiente de aproximación a t la línea recta de la curva H-M.
γ	Densidad relativa del fluido motriz.
v_j	Velocidad del fluido en la tobera
v_s	Velocidad del fluido en la succión de la parte posterior del área de la tobera.
v_t	Velocidad del fluido en la cámara de mezclado
Y	Número de toberas
H_v	Carga por velocidad del fluido motriz en la tobera
$f_{h_3} = h_3/h_1$	Porcentaje de sumergencia
β_R	Variable algebraica para calcular f_{h_3} .
ρ	Densidad del fluido motriz

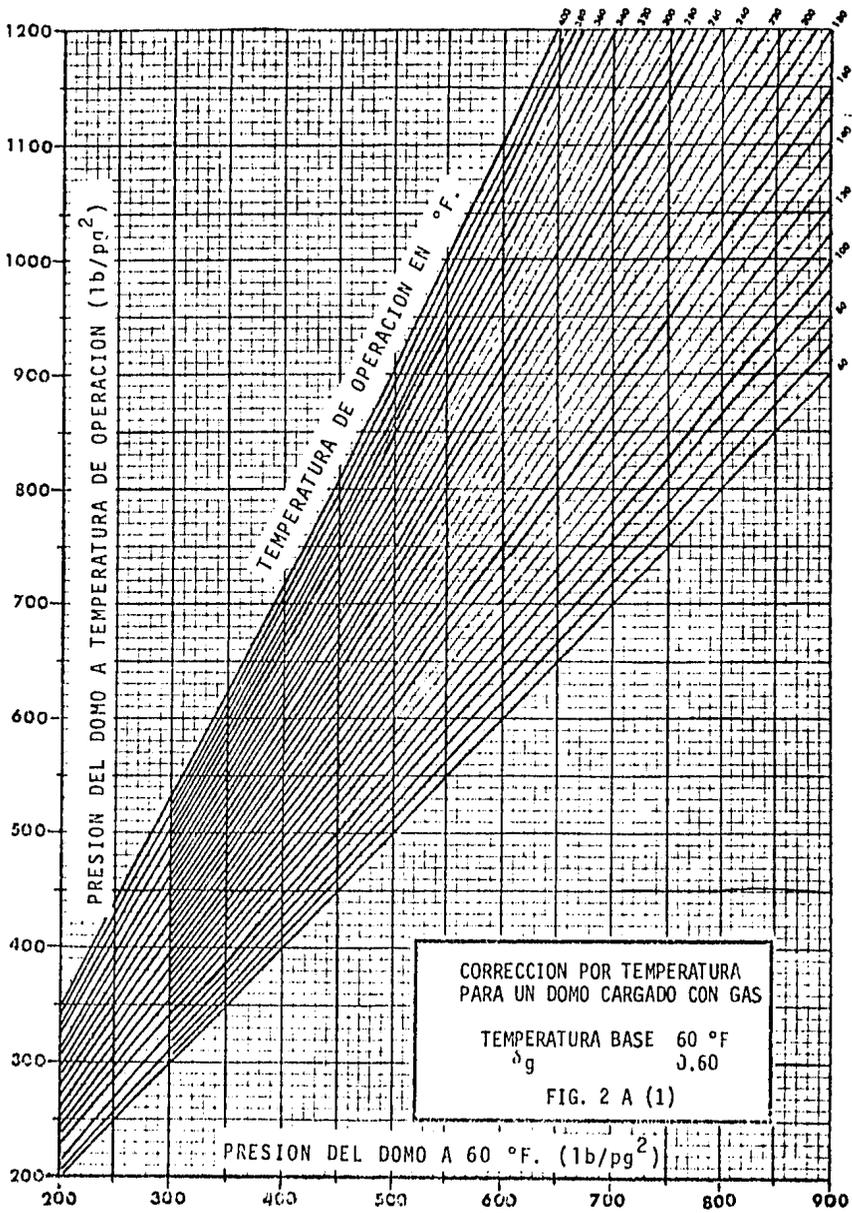
SIMBOLU**DEFINICION**

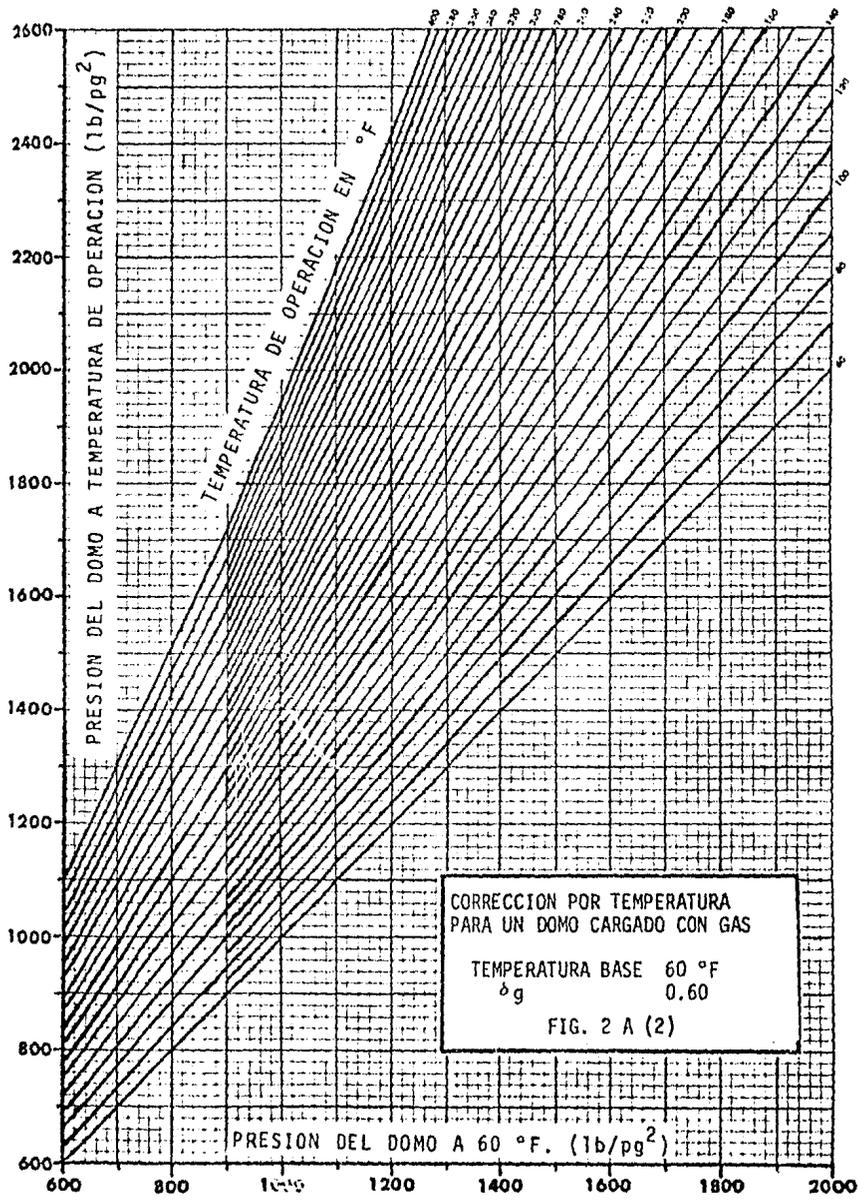
E	Eficiencia
θ_R	Variable adimensional para determinar M y H.
X	Sensibilidad a la contrapresión
Ic	Indice de cavitación.

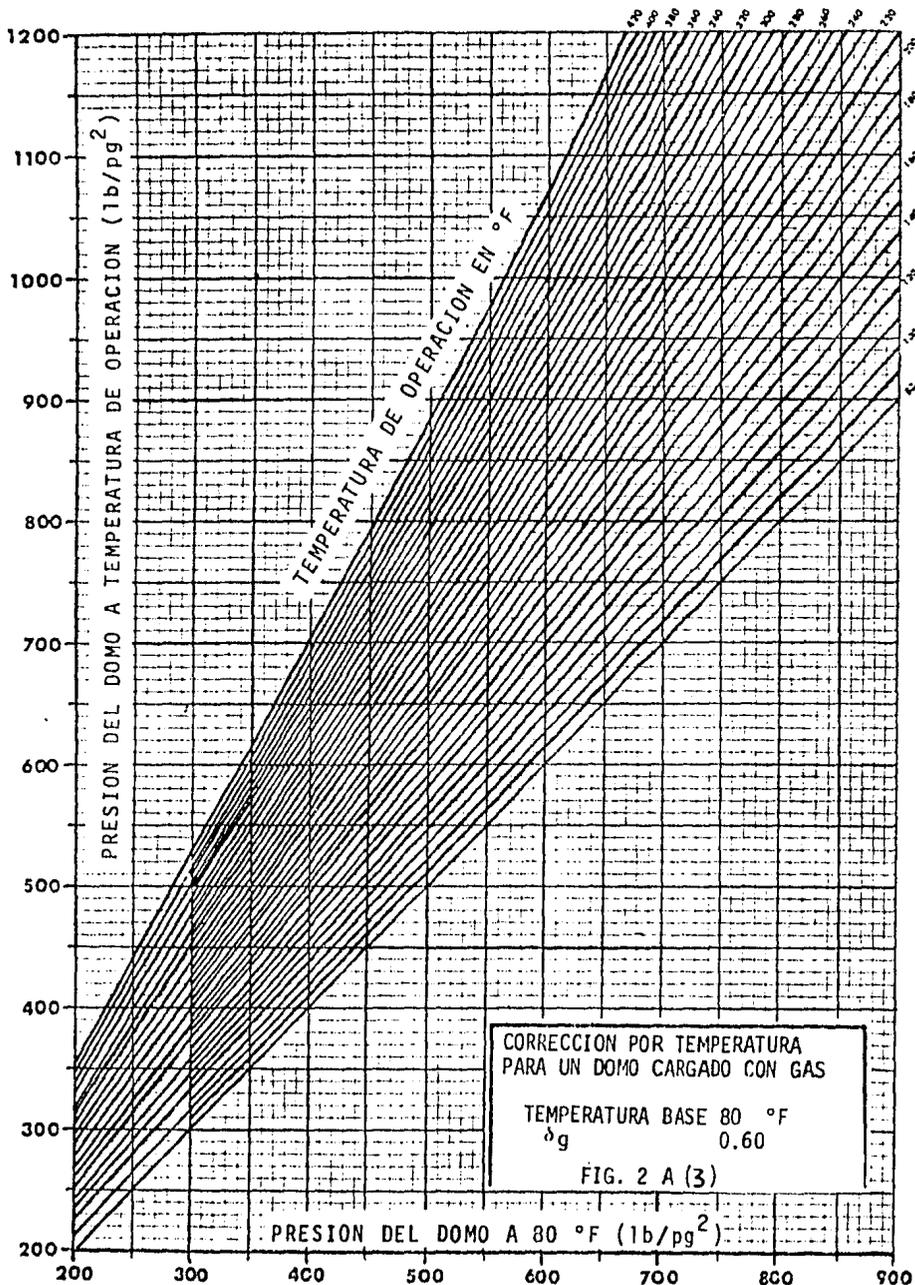
REFERENCIAS

CAPITULO 4

1. Brown Kermit. E.; "The Technology of Artificial Lift Methods". Volumen 2b. Petroleum Publishing Co. 1980.
2. Petrie, H.L. and Smart, E.: "Jet pumping oil Wells" World Oil, November 1983.







APENDICE 3A

Las pérdidas de presión por fricción en secciones circulares o anulares, pueden determinarse de la siguiente ecuación:

$$PF = \left(\frac{202 \times 10^{-8} L (D1^2 - D2^2) / (D1 - D2)^{0.21}}{(D1 - D2)(D1^2 - D2^2)^2 [D1 / (D1 - D2)]^{0.1}} \right) \left[(\mu / G)^{0.21} G \right] q^{1.79}$$

Donde:

p_f = Caída de presión por fricción, (lb/pg²)

L = Longitud de la tubería (pies)

D1 = Diámetro interior de la T.P., o de la T.R. en caso de flujo anular, (pg)

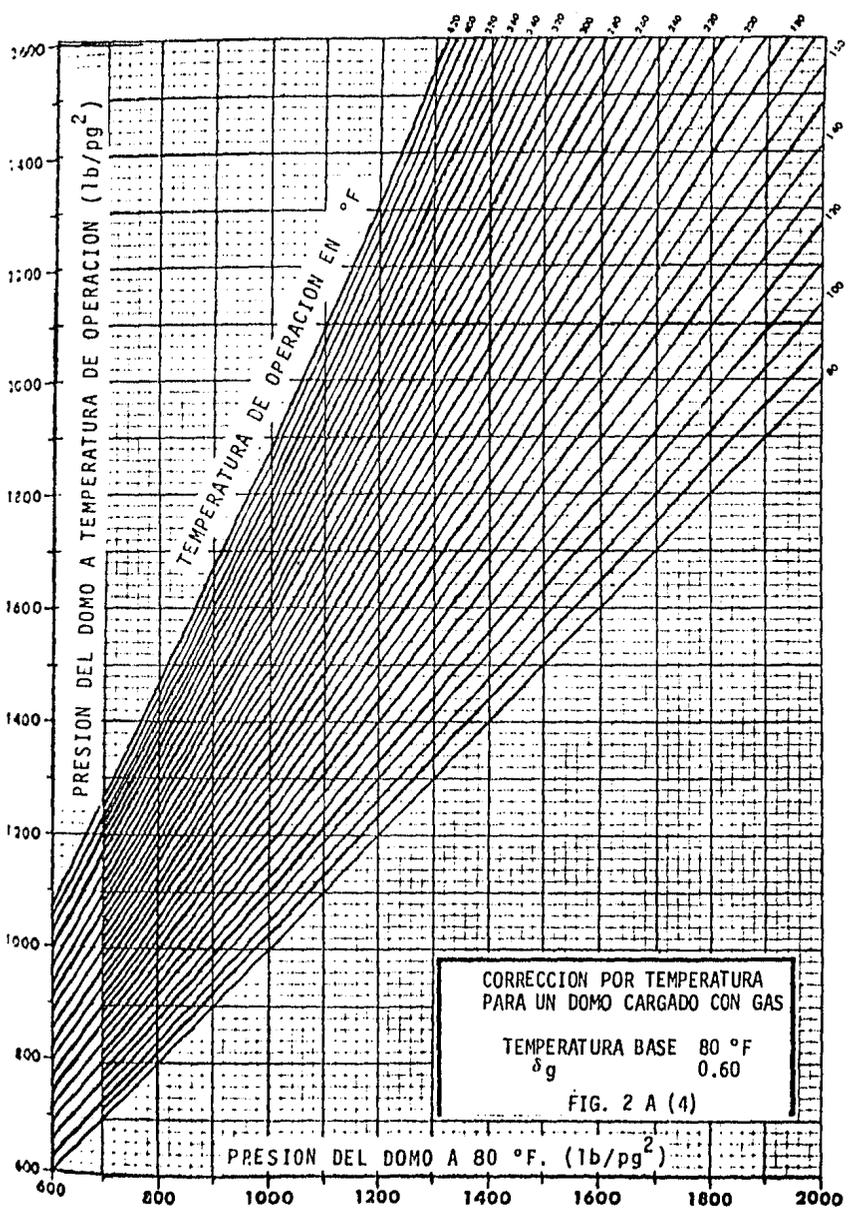
D2 = Diámetro exterior de la T.P. en caso de flujo anular o cero en caso de flujo por T.P., (pg).

μ = Viscosidad del flujo a condiciones medias de Presión y temperatura, (cp)

G = Gradiente del fluido a condiciones medias de Presión y temperatura, (lb/pg²/pie)

q = Gasto de fluido (bl/día).

Para un diámetro dado en tubería, toda la expresión del primer paréntesis pasa a ser una constante. La expresión del siguiente paréntesis es una constante para calcular las pérdidas del fluido potencia, pero no para la tubería de retorno ya que contiene una mezcla variable de fluido potencia y de producción.



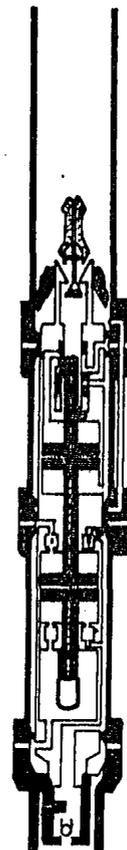
Operating Temperature (°F)	Dome Pressure at 80°F (lb/pg²)	Dome Pressure at Operating Temp (lb/pg²)
140	600	600
140	1000	1000
140	1400	1400
140	1800	1800
140	2000	2000
160	600	600
160	1000	1000
160	1400	1400
160	1800	1800
160	2000	2000
180	600	600
180	1000	1000
180	1400	1400
180	1800	1800
180	2000	2000
200	600	600
200	1000	1000
200	1400	1400
200	1800	1800
200	2000	2000
220	600	600
220	1000	1000
220	1400	1400
220	1800	1800
220	2000	2000
240	600	600
240	1000	1000
240	1400	1400
240	1800	1800
240	2000	2000
260	600	600
260	1000	1000
260	1400	1400
260	1800	1800
260	2000	2000
280	600	600
280	1000	1000
280	1400	1400
280	1800	1800
280	2000	2000
300	600	600
300	1000	1000
300	1400	1400
300	1800	1800
300	2000	2000
320	600	600
320	1000	1000
320	1400	1400
320	1800	1800
320	2000	2000
340	600	600
340	1000	1000
340	1400	1400
340	1800	1800
340	2000	2000
360	600	600
360	1000	1000
360	1400	1400
360	1800	1800
360	2000	2000
380	600	600
380	1000	1000
380	1400	1400
380	1800	1800
380	2000	2000
400	600	600
400	1000	1000
400	1400	1400
400	1800	1800
400	2000	2000
420	600	600
420	1000	1000
420	1400	1400
420	1800	1800
420	2000	2000

ESPECIFICACION
Bomba Kobe tipo B

Bomba y motor de movimiento simple

Descripción o Capacidad de la bomba	Relación P/E	Desplazamiento			Máxima Vel. (SPM)
		Gasto total	bl / día x SPM		
			motor	bomba	
2 x 1 $\frac{1}{8}$ - 1 $\frac{3}{8}$700	381	4.54	3.15	121
2 x 1 $\frac{3}{8}$ - 1 $\frac{7}{8}$	1.000	544	4.54	4.50	121
2 $\frac{1}{2}$ x 1 $\frac{3}{4}$ - 1 $\frac{1}{2}$685	744	10.96	7.44	100
2 $\frac{1}{2}$ x 1 $\frac{3}{4}$ - 1 $\frac{3}{4}$	1.000	1088	10.96	10.86	100
3 x 2 $\frac{1}{8}$ - 1 $\frac{1}{8}$740	1388	21.75	15.96	87
3 x 2 $\frac{1}{8}$ - 2 $\frac{1}{8}$	1.000	1874	21.75	21.55	87

Fig. 3 B (1)

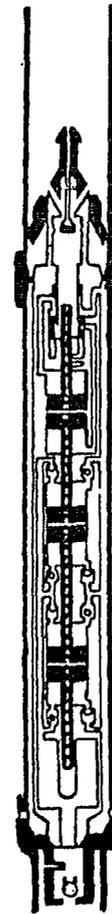


ESPECIFICACION
Bomba Kobe Tipo B

Bomba y motor de movimiento simple

Descripción o capacidad de la bomba	Relación P E	Desplazamiento			máxima vel (SPM)
		Gasto total	bl/día x SPM		
			motor	bomba	
2 x 1 ¹ / ₁₆ — 1 x 1	1.290	568	3.30	4.20	121
2 x 1 ¹ / ₁₆ — 1 ¹ / ₁₆ x 1	1.647	647	3.30	5.35	121
2 x 1 ¹ / ₁₆ — 1 ¹ / ₁₆ x 1 ¹ / ₁₆	2.000	736	3.30	6.50	121
2 ¹ / ₂ x 1 ¹ / ₁₆ — 1 ¹ / ₁₆ x 1 ¹ / ₁₆	1.400	984	7.13	9.84	100
2 ¹ / ₂ x 1 ¹ / ₁₆ — 1 ¹ / ₁₆ x 1 ¹ / ₁₆	1.701	1195	7.13	11.95	100
2 ¹ / ₂ x 1 ¹ / ₁₆ — 1 ¹ / ₁₆ x 1 ¹ / ₁₆	2.000	1400	7.13	14.00	100
3 x 1 ¹ / ₂ — 1 ¹ / ₂ x 1 ¹ / ₂	.800	972	14.17	11.18	87
3 x 1 ¹ / ₂ — 1 ¹ / ₂ x 1 ¹ / ₂	1.351	1642	14.17	18.98	87
3 x 1 ¹ / ₂ — 1 ¹ / ₂ x 1 ¹ / ₂	1.675	2039	14.17	23.44	87
3 x 1 ¹ / ₂ — 1 ¹ / ₂ x 1 ¹ / ₂	2.000	2436	14.17	28.00	87
4 x 2 ¹ / ₂ — 2 x 1 ¹ / ₂	1.094	2725	32.94	35.40	77
4 x 2 ¹ / ₂ — 2 x 2	1.299	3234	32.94	42.00	77
4 x 2 ¹ / ₂ — 2 ¹ / ₂ x 2	1.650	4119	32.94	53.50	77
4 x 2 ¹ / ₂ — 2 ¹ / ₂ x 2 ¹ / ₂	2.000	5005	32.94	65.00	77

Fig. 3 B (2)



ESPECIFICACION
Bomba Kobe Tipo B

Bomba y motor de movimiento simple

Descripción o capacidad de la bomba	Relación P E	Desplazamiento			máxima vel (SPM)
		Gasto total	bl/día x SPM		
			motor	bomba	
2 x 1 $\frac{1}{2}$ —1 $\frac{3}{4}$ x 1 $\frac{1}{2}$	1.380	751	4.54	6.21	121
2 x 1 $\frac{1}{2}$ —1 $\frac{1}{2}$ x 1 $\frac{1}{2}$	1.680	913	4.54	7.55	121
2 x 1 $\frac{1}{2}$ —1 $\frac{3}{4}$ x 1 $\frac{1}{2}$	1.980	1076	4.54	8.90	121
2 $\frac{1}{2}$ x 1 $\frac{1}{2}$ —1 $\frac{1}{2}$ x 1 $\frac{1}{2}$	1.336	1452	10.96	14.52	100
2 $\frac{1}{2}$ x 1 $\frac{1}{2}$ —1 $\frac{3}{4}$ x 1 $\frac{1}{2}$	1.652	1794	10.96	17.94	100
2 $\frac{1}{2}$ x 1 $\frac{1}{2}$ —1 $\frac{3}{4}$ x 1 $\frac{3}{4}$	1.957	2136	10.96	21.36	100
3 x 2 $\frac{1}{2}$ —1 $\frac{3}{4}$ x 1 $\frac{1}{2}$	1.454	2726	21.75	31.34	87
3 x 2 $\frac{1}{2}$ —2 $\frac{1}{2}$ x 1 $\frac{1}{2}$	1.714	3213	21.75	36.94	87
3 x 2 $\frac{1}{2}$ —2 $\frac{1}{2}$ x 2 $\frac{1}{2}$	1.974	3700	21.75	42.53	87

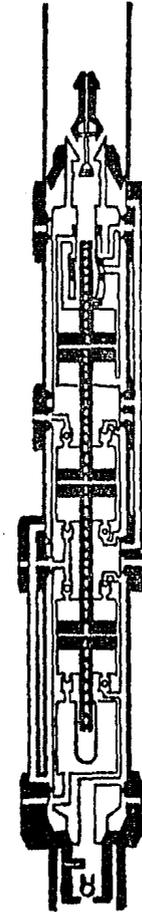


Fig. 3 B (3)