

2ef, 38



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**PRODUCCION DE POZOS PETROLEROS**

**T E S I S**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

**INGENIERO PETROLERO**

**P R E S E N T A :**

**ANDRES TAFOLLA HERNANDEZ**

DIRECTOR DE TESIS:

**M. I. JOSE A. GOMEZ CABRERA**

**MEXICO, D. F.,**

**1987**



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

INTRODUCCION	PAGINA
<b>CAPITULO 1. EXPLOTACION DE POZOS FLUYENTES</b>	<b>1</b>
1.1 Comportamiento de afluencia	10
1.2 Comportamiento de flujo multifásico vertical.	45
1.3 Comportamiento de flujo multifásico horizontal.	65
1.4 Comportamiento de flujo a través de estranguladores.	75
<b>CAPITULO 2. EXPLOTACION DE POZOS POR EL SISTEMA DE BOMBEO NEUMATICO (BN)</b>	<b>87</b>
2.1 Gradiente de la columna del gas de inyección	91
2.2 Características de las válvulas de BN	98
2.3 Clasificación de las instalaciones de BN	136
2.4 Diseño de instalaciones de BN continuo	140
2.5 Diseño de instalaciones de BN intermitente	170
2.6 Operación de sistemas de BN	217
2.7 Sistemas de compresión	236
<b>CAPITULO 3. BOMBEO HIDRAULICO TIPO PISTON</b>	<b>247</b>
3.1 Generalidades	247
3.2 Principio de operación	248
3.3 Descripción general del Sistema	249
3.4 Sistemas de inyección del fluido motriz	250
3.5 Instalaciones subsuperficiales	252
3.6 Equipo subsuperficial	259
3.7 Equipo superficial	266
3.8 Consideraciones y cálculos de diseño	279
<b>CAPITULO 4. BOMBEO HIDRAULICO TIPO JET ( chorro )</b>	<b>306</b>
4.1 Tipos de bombas jet	307
4.2 Teoría de las bombas jet	307
4.3 Diseño de instalaciones de bombeo hidráulico jet	330
4.4 Bombeo hidráulico jet en un pozo cuando la relación gas-aceite es mayor que cero	353
<b>APENDICE 1A, 1B</b>	
<b>APENDICE 2A, 2B</b>	
<b>APENDICE 3A, 3B</b>	
<b>APENDICE 4A</b>	

## INTRODUCCION:

La extracción de los hidrocarburos en la Industria Petrolera ya sea por energía propia del Yacimiento o por el auxilio de Sistemas artificiales de Producción, es una tarea preocupante para los Ingenieros petroleros dedicados a esta disciplina.

Con el incremento de los costos de energía, la Selección del Sistema artificial es de vital importancia, ya que se optimizará el sistema que presente máxima eficiencia de bombeo y menores costos de instalación y mantenimiento.

En estos apuntes se contempla el análisis de la explotación de los pozos fluyentes, del bombeo neumático y el bombeo hidráulico como sistemas artificiales de producción.

En cada uno de los capítulos se incluyen los conceptos básicos, el diseño y algunos ejemplos que dan una mejor comprensión de cada tema.



## C A P I T U L O 1.

### 1.- EXPLOTACION DE POZOS FLUYENTES

Una definición práctica, desde el punto de vista de producción, de un pozo fluyente, se puede considerar aquel que es capaz de vencer las caídas de presión a través del medio poroso, tuberías vertical y descarga, estrangulador y el separador, con la energía propia del yacimiento.

Antes de instalar un sistema artificial de producción, es necesario tener un minucioso conocimiento del pozo fluyente. Se utilizan correlaciones de flujo multifásico para predecir el momento en que el pozo dejará de fluir, selección del diámetro de la tubería para un nuevo pozo, determinación de presiones de fondo fluyendo, índices de productividad, etc. Aquí se mostrará cómo los elementos superficiales, incluyendo la longitud y diámetro de la tubería afectan al pozo fluyente. Serán resueltos cierto número de ejemplos; combinando las correlaciones de flujo multifásico horizontal y vertical, y pozos con estrangulador superficial.

Algunos factores deben ser considerados simultáneamente para determinar el gasto de producción y/o diagnosticar apropiadamente un pozo fluyente. Estos son:

- Comportamiento de flujo en el yacimiento
- Comportamiento de flujo vertical
- El sistema superficial
- Elementos superficiales
- Elementos subsuperficiales

Todos estos términos son conectados en una trayectoria común. Juntos, ellos gobiernan el flujo de aceite, gas y agua desde el yacimiento hasta los elementos superficiales.

También se consideran los elementos existentes en el campo para proporcionar la continuidad necesaria al sistema y los medios para ejercer el control sobre cada uno de ellos. Fonseca aportó la siguiente discusión:

- 1.- Entre el yacimiento y el pozo de aceite, se tiene el -- equipo subsuperficial, el cual consiste de tuberías de revestimiento, tuberías de producción, empacadores, dispositivos de seguridad, estranguladores de fondo, válvulas, nipples de asiento, conexiones, etc. Todo este equipo y la manera en la cual es instalado en el pozo se define como estado mecánico del pozo, y es diseñado con una variedad de métodos para proporcionar una comunicación adecuada entre el yacimiento y el pozo; y para permitir un control efectivo sobre la formación productora, incluyendo la posibilidad de una reparación especial, estimulación y operaciones de terminación para tratar -

de evitar problemas de producción.

- 2.- Entre el pozo de aceite y las líneas del sistema de flujo, se tiene el equipo superficial para controlar el pozo, incluyendo los elementos de seguridad y elementos para permitir operaciones especiales relacionados con el comportamiento del pozo productor. Para este propósito, el principal componente de este sistema es el estrangulador, que permite el control de la presión en la superficie (T.P. y T.R.) y el fondo del pozo.
- 3.- Entre las líneas de flujo y los elementos superficiales, se tiene equipo para permitir la separación de las diferentes fases (gas, aceite y agua).

La Fig. 1.1. es un esquema de los cuatro términos bajo consideración, la trayectoria usada para conectarlos y la indicación de los tipos de flujo a considerar cuando se estudia el sistema integral.

Después de los separadores, desde que las fases se separaron, se presentan solamente problemas de flujo en una sola fase, los cuales son fáciles de resolver. Aquí solamente es necesario considerar el flujo hasta el separador porque es la última restricción posible al flujo que afecta el comportamiento del pozo.

Aunque todos los problemas no son resueltos todavía satisfactoriamente, desde un punto de vista práctico, un buen ingeniero de producción recurre a bastante información y conocimiento disponible para determinar con mayor eficiencia el comportamiento del pozo fluyente; sin embargo, no se han hecho intentos todavía para usar toda la información disponible y tomar ventaja de esto en los estudios del comportamiento del pozo.

Este capítulo mostrará como seleccionar y usar toda la información disponible. Esto fue contemplado por el hecho de que no se puede perseguir un comportamiento perfecto del pozo si no se estudia el sistema integral como una unidad. Un cambio en un factor afecta a los demás, muchas veces en mayor grado del que se cree.

Por ejemplo, el simple hecho de cambiar el diámetro del estrangulador superficial en un pozo fluyente puede causar la muerte de éste, dando como resultado una pérdida económica, tanto en la pérdida de producción y el costo para inducir al pozo otra vez.

Analizando un pozo, los problemas son fácilmente detectados y resueltos cuando ocurren en la superficie. Los problemas subsuperficiales por otro lado, son difíciles de detec

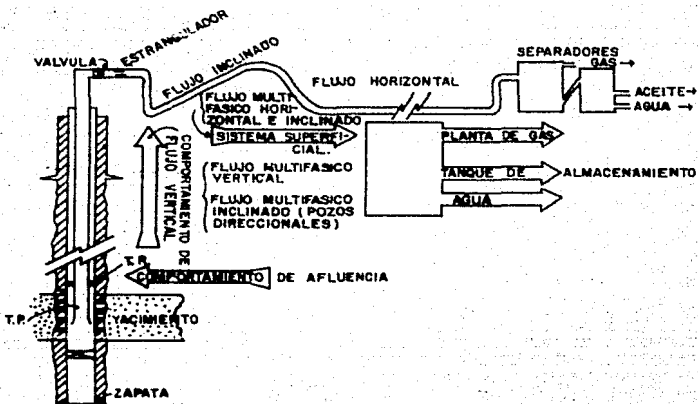


FIG.1.1 SISTEMA DE FLUJO INTEGRAL

tar y analizar y pueden conducir a conclusiones falsas en el diagnóstico del pozo.

Antes de intentar cualquier modificación para llegar a una solución, para alteraciones imprevistas en el comportamiento del pozo, se recomienda una investigación minuciosa de las condiciones mecánicas.

La investigación de las condiciones mecánicas del pozo empezaría con el procedimiento de terminación del pozo. Haciendo ésto, se puede esperar la efectividad del trabajo de cementación, que puede causar intercomunicación entre las formaciones geológicamente aisladas. Las condiciones del pozo antes de que la T.R. sea cementada pueden proporcionar datos para el diagnóstico del pozo, se tendrá que analizar el registro de calibración y otros registros que fueron corridos en agujero descubierto y con T.R. También la naturaleza de los fluidos utilizados en la perforación y terminación de los pozos serían considerados.

Fugas en la T.R., T.P., empacadores y conexiones deben ser detectados como posibles causas del problema. Algunas veces es fácil inspeccionar anomalías en el pozo basados en estas posibilidades. Así si un pozo profundo empieza a producir agua y se espera una fuga en la T.R. cerca de la superficie, la simple determinación de la salinidad del agua puede ahorrar gastos, dificultades y análisis complicados.

Si el comportamiento del pozo es observado estrictamente, cualquier anomalía puede ser detectada inmediatamente, y la combinación de los datos de comportamiento del pozo y el conocimiento de las condiciones mecánicas son suficientes para diagnosticar problemas mayores de producción.

El flujo a través de los disparos representa un estudio aparte. El flujo a través de varios dispositivos y métodos de control de arena también tienen un efecto en la capacidad del pozo.

La trayectoria de flujo multifásico de aceite y gas desde el yacimiento hasta los tanques de almacenamiento se ilustra en la Fig. 1.1, y está dividido en tres etapas; flujo en el yacimiento, flujo vertical y flujo horizontal.

- (1)  $\Delta P_1$  - flujo a través del medio poroso (comportamiento de flujo en el yacimiento).  $\Delta P_1$  variará de 10 a 50% de la pérdida de presión total.
- (2)  $\Delta P_2$  - flujo multifásico desde el fondo del pozo hasta la superficie.  $\Delta P_2$  variará de 30 a 80% de la pérdida de presión total.

- (3)  $\Delta p_3$  - flujo multifásico desde la cabeza del pozo hasta los tanques de almacenamiento (comportamiento de flujo superficial).  $\Delta p_3$  variará de 5 a 30% de la pérdida de presión total, y en particular si se tiene o no necesidad de que el pozo sea estrangulado.

Las etapas 2 y 3 requieren su propia correlación de flujo multifásico para determinar  $\Delta p_2$  y  $\Delta p_3$ . Estos  $\Delta p_s$  son mostradas gráficamente en la Fig. 1.2. Este tipo de gráfica puede ser trabajo de escritorio del ingeniero en la determinación del comportamiento del pozo fluyente. Primeramente se grafica la curva de comportamiento de flujo en el yacimiento como se muestra en la Fig. 1.2. Esta curva indica el flujo bifásico en el medio poroso. El siguiente procedimiento ayudará a entender esta gráfica:

- (1) Graficar la curva de comportamiento de flujo en el yacimiento.
- (2) A partir de la profundidad del pozo, R, y diámetro de - TP encontrar los valores de presión en la cabeza del pozo correspondiente a diferentes gastos y graficar.
- (3) Graficar la curva de comportamiento del estrangulador. Algunas de estas pueden ser graficadas o seleccionadas para el gasto deseado.
- (4) Dibujar una línea vertical en el gasto deseado. Esta será la condición de equilibrio para el pozo, dando el  $q_o$ ,  $P_{wf}$ ,  $P_{wh}$  y diámetro de estrangulador necesario.

Existen muchas formas en las cuales las correlaciones y los efectos de cambios de los parámetros pueden ser mostrados. Una de estas ha sido descrita en la Fig. 1.2. Otra es el diagrama de presión y profundidad de la Fig. 1.3. En este diagrama se observa  $\Delta P_1$  (pérdida de presión en el medio poroso) y  $\Delta P_2$  (pérdida de presión en el flujo vertical). Las pérdidas en los elementos superficiales son ( $P_{wh}-P_{sep}$ ) y finalmente  $P_{sep}-O$  hasta el tanque de almacenamiento.

Un tercer diagrama se muestra en la Fig. 1.4 la cual es el diagrama de gasto para un flujo sin restricciones. Se puede utilizar este tipo de diagrama para ilustrar o estudiar los efectos de cambios en la R, presión en el yacimiento, e índice de productividad. Esto hace suponer una  $P_{wh}$  constante y sin restricciones en la superficie. La curva de comportamiento de flujo vertical representa la  $P_{wf}$  para varios gastos. La condición de equilibrio se muestra por la intersección de las dos curvas.

La curva de comportamiento de flujo vertical puede ser empleada para incluir el comportamiento de flujo en la super

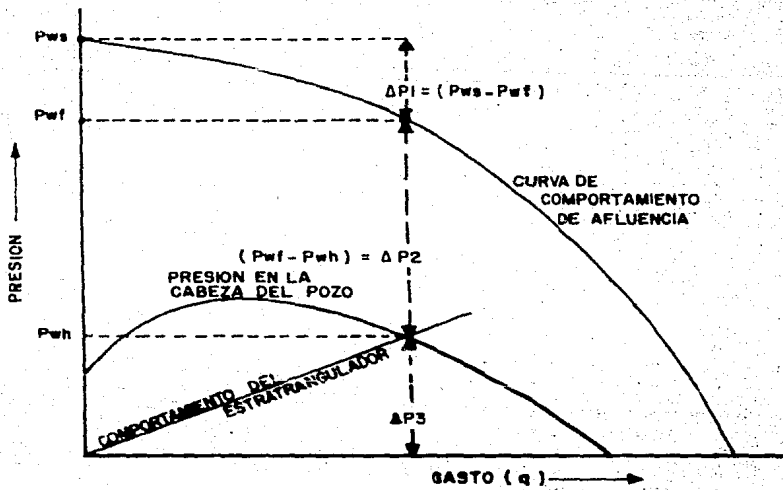


FIG.1.2 DIAGRAMA DE PRESION VS GASTO

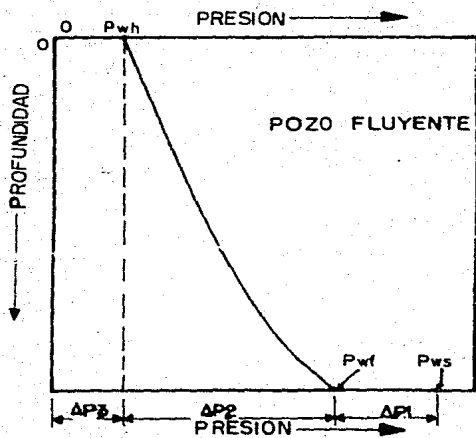


FIG. 1.3 DIAGRAMA DE PRESION V.S PROFUNDIDAD

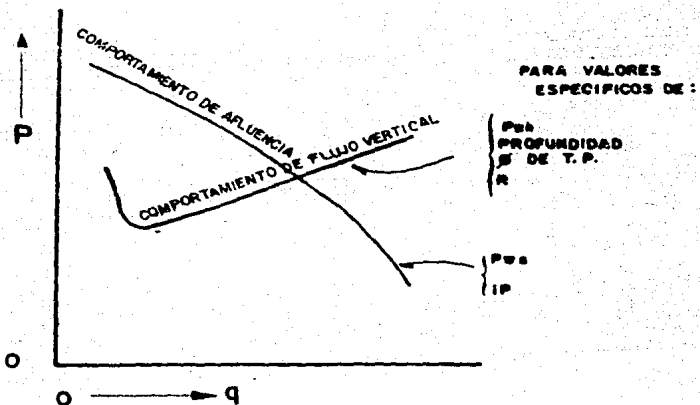


FIG. 1.4 DIAGRAMA DE GASTO V.S PRESION

ficie, y así el comportamiento de flujo multifásico completo puede ser mostrado en la Fig. 1.4, esto es, desde el fondo del pozo hasta el separador.

Gilbert elaboró un modelo tridimensional (Fig. 15) el cual muestra la influencia del gasto y R sobre la Pwf. Esta familia de curvas es para un diámetro de T.P., profundidad y presión en la cabeza del pozo. Analizando la Fig. 1.5 se observan las curvas 1 y 2. La curva No. 1 muestra que si la R disminuye, el gasto para una presión mínima aumenta.

La siguiente tabla, tomada de la Fig. 15 muestra lo anterior:

R (pie <sup>3</sup> /bl)	q <sub>o</sub> (bl/dfa)	Pwf (lb/pg <sup>2</sup> ) valor bajo
3000	200	300
800	700	900
400	1000	

La curva No. 2 muestra que para cualquier gasto constante existe una R la cual requiere una Pwf mínima. Por ejemplo, 800 bl/día tiene una Pwf mínima cuando la R es aproximadamente de 2000/1.



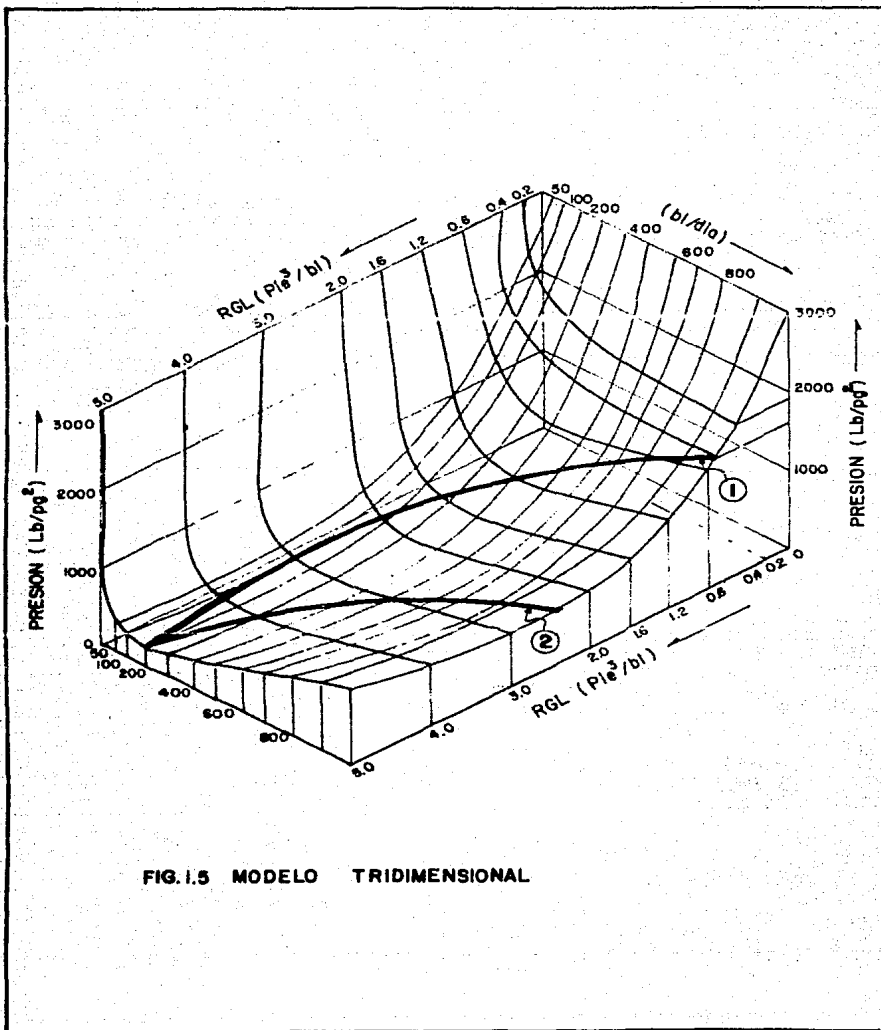


FIG.1.5 MODELO TRIDIMENSIONAL

## 1.1. COMPORTAMIENTO DE AFLUENCIA AL POZO

Son muchos los factores que pueden afectar la historia de producción de un pozo. En este capítulo se analizan y discuten los factores que gobiernan el flujo de los fluidos desde la formación hasta el pozo. El análisis está basado en dos procedimientos que permiten evaluar el comportamiento de la formación, que son: el índice de productividad y la ecuación de Darcy. Aunque estos procedimientos están interrelacionados, la variación de la presión sobre una región de la formación drenada por un pozo en particular, hace necesario el uso de parámetros independientes, para así lograr una evaluación más fácil del fenómeno aludido.

La permeabilidad relativa es un concepto básico de la Ingeniería de Yacimientos, se encuentra en ecuaciones empíricas, que permiten realizar la descripción matemática del flujo multifásico de fluidos en el medio poroso. Es por tanto, dato esencial para los simuladores matemáticos de procesos de flujo multifásico de fluidos en yacimientos de aceite y gas.

El comportamiento de flujo del yacimiento al pozo es fácil de relacionar con el gasto total del pozo para una cierta etapa de la historia de producción. Además es necesario establecer su relación con la producción acumulada total tomada de dicho pozo y de la formación productora. El comportamiento de flujo indicará la respuesta de la formación a un abatimiento de presión en el pozo productor.

Es por eso que un buen entendimiento de los conceptos, interrelaciones y factores que determinan el comportamiento del flujo en el medio poroso, es primordial para usar apropiadamente los simuladores, métodos o técnicas que se empleen para obtener el comportamiento presente y futuro de un yacimiento. Es obvio que el manejo de información confiable es fundamental para la adquisición de resultados confiables.

El comportamiento de flujo del yacimiento al pozo representa la capacidad que tiene un yacimiento para aportar fluidos. Gráficas típicas se muestran en la Fig. 1.6, donde se observa que las formas de las curvas pueden ser muy diferentes. La capacidad para aportar fluidos depende en gran medida del tipo de yacimiento, del mecanismo de empuje y de variables tales como la presión, permeabilidad, etc. Puede notarse que la curva A, en la Fig. 1.6, es una línea recta, normalmente esto es cierto solamente para presiones de fondo fluyendo arriba de la presión de burbujeo, la pendiente de esta recta es constante y entonces se tiene un índice de productividad lineal ( $J=IP$ ). Sin embargo, cuando existe una curvatura la pendiente varía conforme varía el abatimiento de presión.

Se considera entonces un comportamiento no lineal, al que se denomina IPR. El IPR y el IP no son equivalentes, el IPR es un término que relaciona la presión y el gasto, y el IP es la primera diferencial del IPR en el caso especial cuando el IPR es una línea recta; es decir, la curvatura se aproxima a la línea recta, ( $P_{wf} > P_b$ ).

### 1.1.1.- FLUJO RADIAL DE LIQUIDO.

Suponiendo un pozo que está produciendo líquido a un gasto  $q$  (condiciones superficiales, de donde  $q_{Bo}$  condiciones de yacimiento), de un yacimiento horizontal, homogéneo, con un espesor neto  $h$  y extensión areal infinita. Asimismo que las condiciones de flujo no cambian con el tiempo, es decir, se tiene flujo en estado estacionario. Para tales circunstancias y con la suposición de que el líquido producido tiene una compresibilidad baja, y constante, es entonces posible obtener una ecuación que relacione la presión de la formación, en un punto en particular, a una distancia desde el pozo con el gasto de producción.

Considerando un radio de pozo,  $r_w$  y que la presión en la cara de la formación sea  $P_{wf}$ . Si la viscosidad del líquido es  $\mu_o$ , de donde, la presión  $p$  en la formación a un radio  $r$ , medido desde el centro del pozo es aproximadamente:

$$P @ r = P_{wf} + \frac{q}{0.007082} \frac{B_o \mu_o}{k_o h} \ln \left( \frac{r}{r_w} \right) \dots \quad (1.1)$$

La ecuación 1.1, es evidentemente incongruente para valores de  $r$  grandes, dado que implica que  $p$  viene a ser tan grande como los incrementos de  $r$ , mientras que en la práctica tiende a la presión estática del yacimiento,  $P_{ws}$ . Si se hace  $r$  igual a valor de  $r_e$ , la ecuación proporciona el valor de  $P_{ws}$ ; entonces es claro que la ecuación proporciona una aproximación razonablemente buena para la distribución de presiones para valores de  $r$  menores que  $r_e$ . El valor de  $r_e$  es llamado radio de drene del pozo, evidentemente no tiene un significado físico para un pozo en un yacimiento infinito.

### 1.1.2.- INDICE DE PRODUCTIVIDAD - ABATIMIENTO DE PRESION.

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".

$$\text{Abatimiento de presión} = P_{ws} - P_{wf} \dots \quad (1.2)$$

Al evaluar la productividad de un pozo de aceite, es común suponer que el flujo hacia el mismo es directamente proporcional a la diferencia de presiones entre el yacimiento y el fondo del pozo. A la constante de proporcionalidad se le denomina índice de productividad (J), por lo tanto:

$$q = J (P_{ws} - P_{wf}) \dots \quad (1.3)$$

o sea

$$J = \frac{q}{P_{ws} - P_{wf}} \dots \quad (1.4)$$

donde el índice de productividad (J o IP) de un pozo es igual al gasto de producción de líquidos por unidad de abatimiento de presión.

A menos que se indique de otra forma, el índice de productividad está basado en la producción bruta de líquido, (aceite y agua):

$$q = q_o + q_w \dots \quad (1.5)$$

El índice de productividad específico,  $J_s$ , es la relación entre la producción en bruto con el abatimiento y relacionado además con el espesor neto del yacimiento.

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

Ahora bien, empleando la ecuación de Darcy, para un yacimiento homogéneo, horizontal, uniforme, con una producción bruta de líquido de una compresibilidad pequeña, se tiene:

$$J = \frac{q_o + q_w}{(P_{ws} - P_{wf})} = \frac{7.08 h}{\ln (re/rw)} \left( \frac{K_o}{B_o \mu_o} + \frac{K_w}{B_w \mu_w} \right) \quad (1.7)$$

y

$$J_s = \frac{7.08}{\ln (re/rw)} \left( \frac{K_o}{B_o \mu_o} + \frac{K_w}{B_w \mu_w} \right) \dots \quad (1.8)$$

Un valor más real del índice de productividad puede ser obtenido mediante la ecuación sugerida por Odeh, la cual es como sigue:

$$J = \frac{7.08 \times 10^{-3}}{(\ln re/rw - 0.75S^2 + Dq)} \left( \frac{K_o}{B_o \mu_o} + \frac{K_w}{B_w \mu_w} \right) \dots \quad (1.9)$$

Donde:

S" - Es el factor total de daño a la formación, el cual -- puede ser determinado mediante pruebas de presión en los pozos.

Dq - Es el término por flujo turbulento. Este es generalmente despreciado cuando se está produciendo a gastos bajos y para formaciones de baja permeabilidad. Un buen procedimiento para ver la influencia de este término, es comprobar su valor al gasto máximo de producción,  $pwf=0$ , si éste es pequeño, puede entonces ser despreciado. Jones, Blount y Glaze encontraron que la ecuación 1.9, puede ser escrita en la siguiente forma para así tomar en cuenta el término de flujo turbulento:

$$Pws - Pwf = Cq + Dq^2 \dots \dots \dots (1.10)$$

Donde:

$$C = \frac{q_o B_o \ln (0.472 \frac{r_e}{r_w}) + S}{1.127 \times 10^{-3} (2\pi Kh)} \dots \dots \dots (1.11)$$

El valor de D puede ser obtenido con la siguiente ecuación:

$$D = \frac{9.08 \times 10^{-3} B_o^2 \beta}{4^2 hp^2 r_w} \dots \dots \dots (1.12)$$

Donde:

D - Coeficiente de flujo turbulento

$\beta$  - Coeficiente de velocidad de flujo turbulento, el cual puede ser calculado con la siguiente ecuación:

$$\beta = \frac{2.33 \times 10^{10}}{k^{1.201}} \dots \dots \dots (1.13)$$

Cabe mencionar que D es una función de la permeabilidad y de la longitud del intervalo perforado, y tomará en cuenta el efecto de turbulencia para el flujo monofásico de líquido, no siendo así para el flujo bifásico, además de que el producto Dq tendrá un valor pequeño para gastos bajos. Una solución práctica de campo del problema se logra mediante la elaboración de una gráfica como la de la Fig.1.7, necesitando para ello la realización de una prueba de presión.

Para la estimación del índice de productividad, cuando

do la información es limitada, puede emplearse la siguiente aproximación:

Sea el gasto de aceite definido mediante la ley de --  
Darcy:

$$q_o = - \frac{7.08 \times 10^{-3}}{\mu_o B_o} \frac{k_o h (P_{ws} - P_{wf})}{(\ln r_e/r_w - 3/4 + S)} \dots \quad (1.4)$$

Suponiendo que:

$$\ln r_e/r_w - 3/4 + S = 7.08 \dots \quad (1.15)$$

De lo cual:

$$q_o \cong \frac{1 \times 10^{-3}}{\mu_o B_o} k_o h \Delta P \dots \quad (1.16)$$

o bien

$$J = \frac{1 \times 10^{-3}}{\mu_o B_o} k_o h \dots \quad (1.17)$$

Por otra parte, Lewis, Horner y Stekoll encontraron -  
que el índice de productividad puede ser relacionado por me-  
dio de la siguiente ecuación:

$$J = 5.9 \times 10^{-4} \frac{k_o h}{\mu_o B_o} \dots \quad (1.18)$$

### 1.1.3. RELACIONES DE COMPORTAMIENTO DE FLUJO DEL YACIMIENTO AL POZO.

Es práctica común evaluar el J durante las primeras -  
etapas productivas de un pozo y continuar usando este valor  
en etapas posteriores de explotación del mismo. Esto puede -  
efectuarse con cierta precisión en pozos cuyo yacimiento esté  
sometido a empuje hidráulico, siempre y cuando la presión de  
fondo fluyendo sea mayor a la de burbujeo. Sin embargo se  
puede incurrir en un error en pozos cuyo yacimiento esté su-  
jeto a empuje por gas disuelto, y que se encuentre por abajo  
de la presión de burbujeo. Para un yacimiento con empuje hi-  
dráulico muy activo, en el cual la presión permanece por en-  
cima de la presión de burbujeo, el J será constante. Para un  
yacimiento con empuje por gas en solución, en el cual la Pwf  
sea menor que la Pb, el J cambiará en función de la recupera-  
ción acumulada.

Suponiendo que el índice de productividad de un pozo  
es constante e independiente del gasto de producción,

$$P_{wf} = P_{ws} - q/J \quad . . . \quad (1.19)$$

Dado que J se ha supuesto constante, para un instante en particular en la vida del pozo y  $P_{ws}$  es constante, por lo tanto la ecuación 1.19 es la de una línea recta.

Cuando q es igual a cero,  $P_{wf}$  es igual a  $P_{ws}$ , por otra parte cuando  $P_{wf}$  es igual a cero, q es igual a  $J P_{ws}$ , resulta interesante entonces observar la Fig. 1.8, en donde el ángulo  $\theta$  que la recta forma con el eje de presión es tal que:

$$\tan \theta = OB/OA = J \frac{P_{ws}}{P_{ws}} = J = IP \quad . . . \quad (1.20)$$

Donde el valor del gasto, q, en el punto R es  $J P_{ws}$  que se denomina "potencial del pozo" y normalmente se denota como  $q'$ . Se debe enfatizar, sin embargo, que la Fig. 1.8 se refiere al comportamiento de la formación, esto es, la reacción o respuesta de la formación al abatimiento de presión que se presenta en el pozo. Es entonces claro que el potencial del pozo es en realidad el potencial de la formación, es decir, el gas to máximo que la formación es capaz de aportar al pozo, y que ocurre cuando la presión de fondo fluyendo sea igual a cero.

Cuando  $P_{wf}$  es menor que  $P_b$ , el índice de productividad para cualquier gasto de producción es definido como el ritmo del cambio del gasto de producción con el abatimiento, es decir, el comportamiento de una curva definida como:

$$J = IPR = \tan \theta = - dq/dP_{wf} \quad . . . \quad (1.21)$$

La dirección de la curvatura de AB es generalmente como se muestra en la Fig. 1.9, la cual indica un decremento del índice de productividad conforme el gasto se incrementa, lo cual explica el signo negativo de la ecuación 1.21.

El término de índice de productividad no constante -- (IPR) fue sugerido por Gilbert en el año de 1954, mientras que el término mismo de índice de productividad lineal (IP) fue originalmente introducido por Muskat en 1942.

#### 1.1.4. 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 -

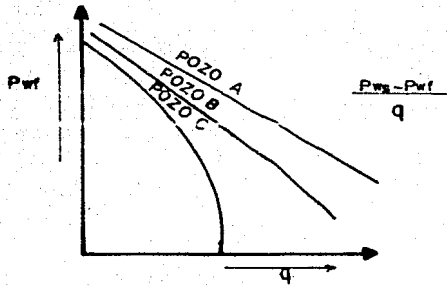


FIG. 1.6 CURVAS TÍPICAS DE FLUJO DEL YACIMIENTO AL POZO.

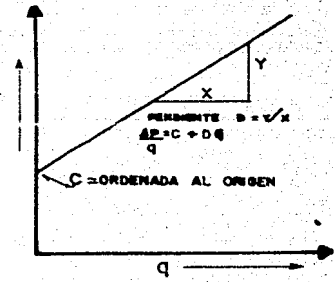


FIG. 1.7 GRÁFICA TÍPICA DE LA ECUACION DE JONES, BLOUNT Y GLAZE.

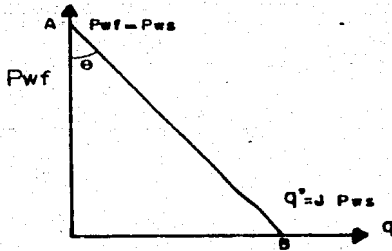


FIG. 1.8 ÍNDICE DE PRODUCTIVIDAD CONSTANTE.

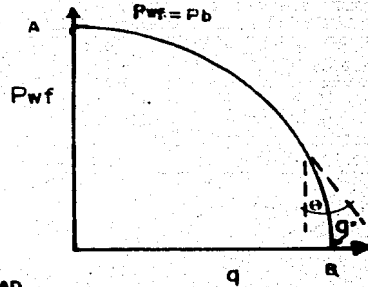


FIG. 1.9 CURVA DE IPR.



presión) en una formación productora ocurre en la vecindad - del pozo, Fig. 1.10.

Suponiendo que  $P_{wf}$  es mayor 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, originando se la liberación del gas disuelto en el aceite. Al aumentar la saturación de gas libre en la vecindad del pozo, aumenta la permeabilidad relativa al gas ( $K_{rg}$ ) y disminuye la permeabilidad relativa al aceite; (Fig. 1.10). 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,  $K_g$ ).

#### 1.1.5. VARIACIONES DEL INDICE DE PRODUCTIVIDAD CON LA PRODUCCION ACUMULADA.

En un yacimiento con gas en solución 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 y el índice de productividad disminuye, (Fig. 1.12).

#### 1.1.6. METODOS PARA LA OBTENCION DE LA CURVA DE COMPORTAMIENTO DE FLUJO DEL YACIMIENTO AL POZO.

A continuación se presentan dos métodos para la obtención de las curvas de comportamiento de flujo del yacimiento al pozo, siendo éstos: a) El método de Vogel, que permite la obtención de las curvas de IPR para los pozos, sin considerar aquellos que están dañados o estimulados; b) el método de Standing, que es una extensión del trabajo de Vogel, pero donde se hace la consideración del llamado factor de eficiencia de flujo, tomando en cuenta con ello el daño o estimulación al pozo.

##### 1.1.6.1. Método de Vogel.

J.V. Vogel presentó en 1968 una solución al problema de la determinación de la curva de comportamiento de flujo al pozo, para un yacimiento con empuje por gas disuelto fluyendo por abajo de su presión de saturación.

Vogel utilizó un programa de cómputo que fue desarrollado tomando como base la aproximación de Weller para yacimientos con empuje por gas disuelto y que a su vez involucra las siguientes suposiciones:

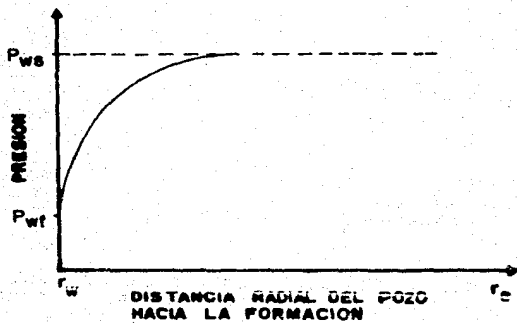


FIG. 1.10 CAIDA DE PRESION EN LA VECINDAD DEL POZO.

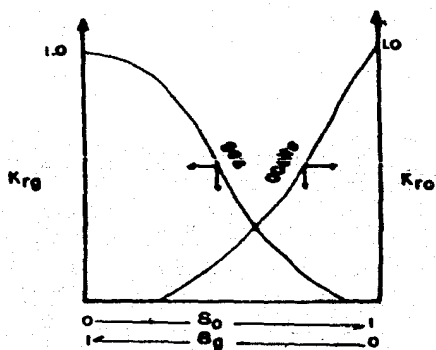


FIG. 1.11 CURVAS DE PERMEABILIDAD RELATIVA EN UN SISTEMA GAS - ACEITE.

- 1.- El yacimiento es circular y totalmente limitado con un pozo penetrándolo completamente en el centro.
- 2.- El medio poroso es uniforme e isotrópico, con una saturación de agua constante.
- 3.- Los efectos de segregación gravitacional son despreciables.
- 4.- No se considera la compresibilidad de la roca, ni la del agua de formación.
- 5.- La composición y el equilibrio entre fases son constantes para aceite y gas.
- 6.- Existe la misma presión en la fase de aceite y en la fase de gas.
- 7.- Existe una condición de estado semiestacionario en la cual el ritmo de desaturación en el yacimiento es el mismo en todos los puntos para un instante dado.

Vogel evaluó curvas de IPR para pozos productores de varios yacimientos ficticios con empuje con gas disuelto, cubriendo un amplio rango de condiciones. Hizo variar las condiciones PVT del aceite, así como diferentes permeabilidades relativas del yacimiento. También analizó el efecto del espaciamiento entre pozos, fracturamientos y restricciones de flujo por daño en la formación.

Investigó además los efectos de parámetros tales como la porosidad, espesor neto de la formación, saturación de agua y permeabilidad absoluta. Se hicieron cálculos para yacimientos inicialmente por encima del punto de burbujeo, pero únicamente para asegurarse que esas condiciones iniciales no causarán un cambio significativo en el comportamiento por abajo de este punto.

Vogel demostró que conforme declina un yacimiento, la productividad de un pozo decrece en primer término por la de presión que sufre el yacimiento y además porque al irse in-crementando la saturación de gas, se origina una mayor resis-tencia al flujo de aceite. Esto ocasiona un deterioro progre-sivo de las curvas de IPR; tal como lo muestra la Fig. 1.13.

En la Fig. 1.14, se muestra el efecto de la viscosidad y de la relación gas/aceite. La curva B corresponde a un crudo con cerca de un medio de la viscosidad del crudo emplean-do para la generación de la curva A, también el crudo de la curva B posee una relación gas/aceite cerca del doble del de

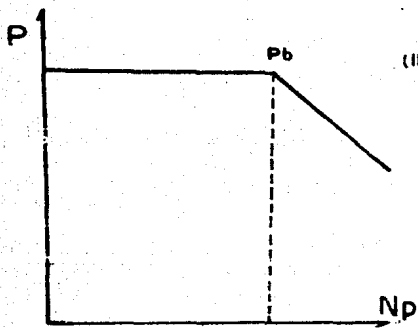


FIG. 1.12 VARIACION DE J CON LA PRODUCCION ACUMULADA.

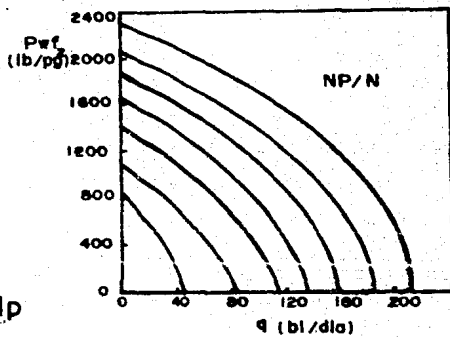


FIG. 1.13 CURVAS DE IPR CALCULADAS POR COMPUTADORA.

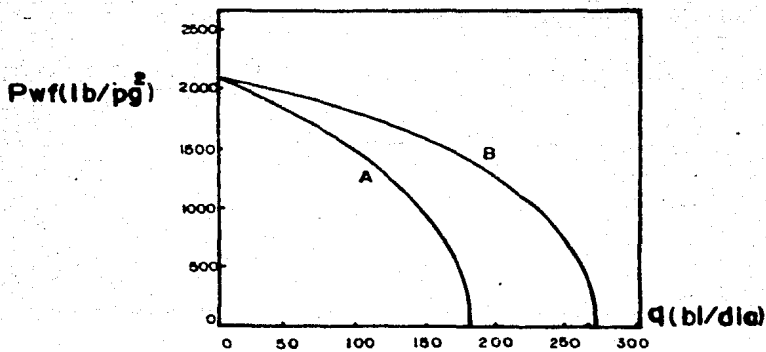


FIG. 1.14 EFECTO DE LAS PROPIEDADES DEL CRUDO SOBRE LAS CURVAS DE IPR.

la curva A.

Para el trazo de las curvas de IPR, como curvas de - IPR adimensionales, la presión para cada punto sobre la curva de IPR esta dividida por la presión de cierre máxima o presión estática del pozo y el gasto correspondiente de producción es dividido entre el gasto máximo de producción, es decir, el gasto que se tendría con un 100% de abatimiento de presión. Una vez hecho esto, las curvas de la Fig. 1.13, pueden ser trazadas de nueva cuenta como se muestra en la Fig. 1.15. Es entonces aparente que con este tipo de construcción, las curvas son muy similares a través de la mayor parte de la vida de producción del yacimiento. También el mismo trazo adimensional de las curvas de la Fig. 1.14, proporcionó curvas de IPR muy similares, como se presenta en la Fig. 1.16. En resumen encontró que los cálculos para 21 yacimientos con diferentes condiciones, mostraban curvas de IPR con una forma generalizada similar. Una excepción fue un pozo con daño, en donde la curva de IPR se aproximaba a una línea recta. Para crudos más viscosos encontró desviaciones significativas; sin embargo la curvatura fue aparente. Como un resultado final del trabajo logró la construcción de una curva de referencia, Fig. 1.17, que es todo lo que se necesita para construir una curva de IPR a partir de una prueba de flujo en un pozo. Esta curva puede ser considerada como una solución general de ecuaciones de flujo para un yacimiento con empuje por gas disuelto, con las constantes para la solución particular para cada yacimiento y para la presión de fondo fluyendo por debajo de la presión de burbujeo. La ecuación de la curva es:

$$\frac{q_0}{(q_0)_{\max.}} = 1 - 0.20 \left( \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) - 0.80 \left( \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right)^2 \dots \quad (1.22)$$

Para comparación, la relación para la ecuación de flujo del yacimiento al pozo en forma de línea recta sería:

$$\frac{q_0}{(q_0)_{\max.}} = 1 - \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \dots \quad (1.23)$$

Para comprobar la utilidad de la curva de referencia, Fig. 1.17, se compararon los resultados obtenidos con ésta con los calculados por la computadora. La curva permitió calcular de una manera más precisa el comportamiento de flujo para los primeros períodos de agotamiento que para períodos posteriores. De tal forma, el porcentaje de error es menor para gastos altos con los primeros períodos de agotamiento, esta comparación puede encontrarse en la Fig. 1.18.

El error máximo que se encuentra en el uso de la curva ocurrirá cuando las pruebas en los pozos se realicen a gastos de producción bajos y abatimientos de presión pequeños, se es

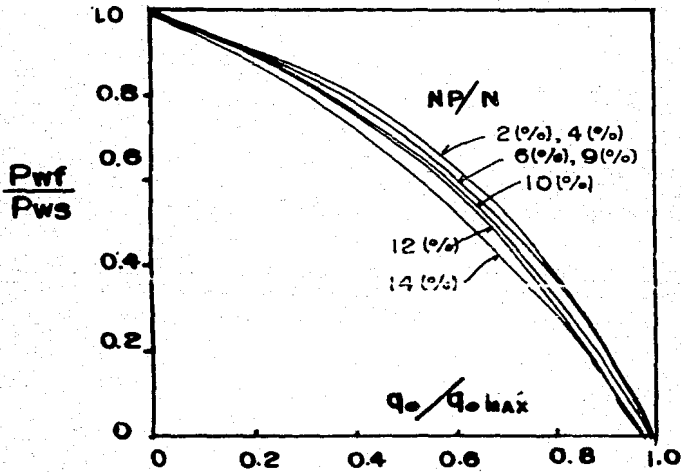


FIG. 1.15 CURVAS ADIMENSIONALES DE IPR.

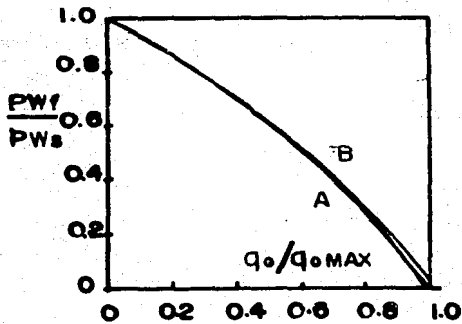


FIG. 1.16 EFECTO DE LAS PROPIEDADES DEL CRUDO SOBRE LAS CURVAS DE IPR.

tablece un error máximo no mayor del 10%.

Vogel, hizo también las siguientes observaciones:

- 1.- Este procedimiento podría ser considerado incorrecto cuando existe otro tipo de empuje diferente al de gas disuelto. Sin embargo, se ha utilizado para otro tipo de mecanismos de empuje e incluso empujes combinados, con buenos resultados.
- 2.- Dado que la curva de referencia es para flujo de dos fases (aceite y gas), podría entonces ser considerada no válida cuando tres fases (aceite, gas y agua) están fluyendo. Pero en contra de ello, se ha notado su buena precisión para flujo de tres fases.
- 3.- La comparación del flujo de una fase de líquido y de una fase de gas se muestra en la Fig. 1.19.
- 4.- Las conclusiones están basadas en la solución por computadora, involucrándose algunas suposiciones de simplificación y, por lo tanto, es necesario realizar comparaciones adicionales con datos de campo, para validar el método.

La curva de referencia, Fig. 1.17, es muy simple de -- utilizar, todo lo que se necesita es una prueba de flujo para la obtención de la Pwf vs  $q_0$  y la presión estática. De la relación de Pwf/pws (ordenada) se puede obtener un valor de  $q_0/q_0 \text{ máx}$ . Una vez que  $(q_0) \text{ máx}$  ha sido determinada, el valor de  $q_0$  para cualquier Pwf puede encontrarse y la construcción de una curva de comportamiento de flujo del yacimiento al punto es entonces posible.

La ecuación 1.22, para la obtención de una Pwf en forma directa, conociendo Pws,  $q_0$  y  $(q_0) \text{ máx}$ , es como sigue:

$$Pwf = 0.125 Pws \left[ -1 + \sqrt{81 - 80 \left( \frac{q_0}{q_0 \text{ máx}} \right)} \right] \dots (1.24)$$

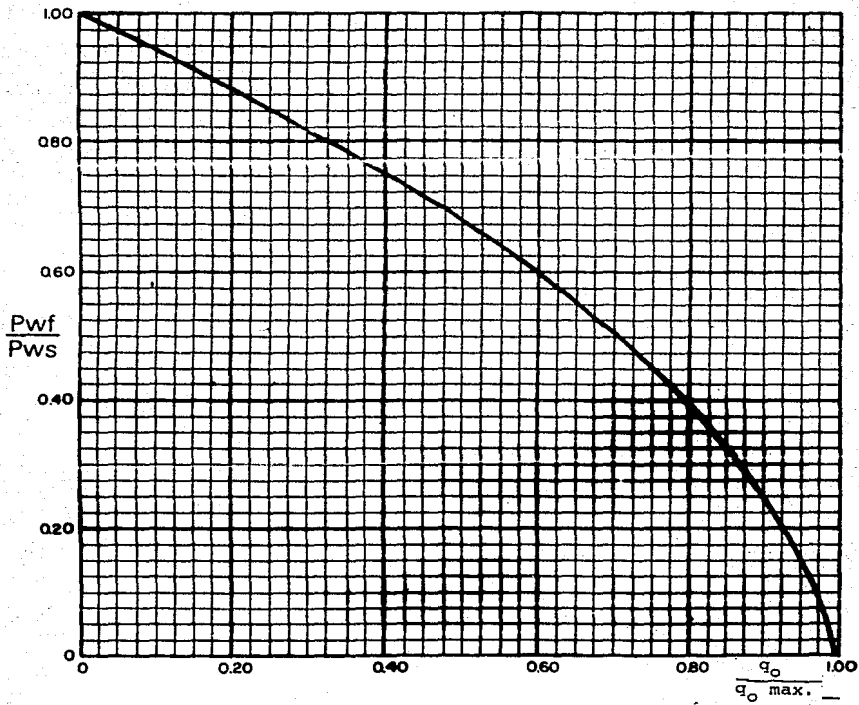
Ejemplo 1:

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

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

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

$$q_0 = 200 \text{ bl/día}$$



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



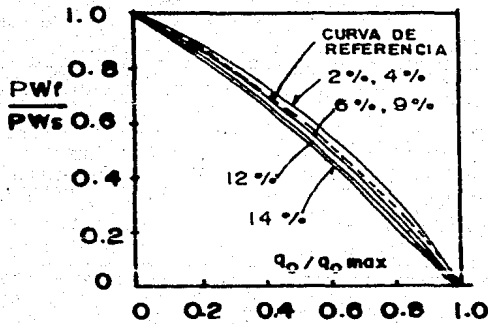


FIG. 1.18 COMPARACION DE LA CURVA DE REFERENCIA CON LA CURVA DE IPR CALCULADA POR COMPUTADORA.

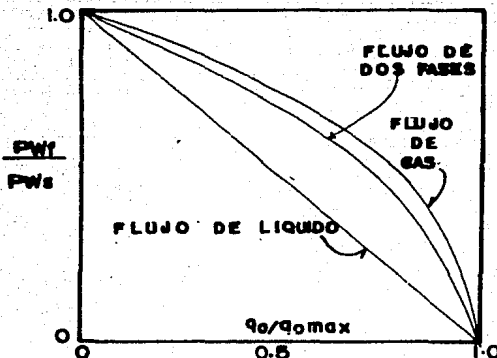


FIG. 1.19 COMPARACION DE CURVAS DE IPR PARA FLUJO DE LIQUIDO, GAS Y FLUJO BIFASICO.

Determinar:

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

Solución:

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

con este valor, en la Fig. 1.17 se obtiene:

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

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

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

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

de la Fig. 1.17 se obtiene:

$$\frac{q_0}{q_0 \text{ máx}} = 0.7$$

$$q_0 = (0.7) (q_0 \text{ máx})$$

$$q_0 = (0.7) (460) = 322 \text{ bl/día}$$

Ejemplo 2:

Trazar la curva de IPR para el pozo del ejemplo anterior - - (Fig. 1.20).

Solución:

Se suponen valores de  $P_{wf}$  y con el auxilio de la curva de Vogel (Fig. 1.17) se obtienen las producciones correspondientes, indicadas en la tabla siguiente:

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

#### 1.1.6.2. Método de Standing.

En su trabajo, Vogel no toma en cuenta que los pozos pudieran estar dañados, es decir, se considera una eficien-

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

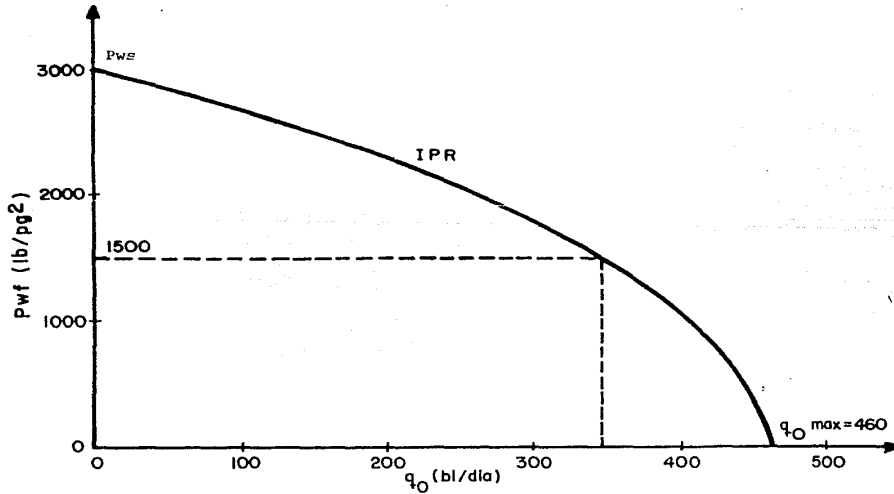


FIG. I.20 CURVA DE IPR DEL POZO DEL EJEMPLO 2.

cia de flujo de 1.00. Standing complementa este trabajo y desarrolla una gráfica con curvas de IPR para eficiencias de flujo diferentes de la unidad; considera pozos dañados y pozos mejorados, Fig. 1.21.

En la Fig. 1.22 se presenta la distribución de las presiones de fondo de un pozo dañado que produce con gas disuelto. El factor de eficiencia de flujo FE se define como:

$$FE = \frac{\text{Abatimiento de presión ideal}}{\text{Abatimiento de presión real}} = \frac{P_{ws} - P_{wf}'}{P_{ws} - P_{wf}} \dots (1.25)$$

donde:  $P_{wf}' = P_{wf} + \Delta P_s \dots (1.26)$

sustituyendo la ecuación 1.26 en 1.25:

$$FE = \frac{P_{ws} - (P_{wf} + \Delta P_s)}{P_{ws} - P_{wf}} \dots (1.27)$$

Siendo ésta la relación de la caída de presión normal a través del sistema a la caída de presión total. Para pozos que drenan un volumen cilíndrico:

$$FE = \ln \frac{0.47 r_e}{r_w} / (\ln \frac{0.47 r_e}{r_w} + S) \dots (1.28)$$

Como se nota en la Fig. 1.22 un pozo no dañado podría fluir a un gasto  $q$  para una presión de fondo fluyendo  $P_{wf}'$ , mientras el pozo dañado debería de fluir a una presión mayor para producir el mismo gasto.

La  $\Delta P_s$  es la diferencia entre  $P_{wf}'$  y  $P_{wf}$ . La Fig. 1.23 muestra la región que representa una resistencia adicional al flujo en las vecindades del pozo. Pueden ser muchos los factores que controlan o causan esta resistencia adicional, incluyendo la invasión de la zona por el filtrado del lodo o por los fluidos de control, hinchamiento de las arcillas y otros. Esta figura puede también representar una región de permeabilidad mejorada, después de un tratamiento de estimulación.

La determinación de la caída de presión,  $\Delta P_s$ , se realiza primeramente con la determinación del factor de daño  $S$ , a partir de pruebas de presión en pozos, como la prueba de incremento de presión presentada en la Fig. 1.24.  $\Delta P_s$  fue de finido por Van Everdingen como:

$$\Delta P_s = \frac{q \mu}{2\pi kh} S \dots (1.29)$$

o bien:

$$\Delta P_s = \frac{141.2 q \mu B}{kh} S \dots (1.30)$$

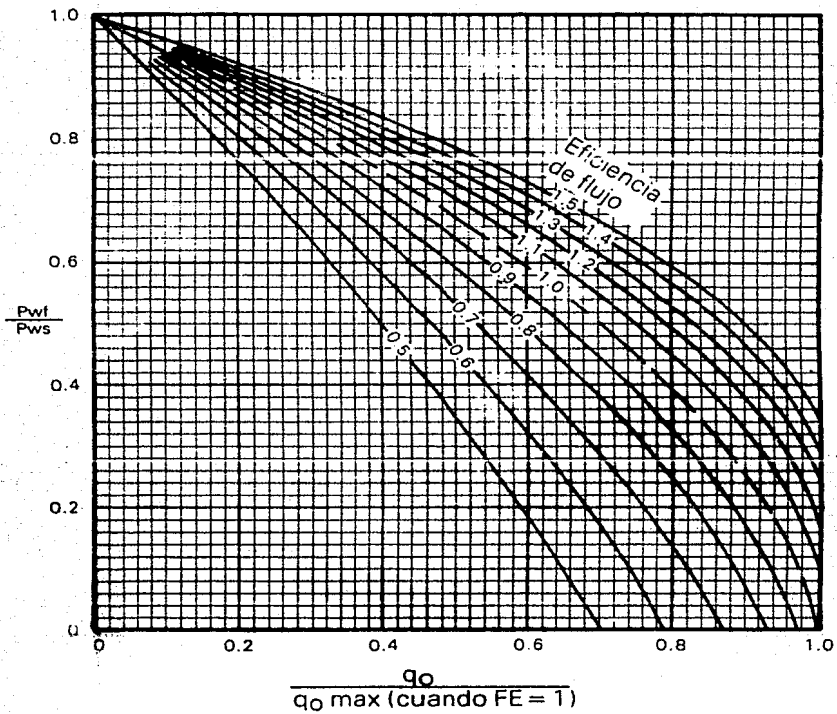


FIGURA 1.21 CURVAS DE IPR PARA POZOS DAÑADOS Y MEJORADOS DE UN YACIMIENTO CON EMPUJE DE GAS DISUELTOS.

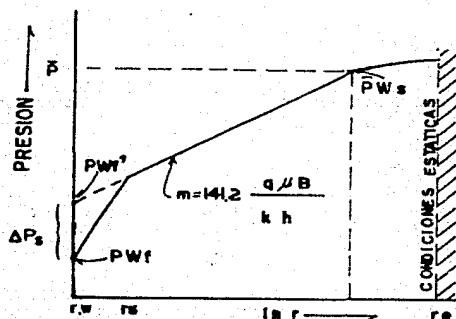


FIG.1.22 PRESIONES DE FONDO EN UN POZO DAÑADO

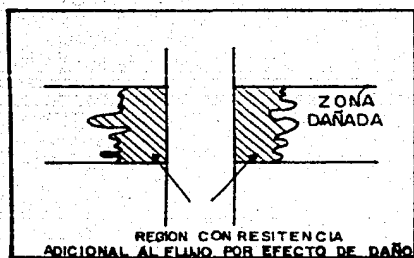


FIG.1.23 EFECTO DE DAÑO A LA FORMACION.

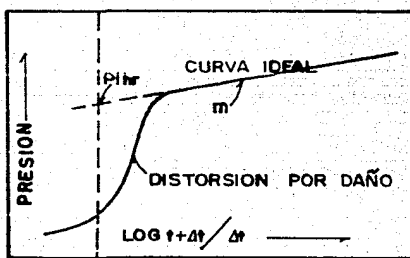


FIG.1.24 METODO PARA DETERMINAR  $\Delta P_s$ .

Donde:

$$-5 < S < \infty$$

El factor de daño puede definirse como:

$$S = \left( \frac{k}{k_s} - 1 \right) \ln \frac{r_s}{r_w} \dots \quad (1.31)$$

Si  $k = k_s$  o  $r_s = r_w$ ,  $s = 0$

$k$  = de la pendiente de la recta semilog. Fig. 1.24

$S$  = con  $P_{1hr}$  (pruebas de presión)

La ecuación estándar para la determinación del factor del daño es:

$$S = 1.1513 \left[ \frac{P_{1hr} - P_{wf}}{m} - \log \frac{1}{\beta \mu C_t r_w^2} + 3.2275 \right] \dots \quad (1.32)$$

Esta es para  $\Delta t$  pequeños

Donde:  $\frac{t + \Delta t}{t} > 1$  y  $P_{ws} = p_{1hr}$

Se puede utilizar otro tiempo que no sea 1 hr, entonces solamente se deberá de cambiar la constante (3.2275); por ejemplo, para  $\Delta t = 10$  hr, la constante deberá ser (3.2275 - Log 10) = 2.2275.

Es importante hacer notar que:

$S = +$  indica daño

$S = 0$  indica  $K = K_s$

$S = -$  indica mejoramiento o estimulación, los valores de -3 a -5 son comunes para pozos fracturados:

Una precaución: la  $P_{1hr}$  puede estar en la parte recta de la curva y tenerse que extrapolar. El valor de  $\Delta P_s$  es entonces calculado como:

$$\Delta P_s = 0.87 S m \dots \quad (1.33)$$

Donde:

$m$  = es la pendiente de la porción recta de la curva de incremento de presión, y se define por medio de la siguiente ecuación:

$$m = \frac{162.5}{k_o} \frac{q_o \mu_o B_o}{h}$$

Una vez determinado  $\Delta P_s$ , podrá entonces obtenerse el valor de la eficiencia de flujo utilizando la ecuación 1.27.

Standing construyó la Fig. 1.21, en donde se presentan curvas de IPR para eficiencias de flujo entre 0.5 y 1.5. Al utilizar esta gráfica se puede obtener:

1. El gasto máximo posible para un pozo dañado.
2. El gasto máximo posible, si el daño es removido y FE=1.0.
3. El gasto máximo posible si el pozo es estimulado.
4. La determinación del gasto posible para cualquier presión de fondo fluyendo, para diferentes valores de  $\frac{P_w}{P_{wf}}$ .
5. La construcción de las curvas de IPR para mostrar el comportamiento del gasto vs presión de fondo fluyendo, para pozos dañados o estimulados o sin daño o alteración (FE=1.00).

#### 1.1.6.3. Restricción en el uso del Método de Standing.

Como se indicó en la ecuación 1.26,  $P_{wf}'$  es la presión de fondo fluyendo para F.E. = 1.0, despejando de la ecuación 1.25, el valor de  $P_{wf}'$ , se tiene:

$$P_{wf}' = P_{ws} - (P_{ws} - P_{wf}) \text{ F.E.} \dots \quad (1.34)$$

De donde, utilizando la ecuación de Vogel directamente:

$$\frac{q_0}{(q_0)_{\max}} = 1 - 0.2 \left( \frac{P_{wf}'}{P_{ws}} \right) - 0.8 \left( \frac{P_{wf}'}{P_{ws}} \right)^2 \dots \quad (1.35)$$

FE=1.0

En la utilización de la Fig. 1.21, de Standing y la ecuación de Vogel, como se presenta en la ecuación 1.35, se tienen problemas para valores de presión de fondo fluyendo bajos y FE altos. Por ejemplo, para los siguientes datos:

$$P_{ws} = 2000 \text{ Lb/pg}^2$$

$$P_{wf} = 500 \text{ Lb/pg}^2$$

$$\text{FE} = 2$$

Entonces:

$$P_{wf}' = P_{ws} - (P_{ws} - P_{wf}) \text{ FE}$$

$$P_{wf}' = 2000 - (2000 - 500)2 = - 1000 \text{ Lb/pg}^2$$



El valor negativo de  $100G \text{ Lb/pg}^2$  da problemas al sustituirlo en la ecuación 1.35, y proporcionará un gasto más -- pequeño comparado con los valores positivos de  $Pwf'$ . Resultados típicos son presentados en la Fig. 1.25.

Una solución más adecuada puede ser obtenida cambiando la forma de la ecuación. Se sugieren dos posibilidades:

1. La siguiente ecuación es sugerida por Harrison y puede ser utilizada en lugar de la ecuación de Vogel y emplearse tanto para valores positivos como negativos y de  $Pwf'$ . Sin embargo, se ha encontrado que los gastos predichos con esta ecuación son menores en comparación de los determinados con la ecuación de Vogel.

$$\frac{q_0}{(q_0)_{\max}} = 1.2 - 0.2 e^{(1.792 Pwf'/pws)} \dots \quad (1.36)$$

2. También se puede utilizar una ecuación de la siguiente forma:

$$q_0 = J'_0 (Pws^2 - Pwf^2) \dots \quad (1.37)$$

Esta ecuación es una línea recta en un papel log-log. Para poder utilizar esta ecuación se emplea la ecuación de Vogel hasta que los valores negativos de  $Pwf'$  principian. Se presenta la Fig. 1.26, como ejemplo de una gráfica de  $Pwf$  vs  $q_0$ .

Utilizando solamente los valores sobre la línea obscura de la Fig. 1.26, los puntos son ahora graficados en un papel Log-Log, como se presenta en la Fig. 1.27.  $J'_0$  es la intersección sobre el eje de la  $q$ , donde  $Pws^2 - Pwf^2$  es igual a 1.0, y  $n = 1/\text{pendiente}$ . Una vez que los valores de  $n$  y  $J'_0$  han sido determinados, esta ecuación puede entonces ser usada para completar la gráfica de IPR, como se muestra en la Fig. 1.28.

Una gráfica generalizada de Harrison se muestra en la Fig. 1.29, la cual es una extensión lograda por medio de la aplicación de la ecuación 1.37. Esta gráfica deberá ser utilizada cuando el valor de FE esté fuera del rango de la gráfica original de Standing y proporcionará resultados más precisos que con el empleo de la ecuación 1.36.

### Ejemplo 3.

$$Pws = 3000 \text{ Lb/pg}^2$$

$$Pwf = 2130 \text{ Lb/pg}^2$$

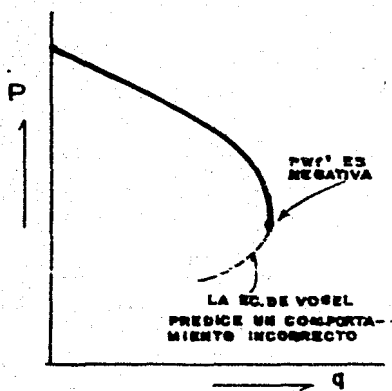


FIG. 1.25 ERRORES QUE SE TIENEN AL EXTRAPOLAR EL METODO DE STANDING.

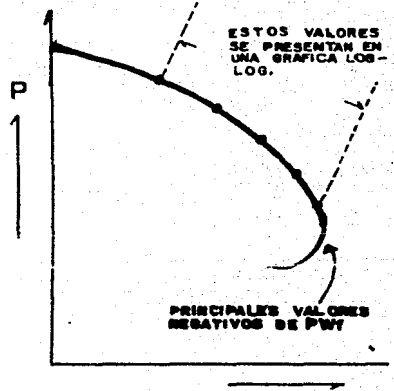


FIG. 1.26 GRAFICA DE PRESIONES VS GASTOS PARA VALORES POSITIVOS DE PWF.

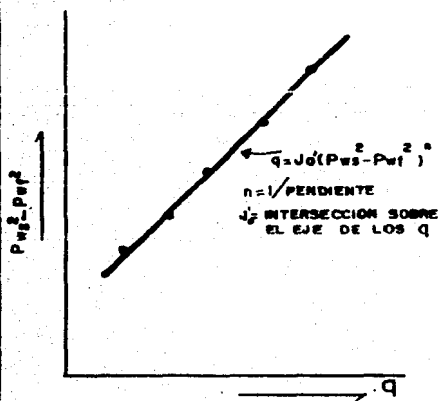


FIG. 1.27 GRAFICA Log-Log DE PRESIONES VS GASTOS.

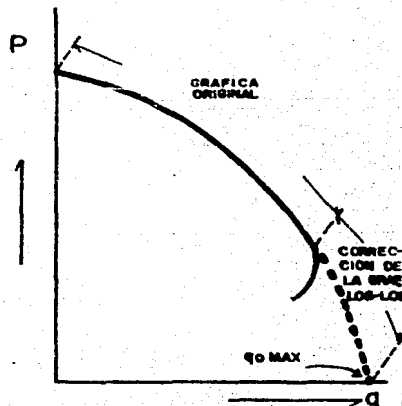


FIG. 1.28 CORRECCION DE LA FIG. 1.26

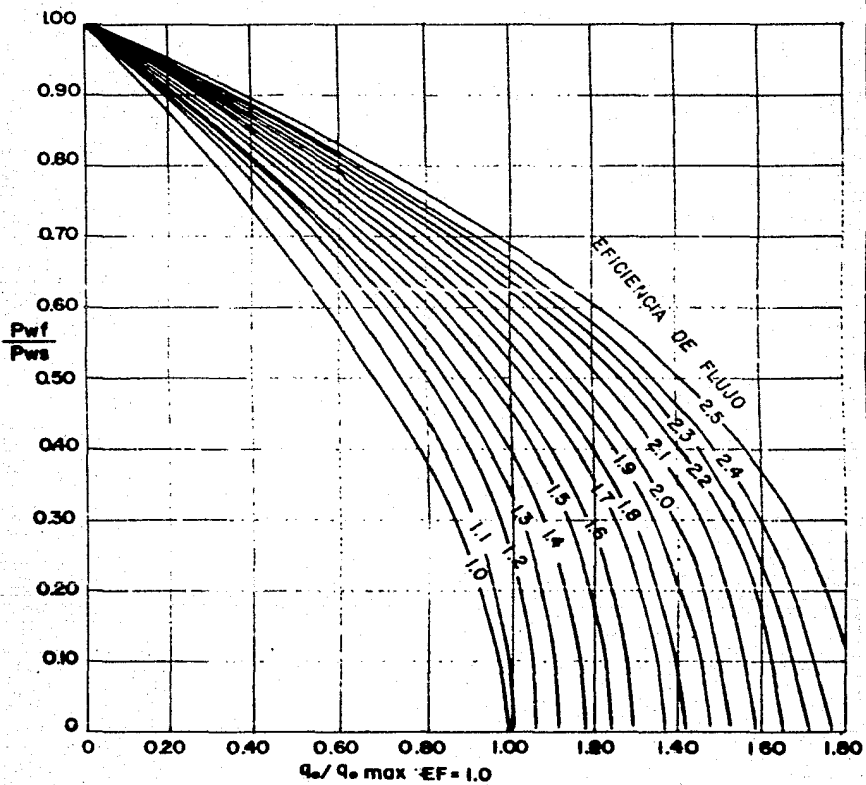


FIG.1.29 EXTENSION DE HARRISON AL TRABAJO DE STANDING

$$q_0 = 130 \text{ lb/pg}^2$$

$$FE = 0.6$$

Determinar  $q_0$  max para  $FE = 0.6$

Solución:

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

con este valor, en la Fig. 1.21 se busca el valor de  $q_0/q_0$  -- max en la curva de  $FE = 0.6$

$$\frac{q_0}{q_0} \frac{FE = 0.6}{\text{max } FE=1.0} = 0.282$$

$$q_0 \frac{\text{max}}{FE=1.0} = \frac{q_0}{0.282} = \frac{130}{0.282} = 461 \text{ bl/día}$$

$$\text{Si } P_{wf} = 0; \quad \frac{q_0}{q_0} \frac{FE = 0.6}{\text{max } FE=1.0} = 0.79$$

$$q_0 \text{ max } FE=0.6 = (0.79)(461) = 364 \text{ bl/día}$$

A partir de la definición de  $FE$  se obtiene:

$$P_{wf}' = 2478 \text{ Lb/pg}^2$$

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

$$\Delta P_s = P_{wf}' - P_{wf} = 348 \text{ Lb/pg}^2$$

Ver Fig. 1.30.

### 1.1.7. PREPARACION DE CURVAS DE IPR FUTURAS.

La preparación de curvas de IPR futuras es muy importante en la determinación de los gastos de producción futuros, tanto para pozos fluyentes como aquellos que tienen instalado un sistema artificial de producción. Estas curvas también se usan para determinar cuando a un pozo le puede ser instalado un método artificial de producción. La Fig. 1.31, presenta una serie de estas curvas.

#### 1.1.7.1. Procedimiento de FetKovich

Muskat encontró que el índice de productividad de un pozo a un tiempo 1 podría ser relacionado con el índice de productividad del pozo a un tiempo 2 por medio de la siguiente ecuación:

$$\frac{J_1}{J_2} = \left( \frac{k_{ro}}{u_0 B_0} \right)_1 / \left( \frac{k_{ro}}{u_0 B_0} \right)_2 \dots \quad (1.38)$$

Fetkovich encontró que en los cálculos de balance de materia, para un yacimiento con empuje de gas disuelto,  $k_{ro}$  fue aproximadamente lineal con la presión; entonces, se proporciona la siguiente ecuación que permite hacer un cálculo aproximado del cambio de la permeabilidad al aceite con el abatimiento de presión:

$$\frac{k_o P_{ws}}{k_i} = \frac{P_{ws}}{P_{ws_i}} \dots \quad (1.39)$$

o bien:

$$k_{ro} P_{ws} = \frac{P_{ws}}{P_{ws_i}} \dots \quad (1.40)$$

Donde  $k_{ro}$  es tomada con respecto a  $k_i$  y se define en un punto donde no existe  $\Delta p$ , es decir cero de abatimiento de presión. Se presenta la Fig. 1.32, que define el lugar geométrico de los valores de  $(k_{ro}/u_0 B_0)_{P_{ws}}$  vs presión para un abatimiento cero.

Utilizando estas dos ecuaciones:

$$q_{o1} = J_{o1}' (P_{ws1}^2 - P_{wf}^2)^n \dots \quad (1.41)$$

Que define el gasto vs abatimiento de presión, y la ecuación 1.40 proporciona la corrección por agotamiento, la ecuación final propuesta por Fetkovich se obtiene como sigue:

$$q_o = J_{o1}' \left( \frac{P_{ws2}}{P_{ws1}} \right) (P_{ws}^2 - P_{wf}^2)^n \dots \quad (1.42)$$

Si se realiza una prueba de flujo de tres o cuatro puntos para el tiempo presente, es posible predecir las curvas de IPR para otras presiones estáticas usando la ecuación - - 1.42.

#### 1.1.7.2. Combinación de los procedimientos de Vogel y de Fetkovich para la preparación de las curvas de IPR futuras.

Eickmeir encontró que si se toma la ecuación de Fetkovich para la presión estática a un tiempo 1 y se divide entre la ecuación de flujo del yacimiento a un tiempo 2, se obtiene una ecuación que permite la determinación de  $q_o$  max al tiempo

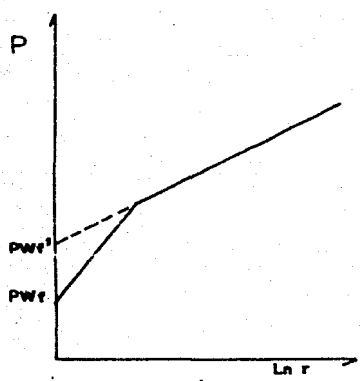


FIG. I.30 PRESIONES DE FONDO DEL EJEMPLO 3

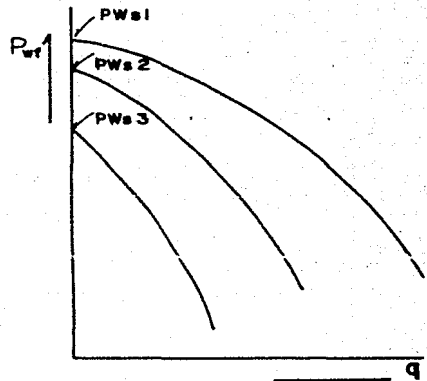


FIG. I.31 CURVAS DE IPR PARA Pws FUTURAS.

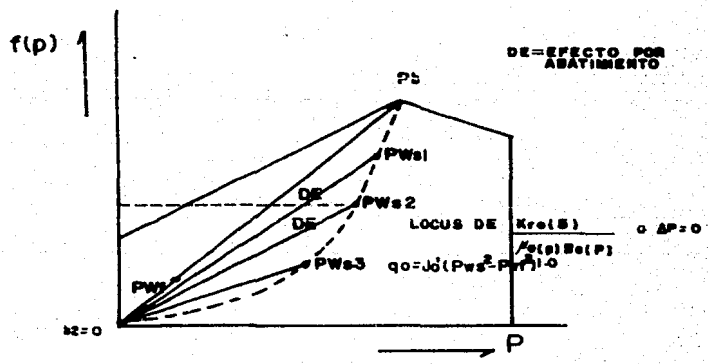


FIG. I.32 GRAFICA DE FETKOVICH

2, después de lo cual se puede usar la ecuación de Vogel directamente para la preparación de la curva de IPR.

$$q_{o1} = J'_{o1} (P_{ws1}^2 - P_{wf}^2)^n \dots \quad (1.43)$$

$$q_{o2} = \left( \frac{P_{ws2}}{P_{ws1}} \right) J'_{o1} (P_{ws2}^2 - P_{wf}^2)^n \dots \quad (1.44)$$

Resolviendo para  $q_o$  max, haciendo  $n = 1.0$  y  $P_{wf} = 0$ , y dividiendo la ecuación 1.43 entre la ecuación 1.44, se tiene:

$$\frac{q_o \text{ max } 1}{q_o \text{ max } 2} = \left( \frac{P_{ws1}}{P_{ws2}} \right)^3 \dots \quad (1.45)$$

Por lo tanto, solamente se necesita una prueba de pozo al tiempo presente a partir de la cual se puede obtener  $q_o$  max1. Conociendo  $q_o$  max1 y  $p_{ws1}$ , se puede resolver para  $q_o$  max2 para cualquier otra presión estática deseada y, utilizando la ecuación de Vogel, se puede construir una curva completa de IPR para un tiempo 2 ( $P_{ws2}$ ).

### 1.1.7.3.- Procedimiento de Standing para la predicción de -- curvas de IPR futuras.

Standing usó la ecuación de Vogel en combinación con -- las relaciones de Muskat, concernientes a los índices de productividad presentes y futuros. El procedimiento requiere que se realicen cálculos de balance de materia para determinar las saturaciones futuras, a partir de las cuales se puede obtener los valores de Kro.

Se emplean las siguientes relaciones:

$$\frac{J_p^*}{J_f^*} = \left( \frac{K_{ro}}{\mu_o B_o} \right)_p / \left( \frac{K_{ro}}{\mu_o B_o} \right)_f \dots \quad (1.46)$$

$$q_o = q_{max} \left( 1 - 0.2 \left( \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) - 0.8 \left( \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right)^2 \right) \dots \quad (1.22)$$

$$q_o \text{ max } \frac{q_o \text{ max } J}{\text{Vogel}} = \frac{J^* P_{ws}}{1.8} \dots \quad (1.47)$$

Donde:

$$J^* = \lim_{P_{wf} \rightarrow P_{ws}}$$

$$J = \frac{q_o}{P_{ws} - P_{wf}} \dots \quad (1.4)$$

$$J^* = \frac{1.8 q_{\max}}{P_{ws}} \dots \dots \dots (1.48)$$

De donde la ecuación de Vogel puede ser escrita como:

$$\frac{q_0}{q_{\max}} = \left( 1 - \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) \left( 1 + 0.8 \left( \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) \right) \dots \dots (1.49)$$

sustituyendo la ecuación 1.4 en la ecuación 1.49 y despejando J se tiene:

$$J = \frac{q_{\max}}{P_{ws}} \left( 1 + 0.8 \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) \dots \dots (1.50)$$

Dividiendo la ecuación 1.50 entre la ecuación 1.48, se tiene:

$$\frac{J}{J^*} = \frac{1}{1.8} \left( 1 + 0.8 \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) \dots \dots (1.51)$$

Por otra parte, sustituyendo la ecuación 1.47 en la ecuación 1.22, se tiene:

$$q_0 = \frac{J^* P_{ws}}{1.8} \left( 1.0 - 0.2 \left( \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) - 0.8 \left( \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right)^2 \right) \dots (1.52)$$

De donde J\*, para cualquier Pws futura, se determina como:

$$J_f^* = J_p^* \left( \frac{k_{ro}}{\mu_o B_o} \right)_f / \left( \frac{k_{ro}}{\mu_o B_o} \right)_p \dots \dots (1.53)$$

Es necesario realizar una prueba de producción en el pozo al tiempo presente, de tal forma que el valor presente de Pws y de J puedan ser determinados:

- 1.- Se calcula el valor presente de  $(J_p^*)$  con la ecuación 1.48, o puede ser determinada con la ecuación de Darcy; esto es:

$$J_p^* = \frac{7.08 \times 10^{-3} kh}{\mu_o B_o (\ln re/rw - 3/4 + s)} \dots \dots (1.9)$$

- 2.- Se calcula el valor futuro de J a partir de la relación:

$$J_f^* = J_p^* \left( \frac{k_{ro}}{\mu_o B_o} \right)_f / \left( \frac{k_{ro}}{\mu_o B_o} \right)_p \dots \dots (1.53)$$

Para utilizar la ecuación 1.53, se necesitan los valores presentes y futuros de Kro,  $\mu_o$ , Bo. Por lo que se necesitan realizar cálculos de balance de materia para establecer las saturaciones de aceite vs. Pws, dado que kro es una función de las saturaciones de aceite.



#### Ejemplo 4-

Dados los siguientes datos:

Espaciamiento entre pozos      40 acres  
Saturación residual de aceite    15 %  
Saturación de agua intersticial    20%  
J = 0.92 bl/día/lb/pg<sup>2</sup>  
q = 400 bl/día  
Pws = 2250 Lb/pg<sup>2</sup>

	Presente	Futuro
Pws	2250 Lb/pg <sup>2</sup>	1800 Lb/pg <sup>2</sup>
Pwf	1815 Lb/pg <sup>2</sup>	- -
40 a Pws	3.11 CP	3.59 CP
Bo a Pws	1.173	1.150
Saturación de aceite promedio	0.768	0.741
Kro	0.815	0.685

El propósito es desarrollar una curva de IPR futura - cuando la presión estática sea de 1800 Lb/pg<sup>2</sup>. Una breve -- discusión en la determinación de las permeabilidades relativas es como sigue: La Fig. 1.33 delinea la curva de drene de la permeabilidad relativa al aceite para la condición de 20% de agua intersticial y 15% de aceite residual. Si Kro es definida en términos de la permeabilidad efectiva al aceite a una saturación de agua intersticial (sin saturación de gas), el valor debe ser 1 a  $S_L = 1$ .  $S_L = S_{wi} + S_o$ . Este es el punto superior donde empieza la curva de Kro. El final de la curva en la parte inferior es a  $S_{Lr} = 0.35$ .  $S_{Lr} = 0.35 = S_{wi} + S_{or}$ . A una saturación de aceite residual de 15%, kro es cero. Este es el inicio y el punto final de la curva de Kro, ahora es necesario determinar la forma de la curva entre dos límites.

A partir del trabajo de A.T Corey se encontró que la forma de la curva de drene para la fase húmeda (el aceite se considera más húmeda que el gas en el sistema gas-aceite-agua-roca) toma la forma matemática:

$$Kro = \left( \frac{S_L - S_{Lr}}{1 - S_{Lr}} \right)^n \quad \dots \quad (1.54)$$

donde n es una constante dependiendo de la distribución del tamaño de poro de la roca. Para arenas consolidadas y calizas no vulgares n es aproximadamente igual a 4. Para are--

nas no consolidadas se tiene un valor bajo de n. En términos de saturación de aceite se tiene:

$$S_L = S_o + S_{wi} \dots \dots \dots (1.55)$$

$$S_{Lr} = S_{or} + S_{wi} \dots \dots \dots (1.56)$$

Restando la ec. 1.56 a la ec. 1.55 se tiene:

$$S_L - S_{Lr} = S_o - S_{or} \dots \dots \dots (1.57)$$

$$1 - S_{Lr} = 1 - S_{or} - S_{wi} \dots \dots \dots (1.58)$$

Así la ecuación propuesta por Corey para este tipo de arena en particular es, a partir de la ec. 1.54 como sigue:

$$K_{ro} = \left( \frac{S_o - S_{or}}{1 - S_{or} - S_{wi}} \right)^4 = \left( \frac{S_o - 0.15}{0.65} \right)^4 \dots \dots \dots (1.59)$$

Conociendo los puntos inicial y final de la curva, se calculan ahora los puntos intermedios de ésta.

S <sub>o</sub>	K <sub>ro</sub>	S <sub>L</sub>	S <sub>g</sub>
0.80	1.00	1.00	0
0.70	0.512	0.90	0.10
0.60	0.229	0.80	0.20
0.50	0.084	0.70	0.30
0.40	0.022	0.60	0.40

Estos puntos son graficados en la Fig. 1.33.

El siguiente paso es aplicar lo anterior a las ecuaciones de IPR. La ecuación 1.9 es para flujo radial y yacimiento limitado escrita en términos de IP. Esta ecuación también tiene condiciones de que las saturaciones de fluido es la misma en cualquier punto del radio de drenaje y las propiedades de los fluidos son evaluados a una presión promedio. K<sub>ro</sub> depende de la saturación. Esta se puede obtener con el método de Turner para encontrar S<sub>o</sub> a cualquier presión dada y se aplica la ecuación anterior para obtener K<sub>ro</sub>.

En el cálculo de IP del pozo para cualquier tiempo, futuro, se necesita conocer los valores de presión y saturación futuros. Se escribe entonces la ecuación 1.9 para el tiempo presente y futuro y obtener una relación. Usualmente esta relación se conoce como IP relativa o J<sub>rel</sub>.

$$J_{rel} = \frac{J_f}{J_p} = \left( \frac{k_{ro}}{\mu_o B_o} \right)_f / \left( \frac{k_{ro}}{\mu_o B_o} \right)_p \dots \quad (1.60)$$

Solución:

$$(1) J_p^* \left( \frac{1.8}{1 + 0.8 \left( \frac{1815}{2250} \right)} \right) (0.92) = 1.01 \text{ bl/día/Lb/pg}^2$$

$$(2) J_f^* = 1.01 \left( \frac{0.685}{3.59 \times 1.150} \right) / \left( \frac{0.815}{3.11 \times 1.173} \right) = 0.750 \text{ bl/día/Lb/pg}^2$$

(3) Elaborar una tabla para IPR futuras suponiendo valores de Pwf y calcular el gasto correspondiente donde:

$$q_o = \frac{J_f^* P_{ws}}{1.8} \left( 1 - 0.2 \left( \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right) - 0.8 \left( \frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right)^2 \right)$$

(1) Pwf (lb/pg <sup>2</sup> )	(2) Pwf/Pws	(3) qo (bl/día)
1800	1.0	0
1600	0.89	143
1400	0.78	270
1200	0.67	383

Elaborar una gráfica de Pwf (columna (1)) vs. qo (columna (3)) como se muestra en la Fig. 1.34. El error inherente depende de la predicción correcta de las permeabilidades relativas futuras.

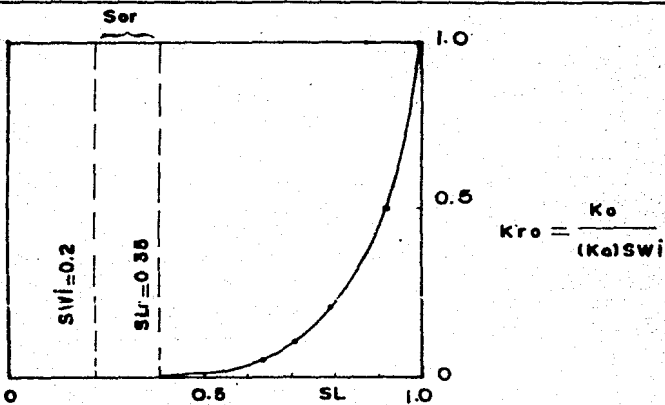


FIG.1.33 CURVA DE PERMEABILIDAD RELATIVA PARA EL EJEMPLO 4

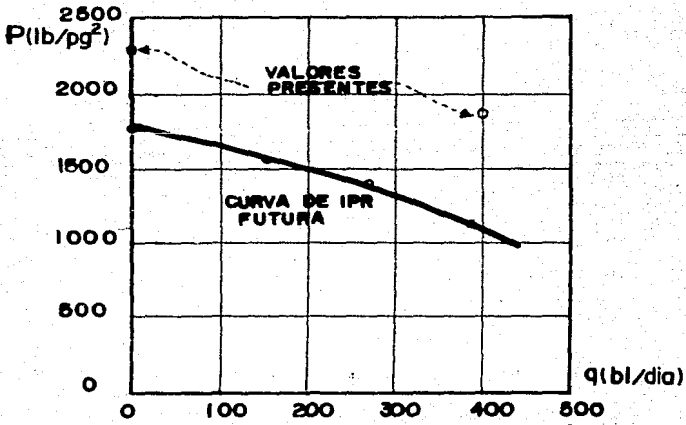


FIG.1.34 CURVA DE IPR PARA F=1800 lb/pg<sup>2</sup>

## 1.2. COMPORTAMIENTO DE FLUJO MULTIFASICO VERTICAL.

El flujo multifásico vertical se encuentra en todas -- las sartas de tuberías utilizadas en la producción de aceite. Es necesario entonces contar con un método de predicción de las caídas de presión en el flujo multifásico vertical, -- para así tener un perfil de presiones para la tubería de producción, lo cual permitirá:

- (1) La selección correcta del diámetro de la tubería de -- producción (para flujo por T.P. o por espacio anular)
- (2) Predecir cuando dejará de fluir el pozo, y con ésto, diseñar un sistema artificial de producción.
- (3) Determinación de la presión de fondo fluyendo sin necesidad de intervenciones en los pozos.
- (4) Diseñar aparejos para los métodos artificiales de -- producción (Neumático, mecánico, eléctrico, etc.).
- (5) Determinación del IP de los pozos.
- (6) Predicción del gasto máximo.
- (7) En el bombeo neumático, proveer de un medio para la determinación del gasto óptimo de inyección del gas, la presión óptima de inyección y el punto de profundidad óptimo de inyección.

Es necesario conocer el efecto de las distintas variables tales como el diámetro de la T.P., el gasto, la relación gas-líquido, viscosidad, densidad, etc., para realizar una buena terminación y diseños de aparejos de producción. La selección de la terminación y del aparejo de producción debe hacerse antes de la perforación del pozo.

Se tienen dos opciones para hacer uso de las correlaciones de flujo multifásico vertical. Los cálculos pueden -- hacerse por computadora o pueden utilizarse curvas de gradiente de presión. La mayoría de los ingenieros de producción tienen disponible al menos un programa de cómputo para flujo multifásico vertical, y existen numerosos tipos de -- curvas publicadas ampliamente o en publicaciones privadas de las compañías. Es más recomendable, si se dispone de tiempo, hacer los cálculos mediante un programa de cómputo, pero hay muchas ocasiones en las que el ingeniero de producción deberá hacer uso de las curvas de gradiente de presión.

### 1.2.1. EFECTO DE PARAMETROS FISICOS.

Para mostrar el efecto de los diferentes parámetros sobre las curvas de gradiente se hace referencia a Brill, y Col., y López que utilizaron la correlación de Hagedorn y Brown para elaborar varias de las figuras que aquí se presentan.

#### 1.2.1.1. Efecto del diámetro de tubería.

La Fig. 1.35 muestra el efecto de los diámetros de tubería sobre la presión de fondo fluyendo para 10 000 pies de profundidad con una producción de 200 bl/día y una presión en la cabeza del pozo de 150 Lb/pg<sup>2</sup>. La presión varía desde 3175 Lb/pg<sup>2</sup> para una tubería de 1 pg hasta 1150 Lb/pg<sup>2</sup> para una tubería de 3 pg. El diámetro de la tubería es muy importante, porque la decisión en el tamaño se hace previamente a la perforación del pozo.

Por ejemplo, si fuese conocido que el pozo tendría una presión de fondo fluyendo de 1500 Lb/pg<sup>2</sup> para producir 200 - bl/día, entonces se utilizaría una tubería de diámetro de 2 1/2 pg. (Fig. 1.35). Este mismo procedimiento fue utilizado para determinar que tuberías de 4 pg. fueron necesarias en algunos de los pozos de Cook Inlet en Alaska y que fueron suficientes, tuberías de 1 1/4 pg. para muchos pozos en el Sur de Texas.

López presentó las figs. 1.36, 1.37 y 1.38 mostrando el efecto del diámetro de la tubería para gastos de 500, 3000 y 8000 bl/día. Los siguientes datos fueron seleccionados por López aplicables para cada caso (Tabla 1 ).

La Fig. 1.39 muestra el efecto de gradiente inverso en la región de baja densidad (cerca de la parte superior del pozo). Esta inversión es muy pronunciada para diámetros de tubería de 1 pg., 1 1/4 pg., y 1 1/2 pg. pero es prácticamente inexistente para diámetros de 2 1/2 pg. y 3 pg. En muchos campos no tiene todavía importancia ya que la presión que normalmente existe en la cabeza del pozo es mayor que 100 Lb/pg<sup>2</sup>.

#### 1.2.1.2. Efecto del gasto.

El efecto del gasto en la superficie se muestra en las Figs. 1.40 y 1.41 y la tabla 3. La Fig. 1.40 muestra como el gasto de flujo a través de una tubería de 2 pg. afecta los gradientes de presión. Los resultados son tabulados en la Tabla 3. El gasto es variado desde 4000 hasta 50 bl/día y la presión en la cabeza del pozo es mantenida constante a 100 Lb/pg<sup>2</sup>. Una presión de 2336 Lb/pg<sup>2</sup> es necesaria para producir 2,000 bl/día, mientras que 986 Lb/pg<sup>2</sup> es requerida para producir 50 bl/día. La misma tendencia general existirá para --

cualquier diámetro de tubería excepto que es posible que los gastos máximo y mínimo cambiarían. La Fig. 1.41 muestra el mismo efecto para el diámetro de tubería de 4 pg.

El gasto superficial establece la presión de fondo fluyendo requerida la cual, a su vez, influye en la selección del diámetro de tubería.

La Fig. 1.42 muestra el efecto del gasto de producción en una tubería de 1 1/4 pg. para una presión en la cabeza de cero, causando un efecto inverso cerca de la superficie.

#### 1.2.1.3. Efecto de la relación gas-líquido.

El efecto de la relación gas-líquido se indica en las Figs. 1.43, 1.44 y 1.45. Las Figs. 1.43 y 1.44 muestran el efecto de la relación gas-líquido en tuberías de diámetro de 2 y 2 1/2 pg. respectivamente.

El efecto de la relación gas-líquido sobre los gradientes de presión para un gasto de aceite de 500 bl/día de 35° API a través de una tubería de 2 1/2 pg. se muestra en la Fig. 1.44. Un incremento de la relación gas-líquido causa un decremento en la presión de fondo fluyendo requerida. Se alcanza un punto donde cualquier incremento en la relación gas-líquido realmente incrementa la presión de fondo fluyendo.

Este es un resultado tanto para la inversión del gradiente cerca de la superficie como para el incremento de las pérdidas de presión por fricción sobre la longitud total de la tubería. Esto se explica por el hecho de que un incremento continuo en la cantidad de gas resulta un incremento en la velocidad; que a su vez, aumenta la fricción. La tabla 4 - muestra los resultados.

En este ejemplo en particular, para una relación gas-líquido de 3000 pies<sup>3</sup>/bl, es necesaria una presión de fondo fluyendo de 752 Lb/pg<sup>2</sup>, y para una relación gas-líquido de 5000 pies<sup>3</sup>/bl se requiere una presión de 768 Lb/pg<sup>2</sup>. Para una serie de condiciones utilizadas, existe una relación gas-líquido entre 5000 y 3000 pies<sup>3</sup>/bl el cual se tendrá una presión de fondo fluyendo mínima. Una relación gas-líquido de 10 000 pies<sup>3</sup>/bl muestra una presión de 915 Lb/pg<sup>2</sup>.

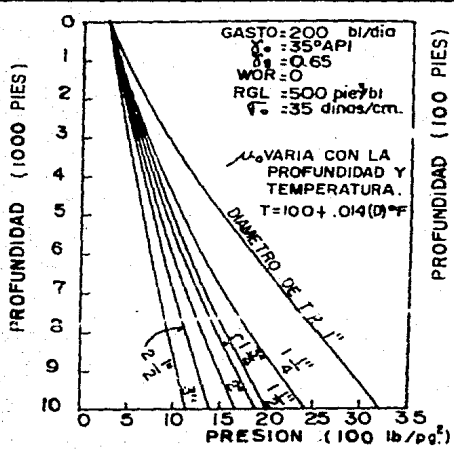


FIG. 1.36 EFECTO DE DIAMETRO DE T.P.

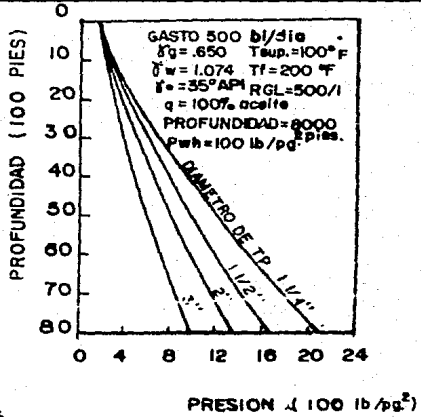


FIG. 1.36 EFECTO DE DIAMETRO DE T.P.

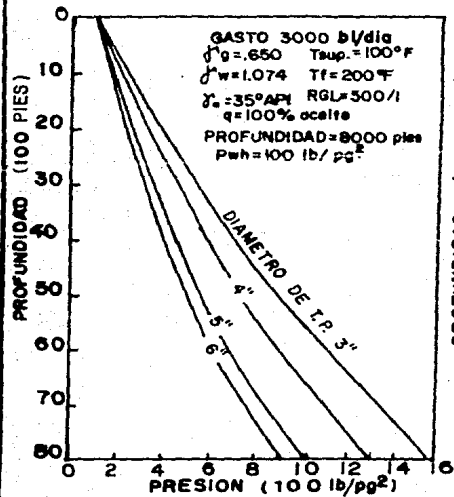


FIG. 1.37 EFECTO DE DIAMETRO DE T.P.

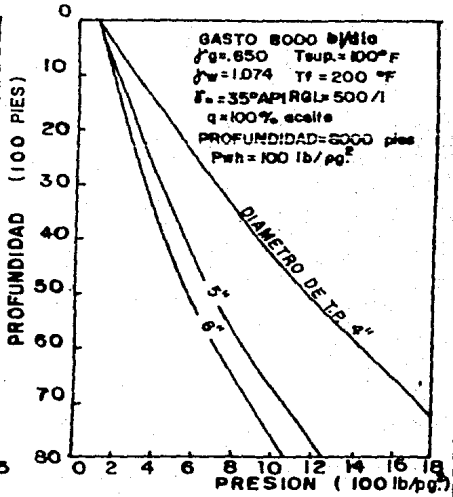


FIG. 1.38 EFECTO DE DIAMETRO DE T.P.



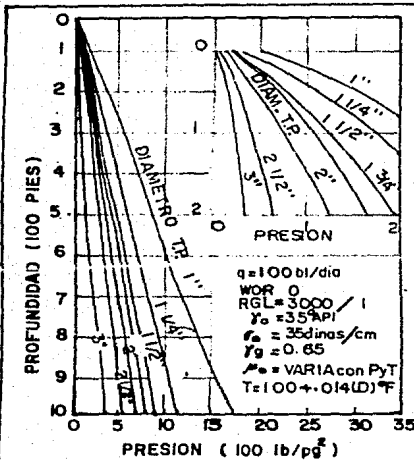


FIG.1.39 EFECTO DE DIAMETRO DE T.P. SOBRE EL GRADIENTE

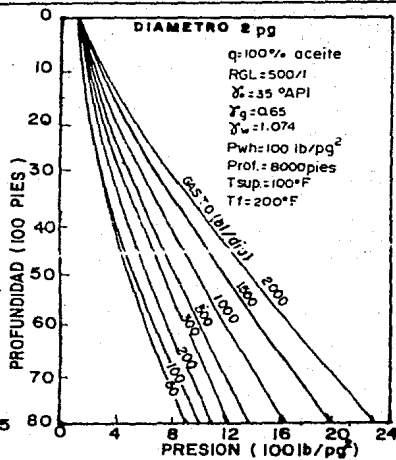


FIG.1.40 EFECTO DEL GASTO

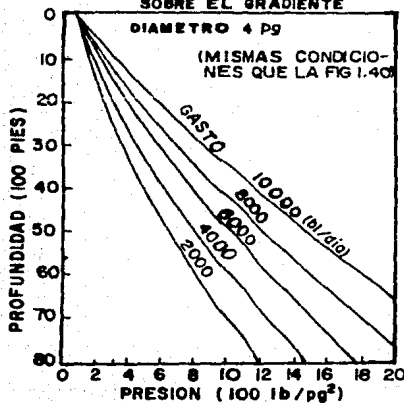


FIG.1.41 EFECTO DEL GASTO

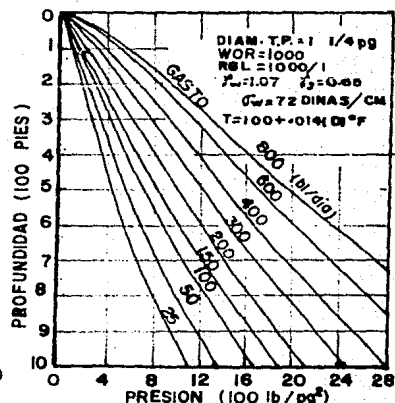


FIG.1.42 EFECTO DEL GASTO DE PRODUCCION SOBRE LOS GRADIENTES DE PRESION

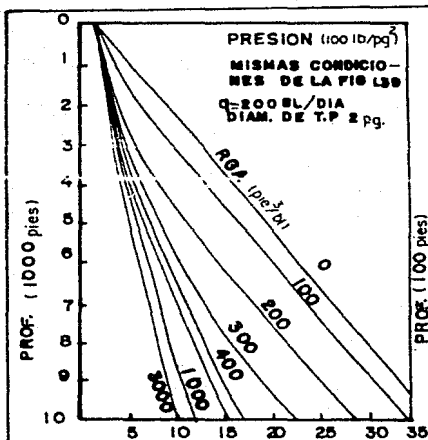


FIG. 1.43 EFECTO DE LA RGA.

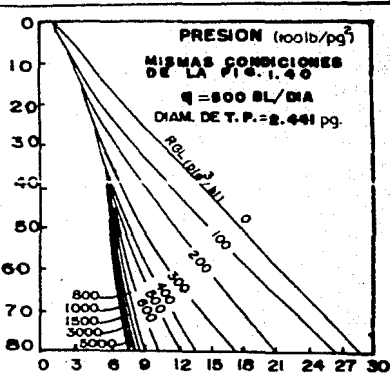


FIG. 1.44 EFECTO DE LA RGL.

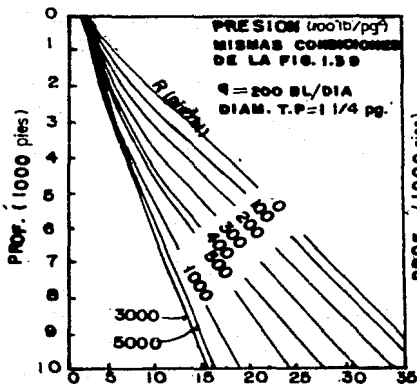


FIG. 1.45 EFECTO DE LA RGL.

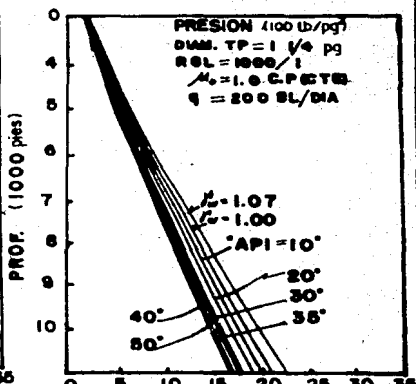


FIG. 1.46 EFECTO DE LA DENSIDAD (°API)

T A B L A 1

Datos típicos del pozo

$\gamma_g$	=	0.650
$\gamma_w$	=	1.074
$^{\circ}\text{API}$	=	35
Prof	=	8000 pies
Pwh	=	100 Lb/pg <sup>2</sup>
Twh	=	100 °F
Twf	=	200 °F
$\emptyset_{\text{int}}$	=	2.441 pg
RGL	=	500 pie <sup>3</sup> /bl
qL	=	500 bl/día

T A B L A 2

EFEECTO DEL DIAMETRO DE LA TUBERIA  
(mostrando la presión de fondo fluyendo, lb/pg<sup>2</sup>;  
gasto (bl/dfa)

Diámetro (pg)	500	3000	4000	8000	
1 1/4	2042	-	-	-	} Pwf
1 1/2	1680	-	-	-	
2	1371	-	-	-	
3	1042	1592	1819	-	
4	-	1319	1459	2068	
5	-	1025	1072	1285	
6	-	950	972	1092	

El operador que continua incrementando el volumen de gas inyectado para aumentar la producción, notaría que se alcanzaría un punto donde el gas adicional realmente aumentaría la presión de fondo fluyendo y además disminuiría el gasto. Ver Tabla 4.

Una tubería de diámetro de 1 1/4 pg. y un gasto de líquido de 200 bl/día son anotados en la Fig. 1.45. En la Fig. 1.45 se requiere 3400 Lb/pg<sup>2</sup> para una relación gas-líquido

de 200 pies<sup>3</sup>/bl, comparados con una presión de 1600 Lb/pg<sup>2</sup> para una relación gas-líquido de 3000 pies<sup>3</sup>/bl.

#### 1.2.1.4. Efecto de la densidad.

El efecto del cambio en la densidad en términos de densidad API cuando la viscosidad se mantiene constante a 1 cp puede observarse en la Fig. 1.46. Aunque la densidad y la viscosidad son relacionadas, es necesario un ajuste en la viscosidad para aislar el efecto de la densidad del líquido. Como la densidad API se incrementa, la presión a cualquier profundidad disminuye. Un aceite más pesado es más difícil de fluir que un aceite ligero de 50 °API. Resultados se muestran en la tabla 5. Se tiene una presión de 1460 lb/pg<sup>2</sup> para una densidad de aceite de 10°API y una presión de 1275 lb/pg<sup>2</sup> para una densidad de 50 °API.

Si el cambio en la viscosidad es también incluida con el efecto de cambio en la densidad entonces ocurre una diferencia notoria como se observa en la Fig. 1.47.

#### 1.2.1.5. Efecto de la relación agua-aceite.

El efecto del incremento en la producción de agua se muestra en la Fig. 1.48. Se observa que el 100% del aceite de 35 °API puede ser producido con una presión de 1750 Lb/pg<sup>2</sup>, mientras que la presión para 100% de agua es casi 2250 Lb/pg<sup>2</sup>. En este caso la relación gas-líquido se mantiene constante.

#### 1.2.1.6. Efecto de la viscosidad.

Las Figs. 1.49 y 1.50 muestran el efecto de la viscosidad. La densidad API ha sido mostrada junto con la viscosidad del crudo. Las ecuaciones para el cálculo de las viscosidades en la mezcla gas-líquido son muy dudosas, pues son aproximaciones de los datos reales.

Cuando se utiliza la correlación de Chew y Connally es imposible separar el efecto de la densidad y gas en solución del efecto de la viscosidad, ya que la viscosidad del aceite es función de la densidad API, temperatura y gas en solución. Prácticas reales atestiguan la dificultad para producir crudos con viscosidad muy alta. Resultados de la Fig. 1.49 son tabulados en la tabla 6. Por ejemplo para una viscosidad de 10 cp se requiere una presión de 1462 Lb/pg<sup>2</sup> comparando con una presión de 2612 Lb/pg<sup>2</sup> para un crudo de 500 cp.

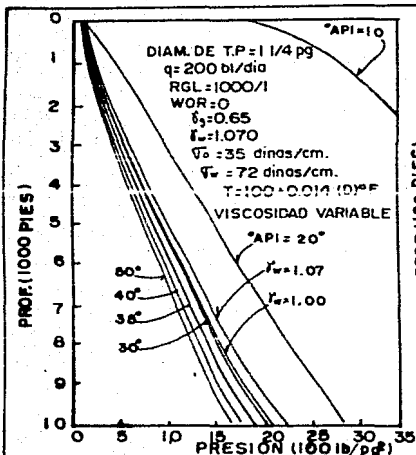


FIG. I.47 EFECTO DE LA DENSIDAD API

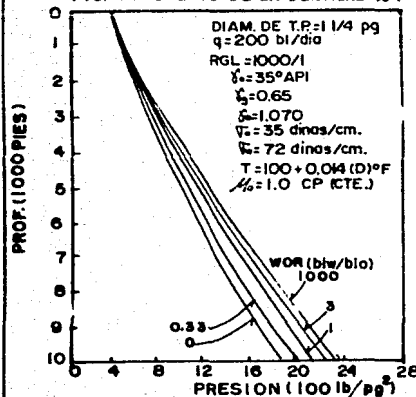


FIG. I.48 EFECTO DE LA WOR.

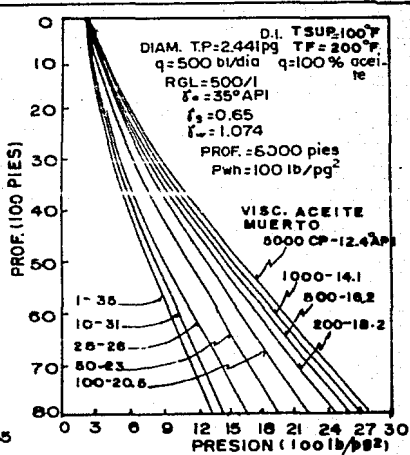


FIG. I.49 EFECTO DE LA VISCOSIDAD

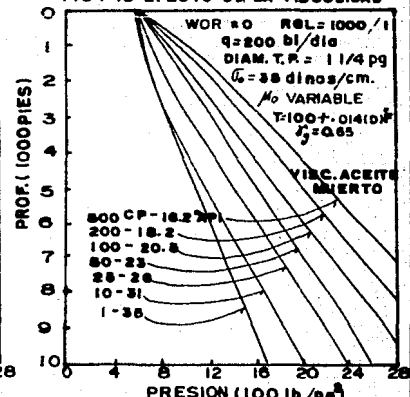


FIG. I.50 EFECTO DE LA VISCOSIDAD

T A B L A 3

Efecto del gasto mostrando las presiones de fondo fluyendo (lb/pg<sup>2</sup>),

Gasto (bl/día)	Diámetro	
	2 pg.	4 pg.
50	986	--
100	1049	--
200	1152	--
300	1235	--
500	1371	976
1000	1678	1046
1500	1995	1112
2000	2336	1180
4000	3777	1459
6000	--	1753
8000	--	2068
10000	--	2398

1.2.1.7. Efecto del resbalamiento.

La relación entre el gasto y la presión de fondo fluyendo se muestra en la Fig. 1.51 para una tubería de 2 1/2 pg. y un pozo de 9000 pies con una presión en la cabeza de 100 Lb/pg<sup>2</sup>. Se observará que si la relación gas-líquido se mantiene constante, el gasto puede ser disminuido hasta un punto donde la presión requerida empiece a aumentar. Por ejemplo para 400 pies<sup>3</sup>/bl esto ocurre entre 100 y 150 bl a conds. estándar por día. Esto significa que el gasto de líquido es tan bajo, que un resbalamiento excesivo se empieza a desarrollar. Esto es porque la velocidad del gas es más alta que la velocidad del líquido, de aquí que el colgamiento de líquido se incrementa y así, la densidad de la mezcla aumenta y la presión requerida para levantar los fluidos se incrementa. Para gastos abajo de este punto se obtiene un incremento en la eficiencia con diámetros de tubería pequeños. Sin embargo, la tubería de diámetro pequeño sería probada porque puede requerir se altas presiones. Resultados se muestran en la Tabla 7.

Por ejemplo, para una relación gas-líquido de 400 pies<sup>3</sup>/bl la presión mínima requerida ocurre cuando se tienen 150 bl/día y es 1531 lb/pg<sup>2</sup>. Para gastos abajo de 150 bl/día

T A B L A      4  
 EFECTO DE LA RELACION GAS-LIQUIDO

R (pie <sup>3</sup> /bl)	PRESION DE FONDO FLUYENDO (lb/ps <sup>2</sup> )
0	2938
100	2669
200	2234
300	1783
400	1398
500	1175
600	1042
800	913
1000	862
1500	801
3000	752
5000	768
10000	915

T A B L A      5  
 EFECTO DE LA DENSIDAD

°API	PRESION DE FONDO FLUYENDO (lb/ps <sup>2</sup> )
10	1460
20	1392
30	1313
35	1285
40	1281
50	1272

T A B L A      6  
E F E C T O D E L A V I S C O S I D A D

VISCOSIDAD C. P.	PRESION DE FONDO FLUYENDO lb/pg <sup>2</sup>
1	1371
10	1462
25	1711
50	1979
100	2236
200	2457
500	2612
100	2704
5000	2771

T A B L A      7  
E F E C T O D E R E S B A L A M I E N T O M O S T R A N D O L A S P R E S I O N E S D E  
F O N D O F L U Y E N D O , l b / p g <sup>2</sup>

R	G A S T O (b1/día)						
pie <sup>3</sup> /b1	200	300	400	600	800	1000	1500
50	2593	2163	1762	1081	782	704	631
100	2469	2007	1588	1028	852	774	706
150	2426	1952	1531	1066	892	815	742
200	2412	1944	1535	1096	922	846	778
300	2437	1975	1586	1145	971	897	826
1000	2572	2190	1861	1439	1261	1184	1110
1500	2881	2619	2395	2069	1917	1860	1876



tal como 50 bl/día la presión aumenta hasta 1762 Lb/pg<sup>2</sup>. Se nota que para relaciones gas líquido altas tal que se tenga 1500 Lb/pg<sup>2</sup>, este efecto no ocurre.

Verificando con varias compañías se ha encontrado que el incremento en la presión debido al resbalamiento empieza a ocurrir a gastos menores que 3000 bl/día para flujo anular de 7 pg x 2 7/8 pg., menores que 1500 bl/día en tuberías de 4 pg. y menores que 7000-8000 bl/día para diámetros de T.R. de 9 5/8 o mayores.

#### 1.2.1.8. Efecto de la tensión superficial.

El efecto de la tensión superficial es algo cuestionable, Brill y Col. demostraron por medio de cálculos que un incremento en la tensión superficial muestra un incremento en el gradiente de presión manteniendo las otras variables constantes (Fig. 1.52). Waldy en sus estudios de laboratorio notó el efecto contrario (Fig. 1.53).

Él demostró que baja tensión superficial en líquido da como resultado altas distribuciones de presión. Aunque la tensión superficial entra en los cálculos de la distribución de presión, su efecto total no es significativo.

#### 1.2.1.9. Efecto de la energía cinética.

El efecto de la energía cinética debido a la aceleración puede ser despreciado en muchos casos. Se puede hacer referencia a la Fig. 1.54 la cual muestra un pozo con fluidos alcanzando una alta velocidad.

Como se nota, no hay cambios cuando el término de aceleración es incluido. Sin embargo, en cálculos con computadora se sugiere incluir el término de aceleración, y no existe problema cuando la pérdida de presión debido a la aceleración es apreciable donde se tienen velocidades muy altas en la región de baja densidad.

#### 1.2.2. PREPARACIÓN DE LAS CURVAS DE GRADIENTE DE PRESION.

Con el objeto de que el ingeniero de producción tenga acceso inmediato al uso de las correlaciones de flujo multifásico, las curvas de gradiente de presión se convierten en una necesidad. Aunque las soluciones por computadora son más precisas, no siempre se puede disponer fácilmente de ellas. El ingeniero de campo puede aplicar las curvas de gradiente a problemas que necesiten de atención inmediata.

Existen publicaciones disponibles que presentan gradientes de presión para flujo multifásico vertical. Las curvas publicas por la U.S. Industries y Camco fueron preparadas de

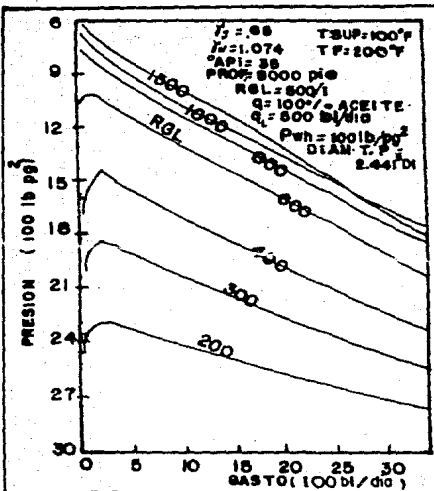


FIG.1.61 EFECTO DEL RESALAMIENTO.

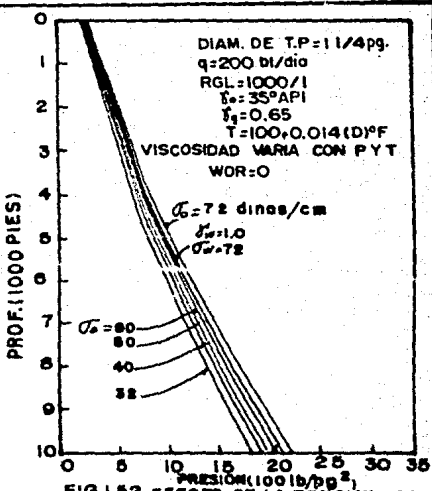


FIG.1.52 EFECTO DE LA TENSION SUPERFICIAL.

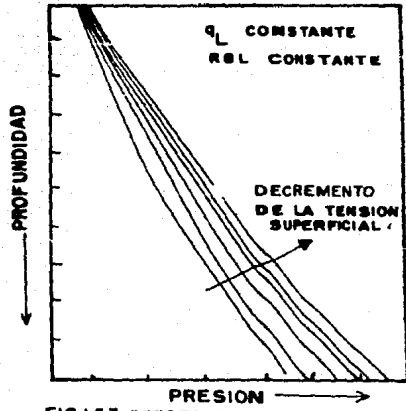


FIG.1.53 EFECTO DE LA TENSION SUPERFICIAL SOBRE P.W.I.

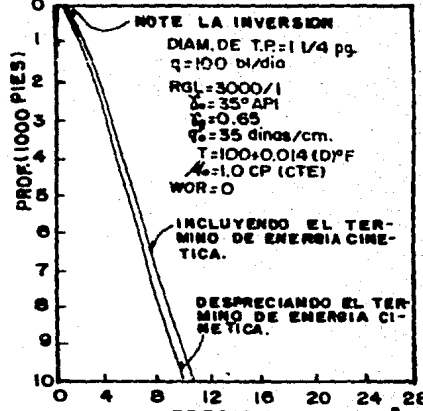


FIG.1.54 EFECTO DE LA ENERGIA CINETICA.

una modificación de los datos de Poettmann y Carpenter de 1954; la compañía Shell utilizó la correlación de Duns y Ros, y las curvas que aparecen en el libro de Kermit E. Brown\* fueron preparadas del procedimiento generalizado de Hagedorn y Brown.

Los grupos de curvas se calcularon utilizando condiciones generalizadas y promedio. Se utilizaron condiciones de temperatura promedio y la correlación de Standing para calcular la relación de solubilidad ( $R_s$ ) y el factor de volumen. También las curvas se prepararon para 100% aceite, 100% agua, y 50% aceite -50% agua.

Las curvas preparadas de la correlación de Poettmann y Carpenter carecen de precisión para tuberías de producción menores de 1 1/2 pg. Las curvas preparadas de la correlación generalizada de Hagedorn y Brown pueden utilizarse para tuberías de 1 a 4 pg. En la Fig. 1.55 se muestran curvas de gradiente de presión típicas.

Las Figs. 1.56 y 1.57 muestran curvas de gradiente de presión en donde la reversión en el gradiente se elimina y se incluye respectivamente. Algunas curvas de gradiente como las de Brown han eliminado la inversión y otras curvas, como las de Ros la han incluido (Fig. 1.58) Ros también ha desplazado las curvas hacia abajo por lo que se deberá tener precaución al utilizarlas.

Todas las curvas de Brown comienzan con una presión en la cabeza del pozo de cero y de una profundidad arbitraria de cero. Las curvas de Ros comienzan con una presión en la cabeza del pozo mayor que cero y de profundidades también mayores que cero de tal forma que la inversión puede incluirse sin que las curvas se crucen.

### 1.2.3. METODOS PARA LA UTILIZACION DE LAS CURVAS DE GRADIENTE.

Existen dos métodos para utilizar las curvas de gradiente de presión en problemas de pozos fluyentes:

#### Primer método

- (1) El diámetro de la tubería y la relación gas-aceite son conocidos y la presión en la cabeza del pozo se mantiene constante.
- (2) Se supone un gasto de aceite.
- (3) Con el diámetro de tubería, el gasto supuesto, la relación gas-aceite, la presión en la cabeza conocidos, se entra a las curvas de gradiente de presión correspondiente.

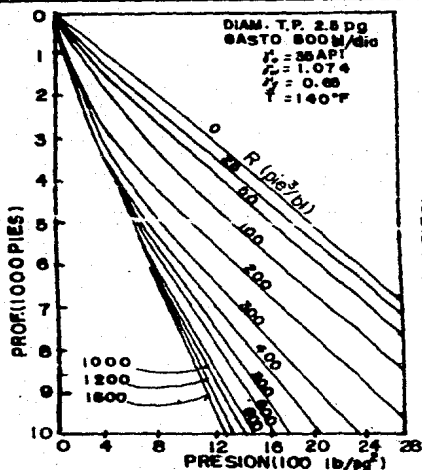


FIG. I.55 GRADIENTES DE PRESION VERTICAL.

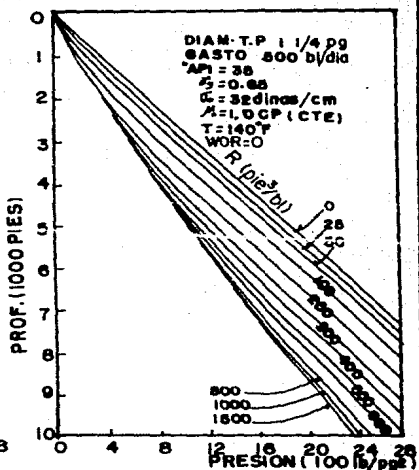


FIG. I.56 CURVAS DE PRESION VERTICAL

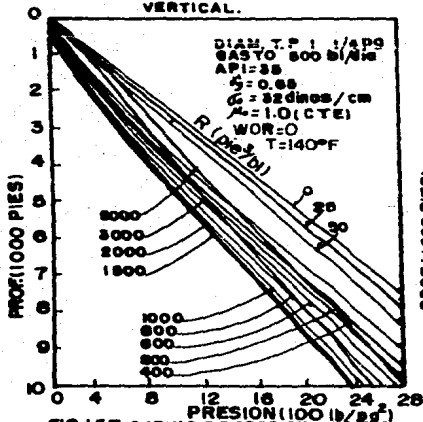


FIG. I.57 CURVAS DE PRESION VERTICAL INCLUYENDO LA INVERSION.

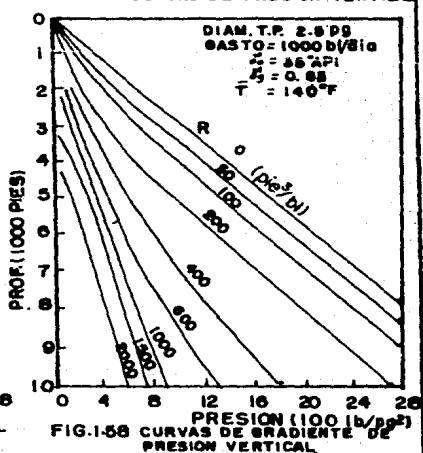


FIG. I.58 CURVAS DE GRADIENTE DE PRESION VERTICAL

- (4) Se obtiene la presión de fondo fluyendo.
- (5) Se repite el procedimiento para varios gastos.
- (6) Se grafican estos valores en una gráfica de presión vs gasto.

Segundo método.

- (1) El diámetro de la tubería y la relación gas-aceite son conocidos.
- (2) Se supone un gasto de aceite
- (3) Con el gasto de aceite supuesto se obtiene la presión de fondo fluyendo correspondiente de la curva de IPR.
- (4) Con el diámetro de tubería, el gasto, la relación gas-aceite, la presión de fondo fluyendo conocidos se entra a las curvas de gradiente de presión correspondiente.
- (5) Se obtiene la presión en la cabeza del pozo.
- (6) Se repite el procedimiento para varios gastos.
- (7) Se grafican estos valores en una gráfica de presión vs gasto.

#### EJEMPLO 5

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 T.P. = 5000 pies  
 $P_{ws} = 2000 \text{ lb/pg}^2$   
 $q_o = 350 \text{ bl/día}$   
 $P_{wf} = 1250 \text{ lb/pg}^2$   
 $P_{th} = 120 \text{ lb/pg}^2$   
 $R = 300 \text{ pie}^3/\text{bl}$

$P_b > P_{wf}$

solución:

Se traza la curva de IPR, Fig. 1.59, utilizando la curva de referencia de Vogel, Fig. 1.17

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

De la curva de Vogel:

$$\frac{q_0}{q_0 \text{ max}} = 0.565$$

$$q_0 \text{ max} = \frac{q_0}{0.565} = \frac{350}{0.565} = 620 \text{ bl/día}$$

IPR =	Pwf	2000	1750	1500	1250	1000	750	500	250	0
	lb/pg <sup>2</sup>	0	130	248	380	434	505	558	601	620
	q <sub>0</sub>									
	bl/día									

Primer método. Fig. 1.59

Utilizando las curvas de gradiente de presión, apéndice 1A con gasto y diámetro de tubería conocidos, se determina la Pwf correspondiente para Pth = 120 lb/pg<sup>2</sup>. El procedimiento se presenta en la Tabla 8.

T A B L A 8

(bl/día)	Prof. equivalente a Pth (pie)	Prof. equivalente a Pwf (pie)	Pwf (lb/pg <sup>2</sup> )
100	1900	6900	935
200	1700	6700	930
300	1600	6600	980
400	1400	6400	1000
500	1250	6250	1020
600	1150	6150	1050
700	1000	6000	1140

Prof. equiv. a Pwf = Prof. equiv. a Pth + Prof. de la T.P.

La intersección de la curva de Pwf con la curva de IPR, Fig. 1.59, determina el gasto máximo que puede fluir hasta la superficie y la Pwf necesaria para vencer una contrapresión de 120 lb/pg<sup>2</sup> en la boca del pozo.

Resultados:

$$q_0 = 430 \text{ bl/día}$$

$$Pwf = 1020 \text{ lb/pg}^2$$

(Ver Fig. 1.59)

### Segundo método Fig. 1.59

Se calcula Pth para gastos que concidan con las curvas - de gradiente conocidas a partir de la Pwf correspondiente a cada gasto obtenida de la curva de IPR. Los pasos a seguir se presentan en la Tabla 9.

T A B L A 9

$q_0$ (bl/día)	* Pwf (lb/pg <sup>2</sup> )	prof. equivalente a Pwf (pie)	** Prof. equivalente a Pth (pie)	Pth (lb/pg <sup>2</sup> )
100	1600	9400	4400	400
200	1600	8700	3700	330
300	1370	7800	2800	250
400	1110	6750	1750	160
500	770	5300	300	25

\* Pwf se obtiene de la curva de IPR

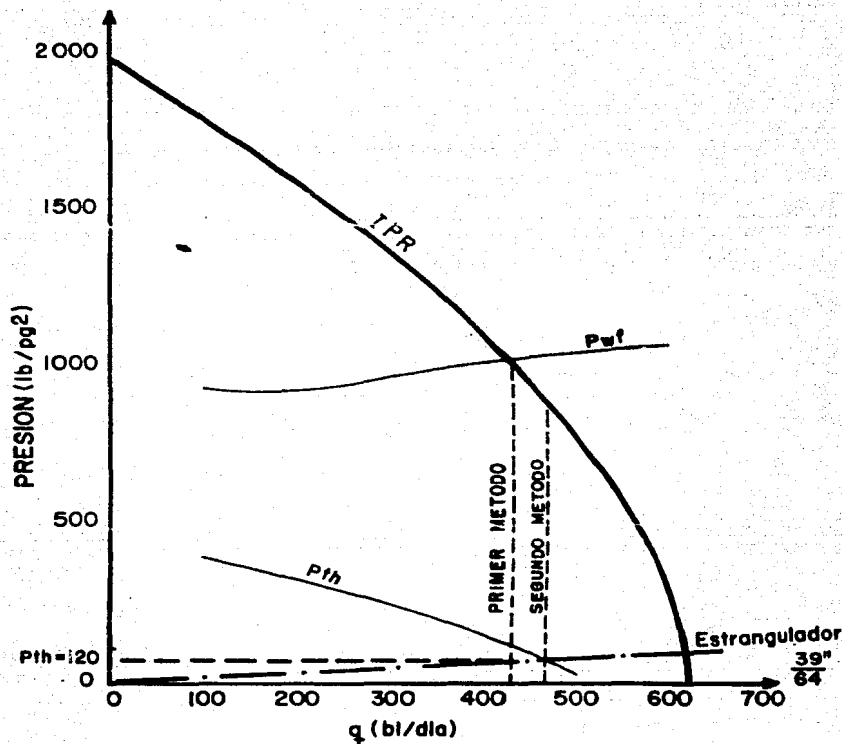
\*\* Prof. equiv. a Pth = Prof. equiv. a Pwf - Prof. de la T.P.

Se grafican los datos de la Tabla 1.2 y se traza una horizontal desde Pth = 120 lb/pg<sup>2</sup> (Fig. 1.59). La intersección de la horizontal con la curva de Pth determina el gasto máximo que puede fluir hasta la superficie con una contrapresión de 120 lb/pg<sup>2</sup>.

Resultado:

$$q_0 = 480 \text{ bl/día}$$

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



**FIG. 1.59 COMPORTAMIENTO DE FLUJO DEL EJEMPLO 5**



### 1.3. COMPORTAMIENTO DE FLUJO MULTIFASICO HORIZONTAL.

Los mecanismos y características de los sistemas en los que existe flujo multifásico horizontal ha sido de gran interés para la industria desde hace muchos años. En numerosas instalaciones, tales como líneas de conducción superficiales, -- reactores químicos e intercambiadores de calor, existe flujo multifásico. En las operaciones de producción de crudo es necesario, en algunos casos, considerar el transporte de aceite y gas a través de una tubería común, desde los campos productores hasta la planta de tratamiento y separación, para recibir la producción de varios campos productores, ha tenido como resultado la existencia de líneas de recolección en las que fluye mas de una sola fase. El incremento en la capacidad de producción de algunos pozos, debido a la utilización de nuevas técnicas, ha creado la necesidad de revisar y rediseñar las líneas de conducción superficiales para así tener un manejo adecuado del incremento de producción.

La predicción de las pérdidas de presión en tuberías horizontales en las que existe flujo multifásico, es de gran utilidad para resolver problemas operativos y optimar la capacidad de transporte: (1) En la producción de campos en zonas marinas; dimensionar las líneas de conducción de las mezclas de aceite y gas; (2) Dimensionar las líneas de conducción superficiales desde el cabezal hasta la batería; (3) con las -- pérdidas de presión predichas para la línea de conducción existentes y dependiendo de las condiciones deseadas (presión de separación o presión en la cabeza) determinar el gasto que el pozo puede producir.

Los métodos y técnicas utilizadas para la predicción de las pérdidas de presión en flujo multifásico horizontal también se aplican en la determinación del tamaño de las líneas para: (1) Inyección de glicol en gases húmedos para prevenir o controlar la formación de hidratos, (2) Sistemas de tuberías en plantas industriales, incluyendo refineries, y (3) Sistemas de transporte de gas con agua o condensado, o gas -- con una mezcla multicomponente de gas, condensado y agua.

Los factores básicos involucrados en el flujo horizontal de fluidos en tuberías son esencialmente los mismos que se aplicaron a flujo multifásico vertical. En ambos sistemas, la pérdida de presión total es la suma de las pérdidas por fricción y energía cinética. La principal diferencia se halla en el balance de energía de los dos sistemas debido a las consideraciones posicionales entre los procesos de flujo vertical y horizontal.

El flujo horizontal no incluye flujo inclinado, sin embargo, bastantes correlaciones utilizan datos de tuberías donde

su inclinación varió pocos grados con respecto a la horizontal. Esto podría tener discrepancias entre correlaciones. Si una tubería es elevada pocos grados con respecto a la horizontal, el colgamiento puede cambiar desde 50% hasta 90% dependiendo del gasto de líquido y gas.

Se han hecho intentos para diferenciar entre varios patrones de flujo. Algunas correlaciones requieren que primeramente el patrón de flujo sea determinado antes de poder ser utilizadas. Eaton, Andrews, Knowles, Silberberg y Brown demostraron que la determinación del patrón de flujo no es necesaria.

El principal objetivo de los estudios de flujo multifásico horizontal ha sido para desarrollar técnicas por las cuales el diámetro de la tubería puede ser apropiadamente determinado, o calcular la pérdida de presión en una tubería de diámetro conocido.

Como sucede para flujo vertical, se pueden tener dos - - elecciones al hacer uso de las correlaciones de flujo multifásico horizontal. Los cálculos se pueden hacer por medio de una computadora o se pueden usar curvas de gradiente de presión para flujo horizontal. La mayoría de los ingenieros de producción tienen al menos un programa de computadora disponible sobre líneas de flujo horizontal.

Hay disponible sólo un juego de curvas de gradiente para flujo horizontal y se encuentra publicado en el libro de Kermit Brown\*. Estas curvas son obtenidas de la correlación de Eaton y han probado ser buenas excepto en los casos de - - muy baja presión, bajo gasto y bajo rango de la relación -- gas-aceite.

### 1.3.1. EFECTO DE PARAMETROS FISICOS.

En general, el efecto de variables tales como el diámetro de la tubería y la viscosidad tienen el mismo efecto en flujo multifásico horizontal como en vertical. La única variable que difiere completamente es la relación gas-líquido. La siguiente serie de figuras muestran el efecto de algunas de estas variables. Estos efectos son importantes en el - - cálculo de las caídas de presión y en la determinación del diámetro de las tuberías. Un estudio de estas variables fue realizado por López y sus resultados se presentan aquí.

#### 1.3.1.1. Efecto del diámetro de la línea de descarga.

El efecto del diámetro de la tubería sobre las caídas de presión en tuberías horizontales se muestra en las Figs. 1.60 y 1.61 para gastos de flujo de 1000, 3000 y 8000 bl/día a condiciones estándar respectivamente. Como se nota,

\* Ver apéndice 1B y referencia (3) para curvas de gradientes de presión con diferentes condiciones.

la caída de presión para una longitud dada de la línea de -- flujo decrece muy rápidamente al incrementarse el diámetro. Por ejemplo, un gasto de producción de 1000 bl/día a condiciones estándar en una línea de 4000 pies de longitud, fluyendo contra la presión atmosférica, requiere una presión en la cabeza del pozo de 40 lb/pg<sup>2</sup> man. en una línea de 4 pg.; y 462 lb/pg<sup>2</sup> man. en la línea de 2 pg. La tabla 10 muestra estos resultados.

#### 1.3.1.2. Efecto del gasto de flujo.

Las Figs. 1.62, 1.63 y 1.64 muestran el efecto del gasto de flujo sobre las caídas de presión en flujo horizontal, a través de líneas de 2, 4 y 6 pg. respectivamente. Para el juego de condiciones listadas en la Tabla 11, se requiere -- una presión en la cabeza del pozo de 209 lb/pg<sup>2</sup> man. para -- que el pozo fluya a 500 bl/día a c.s. a través de una tubería de 2 pg. contra la presión atmosférica; comparada con -- una presión de 712 lb/pg<sup>2</sup> man. necesaria para producir 1500 bl/día a c.s. Vease la Tabla 10 para una tabulación completa de resultados.

Un error común de producción en las líneas de flujo es colocar dos o más pozos dentro de una línea de flujos excediendo su capacidad, y por tanto incrementando la presión en la cabeza de cada pozo. Esto ocasiona reducción en las capacidades productivas totales de los pozos individuales y del campo.

#### 1.3.1.3. Efecto de la relación gas-líquido (RGL).

El efecto de la relación gas-líquido sobre las caídas de presión en flujo horizontal se muestra en la Fig. 1.65. Para flujo vertical recuérdese que el incremento en la relación gas-aceite causa un decremento en la presión para un -- cierto juego de condiciones hasta que se alcanza el gradiente mínimo. Esto es debido a que el incremento en el volumen de gas aligera el gradiente estático y causa una disminución en la contrapresión. Para flujo horizontal tiene lugar el -- efecto opuesto, donde ningún fluido está siendo bombeado ver tualmente y por tanto, el gas simplemente representa un -- fluido adicional a ser movido en la línea horizontal.

Estos resultados pueden observarse en la Tabla 12. Por ejemplo, una RGL de 200 pie<sup>3</sup>/bl requiere una presión de 116 lb/pg<sup>2</sup>, comparada a una RGL de 1500 pies<sup>3</sup>/bl que requiere una presión de 330 lb/pg<sup>2</sup>. Se puede observar que al incrementarse la RGL se incrementa la presión.

#### 1.3.1.4. Efecto de la viscosidad.

La Fig. 1.66 muestra la variación en el gradiente de -- presión en flujo horizontal en una tubería de 4000 pies pa-

T A B L A 10  
EFFECTO DEL DIAMETRO DE LA LINEA DE DESCARGA

DIAMETRO (pg)	2	2 1/2	3	4	6	8
qL (bl/día)	CAIDA DE PRESION (lb/pg <sup>2</sup> )					
1000	462	223	110	40	9	3
3000	1360	745	408	172	53	17
8000	--	--	1084	526	184	72

T A B L A 11  
EFFECTO DEL GASTO (bl/día)

qL	200	500	1000	1500	2000	3000	4000	5000	8000	15000
DIA- ME- TRO (pg)	CAIDA DE PRESION (lb/pg <sup>2</sup> )									
2	65	209	462	712	938	1360	1761	2160	3461	--
4	--	--	41	72	104	172	243	314	526	970
6	--	--	--	18	29	53	77	103	184	384

T A B L A 12  
EFFECTO DE LA RGL

R G L (pie <sup>3</sup> /bl)	CAIDA DE PRESION (lb/pg <sup>2</sup> )
200	116
400	163
600	198
800	231
1000	262
1500	330
2000	393
3000	509
4000	618
5000	722

ra varias densidades API las cuales a su vez pueden correlacionarse con las viscosidades. Los crudos viscosos presentan más problemas en flujo horizontal que en flujo multifásico vertical. La razón de esto es que generalmente los crudos son enfriados en la línea de flujo superficial y por lo tanto se vuelven más viscosos. Los resultados se muestran en la Tabla 13. Se puede observar que ocurre una caída de presión de 215 lb/pg<sup>2</sup> para una viscosidad de 1.0 cp, en comparación a una caída de 400 lb/pg<sup>2</sup> para una viscosidad de 500 cp.

#### 1.3.1.5. Efecto de la relación agua-aceite.

El efecto de la relación agua-aceite, y por tanto de la densidad, no es tan pronunciado como para flujo vertical debido a que el líquido no está siendo bombeado verticalmente. Por tanto, excepto para crudos viscosos, no hay mucha diferencia entre producir crudo o agua en una línea horizontal. La Fig. 1.67 muestra la superposición de curvas cuando la relación agua-aceite cambia para diferentes valores entre 0.1 a 1000 bl agua/bl. aceite o c.s. Los resultados se muestran en la Tabla 14. Por ejemplo, una relación agua-aceite de 0.1 requiere una caída de presión de 223 lb/pg<sup>2</sup> en comparación a una caída de presión de 216 lb/pg<sup>2</sup> para una relación agua-aceite de 1000.

#### 1.3.1.6. Efecto de otros factores.

El efecto de la tensión superficial es probablemente el mismo que para flujo vertical y no está claramente definida. El efecto de resbalamiento entra probablemente dentro de los cálculos de caídas de presión, pero no tiene el efecto tan marcado como lo tiene en flujo vertical, debido a que ningún fluido está siendo bombeado verticalmente.

El efecto de la energía cinética puede ser despreciado en muchos casos, pero para altos gastos de fluido y en los sistemas de baja presión donde la densidad es baja y la velocidad aumenta rápidamente, el término de aceleración puede ser significativo. Para cálculos de computadora, se recomienda que el término de aceleración sea incluido debido a su fácil cálculo.

T A B L A 13  
EFFECTO DE LA VISCOSIDAD

VISCOSIDAD (C.P)	CAIDA DE PRESION (lb/pc <sup>2</sup> )
1	215
10	231
25	264
50	292
100	323
200	360
500	400
1000	456
5000	530

T A B L A 14  
EFFECTO DE LA RELACION AGUA-ACEITE

WOR (blw/blc)	CAIDA DE PRESION (lb/pg <sup>2</sup> )
0.10	223
0.25	224
0.33	224
0.50	224
1.00	223
2.00	222
3.00	221
5.00	220
10.00	218
1000.00	216

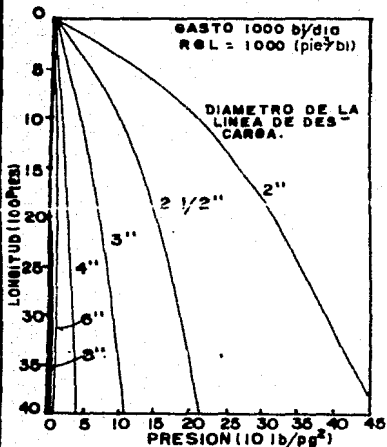


FIG.1.60 EFECTO DEL DIAMETRO DE LINEA DE DESCARGA.

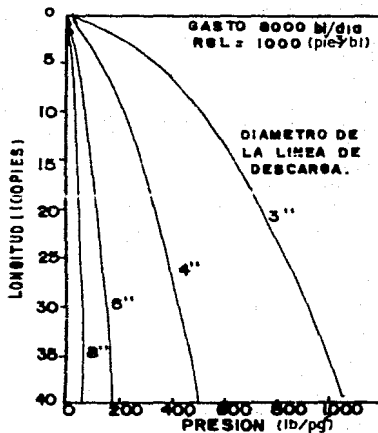


FIG.1.61 EFECTO DEL DIAMETRO DE LINEA DE DESCARGA.

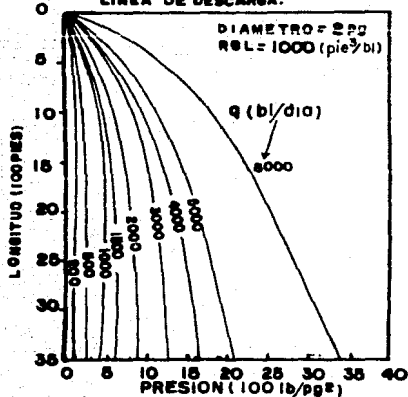


FIG.1.62 EFECTO DEL GASTO.

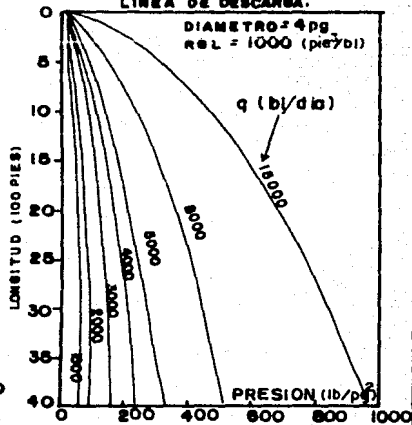


FIG.1.63 EFECTO DEL GASTO.

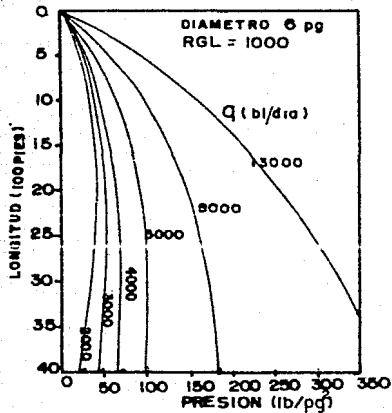


FIG.1.64 EFECTO DEL GASTO.

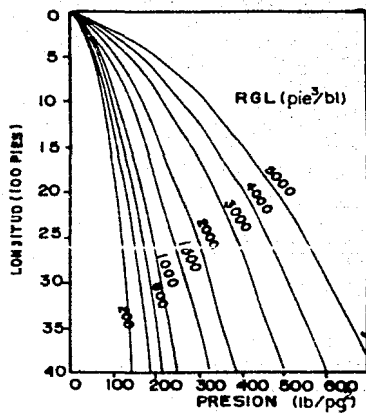


FIG.1.65 EFECTO DE LA RELACION GAS-LIQUIDO.

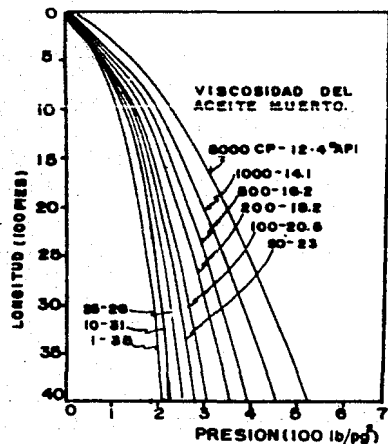


FIG.1.66 EFECTO DE LA VISCOSIDAD.

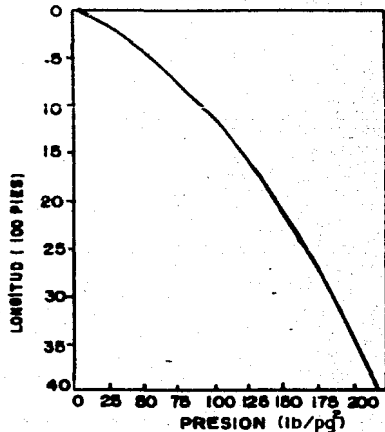


FIG.1.67 EFECTO DE LA WOR



Con los siguientes ejemplos se mostrará el uso y la utilidad de las curvas de gradiente de presión para flujo multifásico horizontal.

#### Ejemplo 6.

Considerense los siguientes datos:

$$\begin{aligned} q_o &= 1000 \text{ bl/día (100\% aceite)} \\ R &= 1000 \text{ pie}^3/\text{bl} \\ P_{sep} &= 100 \text{ lb/pg}^2 \end{aligned}$$

Longitud de la tubería de descarga = 5000 pies. Calcular la presión de flujo en la boca del pozo para un diámetro de tubería de descarga de 3 pg.

Solución:

Diámetro de la tubería de descarga = 3 pg (Fig. 1B(2)). Entrando en la abscisa con un valor de presión de 100 lb/pg<sup>2</sup> y bajando verticalmente hasta intersectar con la curva de  $R = 1000 \text{ pie}^3/\text{bl}$ , se lee en el eje de las ordenadas una longitud equivalente de 200 pies, la que sumada a la longitud de la tubería de descarga es ahora 5200 pies. Con esta profundidad y moviéndose ahora horizontalmente hasta intersectar la curva de  $R = 1000 \text{ pie}^3/\text{bl}$  y subiendo hasta el eje de las presiones se lee un valor de 190 lb/pg<sup>2</sup> que es la presión solicitada.

#### Ejemplo 6-A

Considerense los siguientes datos:

$$\begin{aligned} \text{diámetro de la línea de descarga} &= 3 \text{ pg} \\ P_{sep} &= 160 \text{ lb/pg}^2 \\ P_{wh} &= 600 \text{ lb/pg}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Longitud de la tubería de descarga} &= 4500 \text{ pies} \\ R &= 500 \text{ pies}^3/\text{bl} \end{aligned}$$

Encontrar el gasto posible de flujo a través de la tubería de descarga.

Solución:

- 1.- Suponer varios gastos.
- 2.- Determinar la presión en la cabeza del pozo para cada gasto, y preparar una tabla como la siguiente:

gastos supuestos (bl/día)

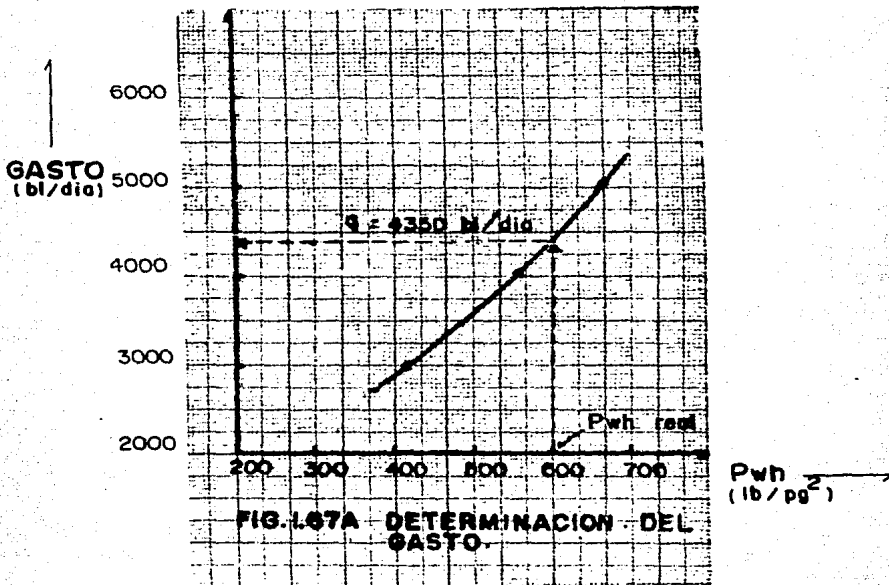
$P_{wh}$  (lb/pg<sup>2</sup>)

\* 3000  
4000  
5000

415  
565  
665

- 3.- Elaborar una gráfica de  $q$  vs.  $P_{wh}$ . (Ver fig. 1.67A)
- 4.- Con una presión en la cabeza de  $600 \text{ lb/pg}^2$  se interseca verticalmente la curva construida.
- 5.- Se lee horizontalmente hacia la izquierda hasta intersectar el eje de las abscisas y se lee el gasto de producción real de  $4350 \text{ bl/día}$ .

\* Figs. B79, B81 y B83 de la referencia (8)



#### 1.4. COMPORTAMIENTO DE FLUJO A TRAVÉS DE ESTRANGULADORES.

Con el objeto de interpretar apropiadamente el comportamiento del pozo fluyente, se debe tener una buena idea del efecto que causan los estranguladores superficiales. Prácticamente todos los pozos fluyentes utilizan alguna restricción superficial con el propósito de regular el gasto. Solamente muy pocos pozos producen sin ninguna restricción con el objeto de obtener un gasto máximo de producción. El control desde la cabeza del pozo puede ser necesario por alguna de las siguientes razones:

- (1) Mantener un gasto de producción adecuado.
- (2) Mantener una contrapresión suficiente para prevenir la entrada de arena.
- (3) Protección del equipo superficial.
- (4) Prevenir la conificación de gas.
- (5) Prevenir la conificación de agua.
- (6) Explotar el yacimiento a un gasto más eficiente.

Desafortunadamente, la solución para el flujo multifásico a través de estranguladores no ha sido satisfactoriamente resuelto para todos los casos. Muchas soluciones solamente son para el caso de flujo crítico, esto es, cuando la presión corriente abajo es aproximadamente menor que la mitad de la presión corriente arriba. Existen algunas controversias, ya que fluye una mezcla de gas y líquido a través del estrangulador y no una sola fase. Gilbert sugirió utilizar su correlación para valores de  $\frac{p \text{ corriente abajo}}{p \text{ corriente arriba}} \leq 0.70$

Las soluciones analíticas son dudosas, y muchos investigadores ofrecen correlaciones empíricas basadas en datos de campo y laboratorio.

La Fig. 1.68 da una idea de como influye el diámetro del estrangulador en el gasto en un pozo fluyente. La gráfica muestra que para la misma R el gasto normalmente se incrementa cuando el diámetro del estrangulador aumenta (parte superior de la Fig. 1.68). La presión en la cabeza del pozo, sin embargo, primero se incrementa con la disminución del diámetro del estrangulador y disminuye después de que un máximo es alcanzado para un diámetro de estrangulador de 10/64 pg. Esto es debido a que cuando el diámetro del estrangulador disminuye, la presión de fondo fluyendo se incrementa en virtud de la reducción del flujo. Pero para gastos pequeños ocurre el resbalamiento de gas, reduciendo la eficiencia de flujo hasta tal punto que el efecto del incremento de la presión de fondo fluyendo es superado por la pérdida de pre-

sión vertical en la tubería, causando un decremento en la -- presión en la cabeza del pozo.

#### 1.4.1. CORRELACIONES PARA FLUJO A TRAVÉS DE ESTRANGULADORES.

La mayoría de las correlaciones de flujo multifásico a través de estranguladores son válidas únicamente para el caso de flujo crítico. Los estranguladores que se instalan en la boca del pozo para controlar la producción, están basados en el principio del flujo crítico. Si existe flujo sónico a través del estrangulador la presión corriente arriba es independiente de la presión que prevalezca en el sistema de recolección (línea de descarga, separadores, bombeo y tanques de almacenamiento). Se infiere que el control de la producción se logrará cuando las variaciones de presión en el sistema de recolección no se reflejen en la formación productora, provocando fluctuaciones en la producción. Esta situación -- prevalecerá usando un estrangulador que permita obtener la producción deseada bajo condiciones de flujo sónico.

El flujo crítico se define como el flujo de fluido a una velocidad equivalente a la velocidad de propagación de una onda de presión en el medio donde se encuentra el fluido; y no confundirlo con: (1) "presión crítica" asociada con el -- equilibrio de la fase gas-líquido, o (2) la "región de flujo crítico" asociada con el factor de fricción de la correlación del Número de Reynolds.

Para que ocurra el flujo crítico, la velocidad relativa de un fluido en cualquier punto ( $V_f$ , pies/seg) debe ser equivalente a la velocidad de onda elástica ( $V_p$ , pies/seg) en -- ese punto. Esto es  $V_f/V_p = \text{Número Mach} = 1.00$ .

El flujo crítico de gases ocurre aproximadamente a las mismas condiciones donde la relación de la presión corriente abajo y la presión corriente arriba es  $\approx 0.528$ . El flujo sónico para gases es diferente que para líquidos. Entonces se ha notado que para una mezcla de gas y líquido la velocidad sónica es menor que para una sola fase.

Fonseca realizó un estudio de las correlaciones para -- flujo a través de estranguladores y comentó que las aproximaciones utilizadas por muchos investigadores pueden ser -- clasificadas como sigue:

- (1) Correlaciones empíricas a partir de datos de laboratorio y campo.
- (2) Correlaciones empíricas que utilizaron análisis dimensionales para seleccionar un grupo de las variables más importantes.
- (3) Aproximaciones teóricas, aplicando análisis matemático

a un modelo físico, con desarrollo de ecuaciones.

#### 1.4.2. APROXIMACION DE GILBERT.

Haciendo algunas suposiciones y considerando las características de presión-volumen del aceite y gas, puede demostrarse teóricamente que:

$$P_{wh} = \frac{C R^{0.5} q}{S^2} \dots \dots \dots (1.61)$$

donde:

- P<sub>wh</sub> = Presión en la cabeza del pozo, Lb/pgs<sup>2</sup> absolutas.
- R = Relación gas-líquido, miles de pies<sup>3</sup>/bl a c.s.
- q = gasto de líquido, bl/día a c.s.
- S = diámetro del estrangulador, 1/64 de pulgada
- C = constante que depende de las unidades (600 para las establecidas).

Basado en el estudio de muchos pozos Gilbert publicó - en 1954 la ecuación 1.62 para encontrar el diámetro de estrangulador adecuado, por ensaye y error:

$$P_{wh} = \frac{435 R^{0.546} q}{S^{1.89}} \dots \dots \dots (1.62)$$

Las unidades son las mismas de la ecuación anterior -- excepto que P<sub>wh</sub> está en lb/pg<sup>2</sup> manométricas.

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

$$P_{wh} = Aq \dots \dots \dots (1.63)$$

donde:

$$A = \frac{435 R^{0.546}}{S^{1.89}} = \text{constante} \dots \dots \dots (1.64)$$

Esta constante es para cada par de valores de relación gas-líquido y diámetro del estrangulador, y se cumple sólo cuando se tiene flujo supersónico.

Como se mencionó anteriormente, Gilbert sugirió utilizar su correlación para valores de  $\frac{p \text{ corriente abajo}}{p \text{ corriente arriba}} \leq 0.70$ . Es importante hacer notar que existen otras correlaciones de flujo multifásico en estranguladores, pero aquí se seleccio-

nó la de Gilbert por su simplicidad y amplia aplicación en los pozos petroleros.

### Ejemplo 7

Determinar el diámetro del estrangulador que se requiere para controlar la producción máxima calculada por el segundo método del ejemplo 5.

$$\begin{aligned} q_0 &= 480 \text{ bl/día} \\ P_{wh} &= 120 \text{ Lb/pg}^2 \\ R &= 300 \text{ pie}^3/\text{bl.} \end{aligned}$$

solución:

$$P_{wh} = \frac{435 R^{0.546} q_0}{S^{1.89}}$$

$$S = \left( \frac{435 R^{0.546} q_0}{P_{wh}} \right)^{1/1.89}$$

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

$$S = 39/64 \text{ pg.}$$

### 1.4.3. ANALISIS DEL COMPORTAMIENTO DE FLUJO A TRAVÉS DE ESTRANGULADORES.

En la Fig. 1.69 se observa que cuando  $P_{th} = P_e$ , se tiene el gasto máximo, correspondiente al flujo sin estrangulador. Los gastos inferiores se pueden obtener usando estranguladores en el cabezal del pozo. El tamaño del estrangulador se puede calcular mediante las ecuaciones que se presentaron anteriormente.

En la Fig. 1.69, se aprecia también que al ir reduciendo el diámetro de los estranguladores, disminuye el gasto y aumenta la presión en la boca del pozo, hasta alcanzar un valor máximo, indicando en el punto Ø3. Estrangulamientos adicionales provocarán una reducción en la presión en la boca, al aumentar las pérdidas de presión por la tubería de producción.

Es evidente que la elaboración de figuras como la anterior permite anticipar el efecto del cambio de un estrangulador sobre el gasto y la presión en la superficie. El manejo inapropiado de los estranguladores puede ocasionar la

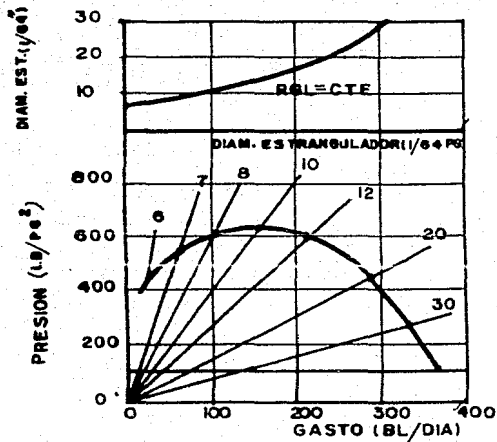


FIG. 1.68 EFECTO DEL DIAMETRO DE ESTRANGULADOR SOBRE EL GASTO.

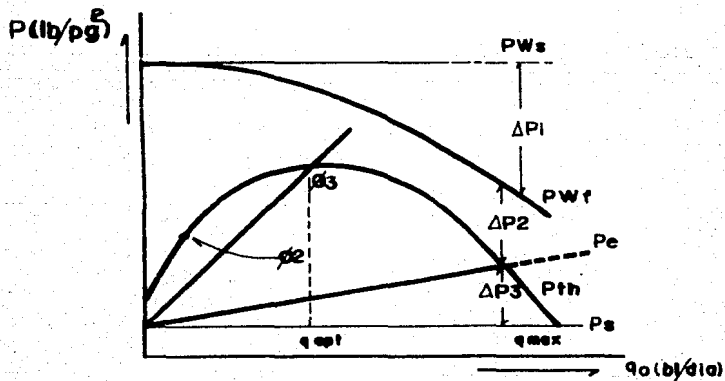


FIG. 1.69 DISTRIBUCION DE PRESIONES EN UN SISTEMA DE FLUJO.

" muerte del pozo ". Por ejemplo, un estrangulamiento adicional a  $\phi_3$  (cambio de  $\phi_3$  a  $\phi_2$ ) originaría un incremento en el colgamiento del líquido y éste el aumento en la carga hidrostática, lo que provocaría una reducción adicional en la velocidad de flujo. El resultado de esta consecuencia, es la precipitación del flujo a un estado inestable (cabeceo) que generalmente conduce a la suspensión de dicho flujo.

#### 1.4.4. CONDICIONES DE FLUJO ESTABLE E INESTABLE.

A partir de la ecuación del comportamiento de un estrangulador, es aparente que la presión en la cabeza del pozo es proporcional al gasto de producción. Esto es solamente cierto, sin embargo, bajo condiciones de flujo supersónico a través del estrangulador; para gastos bajos la presión corriente arriba del estrangulador depende de la corriente abajo y, en el límite, cuando el gasto tiende a cero, ambas son iguales.

La Fig. 1.70, ilustra una curva típica de comportamiento del estrangulador y de la presión en la cabeza del pozo, es aparente que en general existen dos posibles posiciones (nivel 1 y 2), para cualquier tamaño de estrangulador.

Suponiendo que el pozo está produciendo en la posición 1 y que por alguna razón el gasto de producción se incrementa ligeramente (Fig. 1.71). Entonces la presión impuesta por el estrangulador se incrementa a la posición A, y la presión en la cabeza, con base en el comportamiento de flujo del yacimiento al pozo y el comportamiento de flujo vertical, decrece al punto B. Una contrapresión con un valor de AB es impuesta al pozo, y ésta a su vez es impuesta a la formación, reduciéndose por tanto el gasto de producción. De manera similar, si por alguna razón el gasto de producción se reduce ligeramente, habría entonces una liberación de contrapresión y el gasto de producción sería restaurado a su valor original. El punto 1, es una posición de equilibrio y el pozo fluiría en forma estabilizada al correspondiente gasto de producción.

Por otra parte, suponiendo que el pozo está produciendo en la posición definida por el punto 2. Considerando además que por alguna razón, el gasto decrece ligeramente (Fig. 1.72). La presión impuesta por el estrangulador decrece a C, pero la presión en la cabeza del pozo, en base al comportamiento de flujo del yacimiento al pozo y el comportamiento de flujo vertical, decrecerá al punto D. El efecto que provoca es un incremento en la contrapresión en el pozo, lo que incrementará la presión de fondo fluyendo, reduciéndose en algo más la producción. Alternativamente si toma lugar un pequeño incremento en la producción, la contrapresión sobre el pozo se reduce y se presentan incrementos adicionales en la producción, esto continua hasta que se alcanza la posi



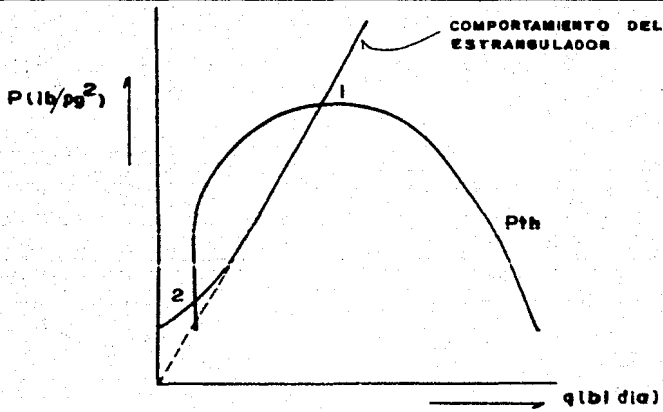


FIG.1.70 COMPORTAMIENTO DE UN POZO ESTRANGULADO.

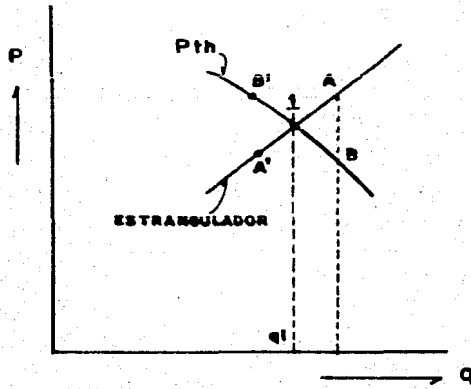


FIG.1.71 ESTABILIDAD DEL FLUJO AL GASTO MAS ALTO POSIBLE.

ción 1. Todo lo cual indica que la posición 2, es una posición de equilibrio inestable, el pozo por tanto no puede - - fluir en forma estabilizada al correspondiente gasto de producción a través del estrangulador en consideración, lo cual causa que el pozo fluya más rápido o muera.

#### 1.4.5 PROLONGACION DE LA VIDA FLUYENTE.

El procedimiento empleado para obtener la capacidad de flujo de un pozo y las condiciones de terminación de su vida fluyente, es el propuesto por Nind. Este método consiste en la utilización de la curva de comportamiento de flujo vertical (Fig. 1.73) en combinación con la del comportamiento de flujo en el yacimiento. La intersección de ambas curvas determina el gasto y la presión de fondo fluyendo correspondientes a una presión estática dada. Al disminuir la presión estática, se reduce la capacidad de flujo, hasta que se alcanza una presión estática ( $P_{ws2}$ ), a la que cesa el flujo al pasar de un gasto  $Q_{o2}$  a cero, en unas cuantas horas.

Algunas de las alternativas para prolongar la vida fluyente son:

- 1.- Fluido en el espacio anular
- 2.- Cambio de tuberías de producción.
- 3.- Uso de estranguladores de fondo
- 4.- Tuberías concéntricas.

A continuación se resume cada alternativa propuesta por los autores de la referencia (6):

- 1.- Fluido en el espacio anular.

Se estudió el efecto de emplear agua o aceite en el espacio anular, mediante el uso de un programa de cómputo acoplado al de flujo multifásico.

Se apreció que para un gasto dado, se tienen menores caídas de presión cuando el espacio anular contiene aceite que cuando contiene agua. Este comportamiento se explica al considerar que el aceite, por su menor conductividad térmica, permite que los hidrocarburos fluyan a mayor temperatura por el interior de la tubería de producción. A su vez la densidad de la columna de fluidos, será menor al aumentar su temperatura, debido principalmente al efecto de la mayor liberación del gas disuelto. Los resultados obtenidos indican que el empleo de aceite en el espacio anular, en lugar de agua, prolonga la vida fluyente de los pozos y permite obtener un gasto mayor.

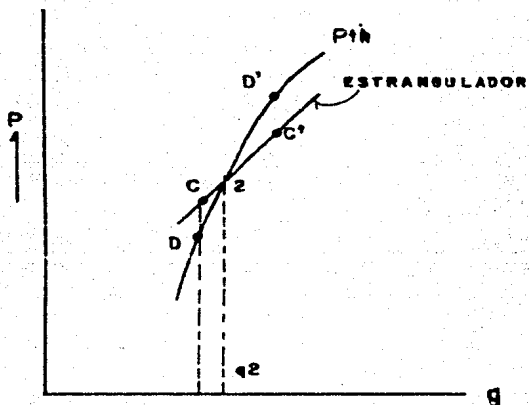


FIG. 1.72 ESTABILIDAD DEL FLUJO AL GASTO MAS BAJO POSIBLE.

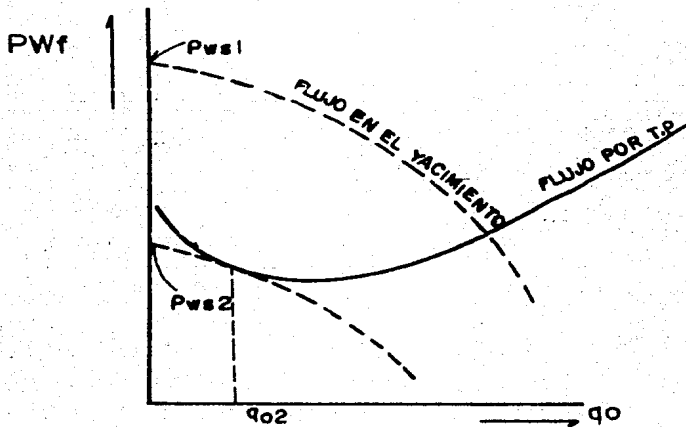


FIG. 1.73 DETERMINACION GRAFICA DE LA CAPACIDAD DE PRODUCCION DE UN POZO AL VARIAR LA PRESION ESTATICA.

## 2.- Cambio de tuberías de producción.

Cada tubería de producción presenta un comportamiento de flujo diferente. Los métodos de flujo multifásico muestran que el gasto crítico decrece al disminuir el diámetro de la tubería y se puede predecir que la presión de fondo correspondiente al gasto crítico decrece al disminuir el diámetro de la T.P. De acuerdo a esto, para un gasto existirá un diámetro de T.P., con el que se manifiesten las caídas mínimas de presión. Entonces, el criterio para la selección del diámetro de tubería es: para el gasto deseado, utilizar la tubería que proporciona la menor presión de fondo posible; es decir, con la que se obtiene la mínima caída de presión.

## 3.- Uso de estranguladores de fondo.

En un pozo, con condiciones normales de flujo, la velocidad del gas libre tiene un efecto directo sobre la cantidad de aceite que puede desplazar fuera de la tubería. El propósito principal de la instalación de un estrangulador de fondo es provocar un incremento en la velocidad de elevación de la columna, principalmente en la parte inferior de la tubería. Esto origina: 1) la liberación y expansión del gas disuelto; 2) la expansión del gas libre que fluye junto con el aceite, y; 3) un proceso que permite obtener una mezcla gas-aceite más íntima y uniforme. Esto evita el resbalamiento del gas y los problemas de cabeceo, además se mantiene una contrapresión estable en el pozo.

## 4.- Uso de tuberías concéntricas de producción.

El uso combinado de tuberías ofrece características ventajosas para prolongar la vida fluyente de los pozos. El empleo de una tubería de menor diámetro, colocada en el interior de la tubería de diámetro mayor, proporciona condiciones de flujo por demás singulares, ya que tanto el espacio anular como la tubería concéntrica interior pueden ser usadas como vías de flujo. En el flujo multifásico vertical, la mayor parte de las caídas de presión se deben a la densidad de la mezcla, y el efecto que sobre ésta tiene el resbalamiento de la fase de gas; al emplear el espacio anular como vía de flujo, se favorece el efecto de empuje del aceite por el gas liberado, pues tanto el gas como el aceite alcanzan velocidades mayores, principalmente por la menor área disponible al flujo, lo que favorece en gran medida el desplazamiento del aceite por el gas liberado.

Por otra parte, las velocidades de las fases ayudan a la formación de una mezcla de fases más uniforme, lo que reduce el resbalamiento, con lo que el flujo es más estable y, por ende, las pérdidas de presión se reducen.

## N O M E N C L A T U R A

Bo	=	factor del volumen de aceite
Bw	=	factor del volumen de agua
h	=	espesor neto de la formación, pies
J	=	índice de productividad, bl/día/lb/pg <sup>2</sup>
Js	=	índice de productividad específico, bl/día/lb/pg <sup>2</sup> /pie
ko	=	permeabilidad efectiva al aceite, darcy o md (según se indique)
kw	=	permeabilidad efectiva al agua, darcy o md (según se indique)
Pws	=	presión de fondo estática, lb/ng <sup>2</sup>
Pwf	=	presión de fondo fluyendo, lb/pg <sup>2</sup>
qL	=	gasto de líquido, bl/día
qo	=	gasto de aceite, blo/día
qw	=	gasto de agua, blw/día
R	=	relación gas-aceite, pie <sup>3</sup> /bl
Twh	=	temperatura en la cabeza del pozo, °F o °R (según se indique)
Twf	=	temperatura en el fondo del pozo, °F o °R (según se indique)
yg	=	densidad relativa del gas, (aire = 1.00)
μo	=	viscosidad del aceite, c.p.
Yo	=	densidad relativa del aceite
Yw	=	densidad relativa del agua
μw	=	viscosidad del agua, c.p.
σo	=	tensión superficial del aceite, dinas/cm
σw	=	tensión superficial del pozo, lb/ng <sup>2</sup>

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.
- 6.- Garaicochea P. F., y Col.: "Estudio Teórico de Procedimientos para Prolongar la Vida Fluyente de los Pozos", Trabajo propuesto para su presentación en el XXV Congreso anual de la AIPM, Abril, 1987.
- 7.- Fuentes, N. F.,: "Análisis Nodal, Fundamentos y Aplicaciones" Tesis Facultad de Ingeniería, UNAM. 1986
- 8.- Brown, K.E., et. al.: The Technology of Artificial Lift Methods", Penn Well Books, 1977, Volumen 3a.

## EXPLOTACION DE POZOS POR EL SISTEMA DE BOMBEO NEUMATICO.

## INTRODUCCION

Bombeo neumático es un método de levantamiento de fluidos donde se utiliza gas a una presión relativamente alta (250 lb/pg<sup>2</sup> mínima) como medio de aligeramiento a través de un proceso mecánico. El gas inyectado mueve el fluido hasta la superficie por una de las siguientes causas o su combinación; reduciendo la presión, que ejerce la carga de fluido sobre la formación por la disminución de la densidad del fluido, expansión del gas inyectado y el desplazamiento del fluido. Esto se lleva a cabo por uno de los dos siguientes métodos:

- (1) En flujo continuo un volumen continuo de gas a alta presión es introducido dentro de la tubería para aerear o aligerar la columna de fluidos hasta reducir la presión en el fondo que permitirá una diferencial suficiente a través de la cara de formación causando que el pozo produzca al gasto deseado. Para llevar a cabo esto se utiliza una válvula de flujo que permitirá un posible punto de inyección más profundo de presión disponible de B.N. en conjunción con una válvula que actuará como regulador de orificio para regular el gas inyectado desde la superficie dependiendo de la presión en la T.P. Este método es utilizado en pozos con un alto índice de productividad ( $>0.5$  bl/día/lb/pg<sup>2</sup>) y una presión de fondo razonablemente alta, (columna hidrostática del orden del 50% o más en relación a la profundidad del pozo).

En este tipo de pozos, la producción de fluidos puede caer en el rango de 200-20,000 bl/día a través de sartas de tubería de diámetro normal. En flujo a través de la T.R. es posible obtener gastos del orden de 80,000 bl/día. El diámetro interno de la T.P. gobierna la cantidad de flujo - si el índice de productividad, la presión de fondo, volumen y presión de gas, y las condiciones mecánicas son ideales. Pequeños volúmenes pueden ser eficientemente producidos usando flujo continuo si se utilizan tuberías tipo "macarroni". Tan bajo como 25 bl/día pueden ser eficientemente producidos a través de una tubería de 1 pg. por flujo continuo.

- (2) 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 superficie 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 TP, 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 inicie otro ciclo. Generalmente utilizado conjuntamente con un controlador superficial cíclico de tiempo, el levantamiento intermitente es utilizado en pozos con volúmenes de fluido relativamente bajos, o pozos que tienen las siguientes características: (1) alto índice de productividad ( $>0.5$  con bajas presiones de fondo o (2) bajo índice de productividad ( $<0.5$  bl/día/lb/pn<sup>2</sup>) con bajas presiones de fondo, (columna hidrostática del orden del 30% o menor en relación con la profundidad).

En bombeo neumático intermitente, el gas es inyectado a intervalos regulares por el "control de intermitencia" (una válvula motora operada por un dispositivo de tiempo que permite seleccionar el ciclo de control de gas de inyección al espacio anular de la T.R.). El ciclo es regulado para que coincida con el gasto de llenado de fluido de la formación productora al pozo.

Algunas veces el B.N. intermitente puede ser aplicado sin utilizar el control de intermitencia superficial. Este tipo de instalación requiere de una válvula que es más sensible que una normal y utiliza una "apertura" incorporada. El uso de este tipo de válvulas puede presentar problemas cuando los pozos deben ser descargados a una línea de flujo extensa cerca de estranguladores superficiales o bajo otras condiciones donde la sensibilidad de la válvula será una desventaja. Sin embargo, existen otras situaciones en el cual una válvula de este tipo es una ventaja, por ejemplo en algunos sistemas de compresor rotativo.

En el B.N. intermitente pueden ser utilizados puntos múltiples de inyección de gas a través de más de una válvula de bombeo neumático. La instalación debe ser diseñada para que las válvulas de B.N. abran justo cuando el bache de líquido pase por arriba de cada válvula. Normalmente, este tipo de bombeo es utilizado con válvulas operadas por fluido, las cuales, por diseño requieren de un tamaño de orificio pequeño para asegurar el cierre de la válvula. Considerables investigaciones fueron hechas desde 1952-1977 para determinar con exactitud la pérdida de presión en flujo bifásico horizontal y vertical. Se han hecho investigaciones para todos los tipos de flujo que ocurren en sartas de tubería vertical. Esto ha hecho que se desarrolle una ingeniería precisa en el bombeo neumático.

El desperdicio de gas se ha incrementado con el uso de compresoras, y sistemas rotativos de B.N. están siendo utilizados más y más. El aire también fue utilizado, removiendo el oxígeno, abandonando el nitrógeno y CO<sub>2</sub> como productos de



combustión. Esto hizo que el gas no fuera considerado previamente en el B.N. En casos muy raros se utiliza aire no procesado.

Bombeo neumático es un medio de levantamiento de líquidos - (generalmente aceite y/o agua) de un pozo vertical o desviado, por la inyección de gas dentro del pozo. Por ejemplo, en un pozo con una T.R. de 5 1/2 pg. de diámetro y produce a través de una T.P. de 2 pg. el gas puede ser inyectado en la parte inferior del espacio anular T.R.-T.P. y subir por la sarta de tubería. El gas que entra a la sarta de tubería aérea los líquidos y causa que el pozo fluya (flujo continuo) o entra abajo de un bache de líquido acumulado y se lleva este bache a la superficie en forma de pistón (flujo intermitente).

La pregunta ahora es: "¿Que tipo de B.N. se debe utilizar para que el pozo produzca?"

Suponiendo que un pozo de 5000 pies está lleno de agua salada ( $\gamma_w = 1.07$ , gradiente =  $0.465 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ ) y que debe producir 100% de agua salada contra  $100 \text{ lb/pg}^2$  de presión superficial en la T.P. Suponer que la resistencia por fricción es cero, este pozo debe tener una presión de fondo fluyendo equivalente a la presión de la T.P. en la superficie más la presión que ejerce la columna de agua salada. Esto es  $100 + 5000(0.465) = 100 + 2325 = 2425 \text{ lb/pg}^2$ .

Ahora, suponiendo que este pozo tiene 100% de aceite de 42° API y que debe producir contra una presión en la T.P. de  $100 \text{ lb/pg}^2$ . Este aceite de 42° API tiene un  $\gamma_o$  de  $0.815$  o ejerce un gradiente de  $0.354 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ . Otra vez, despreciando la fricción, la presión de fondo fluyendo total requerida sería:  $100 + (0.354)(5000) = 100 + 1770 = 1870 \text{ lb/pg}^2$ . Por lo tanto, es más fácil que fluya un pozo con 100% de aceite que uno con 100% de agua. Se tiene una diferencia de  $555 \text{ lb/pg}^2$  para estas dos condiciones. Además suponiendo que el pozo tiene gas en solución en el 100% de aceite y que éste aligera el gradiente para un promedio de  $0.25 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ . La presión de fondo fluyendo será  $100 + (5000)(0.25) = 100 + 1250 = 1350 \text{ lb/pg}^2$ . Se tiene un decremento adicional en la presión de fondo fluyendo requerida.

El principio de bombeo neumático continuo es ahora aparente. Los gradientes fluyentes de  $0.465 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$  para 100% de agua salada,  $0.354 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$  para 100% de aceite, y  $0.25 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$  para aceite con gas en solución pueden ser disminuidos todos por la inyección artificial de gas dentro de la columna de fluido. Por ejemplo, una cantidad suficiente de gas debe ser inyectado para reducir el gradiente de presión del fluido a uno tan bajo como  $0.10 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ . El gas es mucho más ligero que el aceite o el agua; mezclándolo con aceite o agua, ésta tiene un gradiente mucho más pequeño.

Por ejemplo, si el gradiente fluyendo es  $0.10 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$  inyectando gas a 5000 pies y el pozo tiene que fluir contra una presión de  $100 \text{ lb/pg}^2$  en la T.P., la presión de fondo fluyendo total es ahora  $100+(5000)(0.10) = 100+500=600 \text{ lb/pg}^2$ . Una comparación de estas presiones de fondo fluyendo muestra que  $2425 \text{ lb/pg}^2$  para 100% de agua salada,  $1870 \text{ lb/pg}^2$  para 100% de aceite,  $1350 \text{ lb/pg}^2$  para 100% de aceite con gas en solución, y  $600 \text{ lb/pg}^2$  cuando el gas es inyectado artificialmente a 5000 pies. Además, el B.N. crea la presión de fondo fluyendo deseada ( $P_{wf}$ ) por la inyección de gas en un punto deseado de la sarta de T.P.

Los propósitos de B.N. intermitente y continuo son idénticos, crear la presión de fondo fluyendo necesaria que permita producir al pozo a un gasto deseado. Una diferencia importante, sin embargo, es que en B.N. intermitente se debe formar primero un bache de líquido, entonces el gas es inyectado debajo del bache. El gas impulsa al bache a la superficie, en forma similar cuando se dispara una pistola. La presión de fondo fluyendo varía bastante durante el período entre la inyección de gas abajo del bache y el ascenso de éste a la superficie.

El uso de una válvula de orificio grande para llevar a cabo el ciclo de B.N. resultará en una máxima recuperación de líquidos y el uso de una mínima cantidad de gas. Esta válvula, la válvula operante, es la válvula más profunda expuesta al gas en el espacio anular. Sin embargo, recientes estudios sobre puntos de inyección múltiple (teniendo varias válvulas abiertas al paso del bache) han probado ser un medio eficiente de B.N. intermitente.

Las válvulas arriba de la válvula operante - válvulas de descarga- facilitan la descarga de los fluidos del pozo con un suministro de presión de gas existente.

En instalaciones para flujo continuo y para flujo intermitente en yacimientos con empuje de agua, la válvula más profunda no siempre es válvula operante. Esta y otras válvulas son instaladas para estar disponibles cuando la presión en el pozo decline y el punto de operación es removido mas abajo. Un incremento en el contenido de agua del fluido producido puede también necesitar una reparación posterior en el pozo.

A menudo una de las características que no se toma en cuenta en B.N. es su flexibilidad. Las características del pozo son a menudo desconocidas y es enteramente posible que a un pozo se le pueda aplicar B.N. continuo o intermitente. Un pozo que ha sido diseñado apropiadamente puede producir  $100 \text{ bl/día}$  de fluido o solamente  $50 \text{ bl/día}$ . Muchos otros tipos de sistemas artificiales requerirán diferentes tipos y tamaño de equipo para ofrecer esta flexibilidad, donde una instalación de B.N. podría producir eficientemente a cualquier gasto.

## 2.1 Gradiente de la columna del gas de inyección.

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 B.N. Para corregir desde el fondo del pozo hasta la superficie o viceversa, el ingeniero de producción debe hacer la predicción del cambio de la presión causado por la columna de gas y por las pérdidas de fricción en la válvula de B.N., tanto en 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.

La estimación del gradiente de la columna de gas a partir de mediciones superficiales solamente incluye el cálculo de la presión adicional ejercida por el peso de la columna estática del fluido. La Fig. 2.1 ilustra las condiciones en la T.P. o T.R. de un pozo de gas no fluyente; P<sub>sup</sub> es la presión en la superficie y P<sub>fondo</sub> es la presión a una determinada profundidad. El perfil de temperatura del pozo de gas se muestra en la Fig. 2.2. El perfil de temperatura no es realmente una línea recta, pero, por la circulación dentro del pozo, éste tiende a ser más grande que el indicado por la línea recta al unir las temperaturas de la superficie y el yacimiento.

Ya que el gasto (q o q<sub>g</sub>) es igual a cero, de la ecuación de Balance de energía\*, se tiene:

$$\int_1^2 \frac{z dp}{p} = \int_1^2 \frac{0.01875 \gamma_g dL}{T} \dots \quad (2.1)$$

La ec. 2.1 puede ser escrita como:

$$\int_{P \text{ sup}}^{P \text{ fondo}} \frac{z dp}{p} = \int_0^L \frac{0.01875 \gamma_g dL}{T} \dots \quad (2.2)$$

\* Ver apéndice 2B.

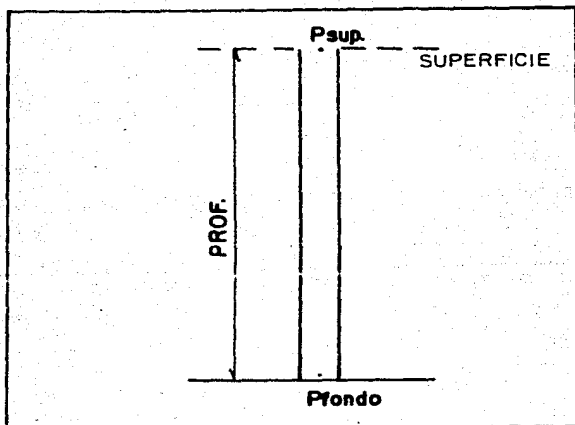


FIG. 2.1 CONDICIONES DE UN POZO.

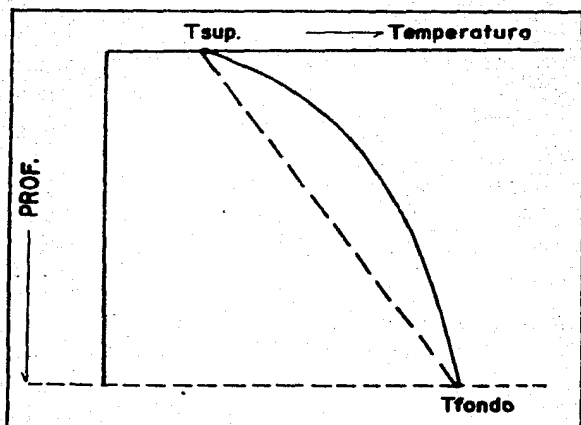


FIG. 2.2 PERFIL DE TEMPERATURA EN UN POZO.

Si se toma a  $T$  y  $Z$  como valores promedio de  $T$  y  $Z$  e intentan do ambos miembros de la ec. anterior se tiene:

$$\ln \frac{P_{\text{fondo}}}{P_{\text{sup}}} = \frac{0.01875 \gamma_g L}{Z \bar{T}} \dots \quad (2.3)$$

$$P_{\text{fondo}} = P_{\text{sup}} e \left( \frac{0.01875 \gamma_g L}{Z \bar{T}} \right) \dots \quad (2.4)$$

La diferencia de presión ( $P_{\text{fondo}} - P_{\text{sup}}$ ), equivalente al pe- so de la columna de gas puede ser obtenida restando  $P_{\text{sup}}$  en ambos miembros de la ec. 2.4.

$$(P_{\text{fondo}} - P_{\text{sup}}) = P_{\text{sup}} \left( e \frac{0.01875 \gamma_g L}{Z \bar{T}} - 1 \right) \dots \quad (2.5)$$

La solución de la ec. 2.4 involucra un método de ensaye y error, en la cual el factor de compresibilidad ( $Z$ ) depende de la presión de fondo y viceversa. El procedimiento de cálculo incluye suponer un valor de  $P_{\text{fondo}}$  y obtener un valor de  $Z$  a  $\frac{P_{\text{sup}} + P_{\text{fondo}}}{2}$  y  $\frac{T_{\text{sup}} + T_{\text{fondo}}}{2}$  o bien suponer un valor de  $Z$

y calcular la  $P_{\text{fondo}}$ . Si el valor calculado de  $P_{\text{fondo}}$  o  $Z$  está dentro de la tolerancia previamente establecida el procedimiento termina, de lo contrario suponer como nuevo valor obtenido anteriormente y continuar el proceso de ensaye y error. Por esta razón, se han desarrollado gráficas que proporcionan buenos resultados basados en la ec. 2.4. Una de estas gráficas se muestra en la Fig. 2.3. Para presiones y temperaturas normales, la presión se incrementa con la profundidad (gradiente de presión) en forma aproximadamente constante para una presión superficial dada. Por consiguiente, la presión en la T.R. puede representarse gráficamente mediante una línea recta desde la superficie hasta la profundidad deseada.

El siguiente ejemplo ayudará a entender el proceso de ensaye y error; que es como sigue:

Calcular la presión estática en el fondo de un pozo de gas que tiene una profundidad de 5790 pies,  $\gamma_g = 0.60$ .  $P_{\text{sup}} = 2300 \text{ lb/pg}^2$ , la temperatura promedio de flujo de la sarta es de  $117^\circ\text{F}$ .

$$L = 5790 \text{ pies}$$

$$\gamma_g = 0.6$$

$$P_{\text{sup}} = 230 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

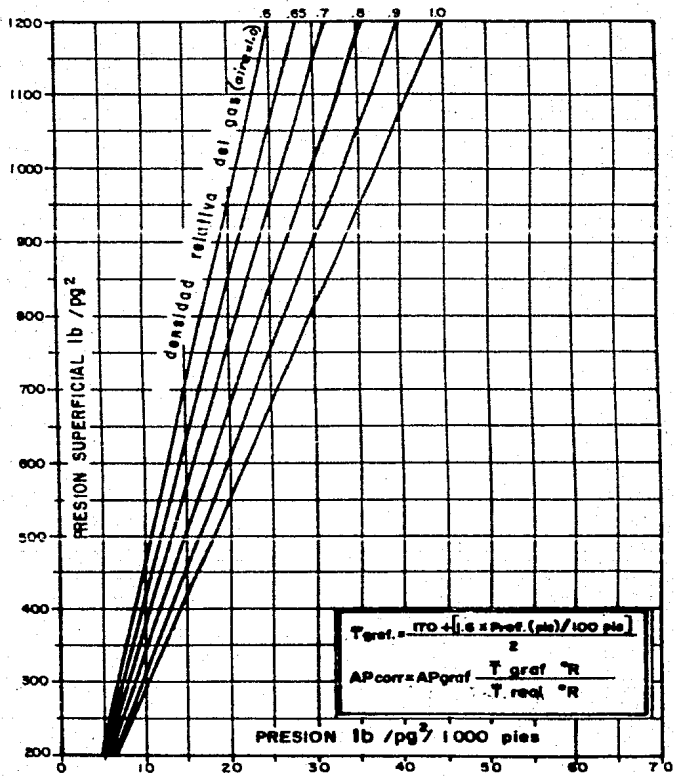


FIG. 2. 3 GRADIENTES DE LA COLUMNA DE GAS

$$\bar{T} = \frac{T_{\text{sup}} + T_{\text{fondo}}}{2} = 117^{\circ}\text{F} = 577^{\circ}\text{R}$$

de la ecuación 2.4

$$P_{\text{fondo}} = P_{\text{sup}} e^{\left( \frac{0.01875 \times 0.6 \times 5790}{577 \times \bar{Z}} \right)} = 2300 e^{\left( \frac{0.113}{\bar{Z}} \right)}$$

Primera iteración:

$$P_{\text{fondo}} = 2500 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$\bar{P} = 2400$$

$$P_{\text{pr}} = \frac{2400}{672} = 3.57$$

$$T_{\text{pr}} = \frac{577}{358} = 1.61$$

$$\bar{Z} = 0.822$$

$$P_{\text{fondo}} = 2300 e^{\frac{0.113}{0.822}} = 2639 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

Segunda iteración:

$$\bar{P} = \frac{2639 + 2300}{2} = 2470 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$P_{\text{pr}} = 3.67$$

$$\bar{Z} = 0.822$$

No existe un cambio apreciable de  $\bar{Z}$  para esta iteración, por lo tanto la primera iteración es suficiente.

$$P_{\text{fondo}} = 2639 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

Dado que  $Z$  está en función de la presión y temperatura, se recomienda subdividir la profundidad del pozo en pequeños intervalos.

Para pozos con tuberías pequeñas ( $\frac{3}{4}$  - 1, y combinación de 2 pg, la caída de presión en el bombeo neumático es crítico. Buthod y Whitely desarrollaron una ecuación para calcular las presiones en un pozo de gas,

$$P^2_{\text{fondo}} = B (P^2_{\text{sup}} - A) + A \quad \dots \quad (2.6)$$

donde:

$$B = e^{\left( \frac{0.0376 \gamma_g L}{\bar{Z} \bar{T}} \right)}$$

$$A = 1.51 \times 10^{-5} \times \left( \frac{q T Z}{d 5.23} \right)^2$$

Es de interés notar que existe la posibilidad de que el valor del gradiente de presión del gas sea positivo o negativo. A bajos gastos de flujo el gradiente es positivo y a altos gastos éste es negativo, por ejemplo, si se incrementa el gasto de flujo, la pérdida de energía se incrementa.

#### FLUJO ANULAR

En muchos casos los pozos de gas producen a través de la T.P. (generalmente de 2 pg a 3.5 pg. de diámetro interior). Ocasionalmente sin embargo, un pozo puede producir a través del espacio anular de la T.P. y T.R. Las ecuaciones de flujo de la T.P. pueden ser utilizadas para flujo anular, con la condición de que el diámetro variable de flujo sea tomado apropiadamente.

El método comúnmente utilizado para manejar el flujo a través de una sección transversal no circular es a través de un "diámetro efectivo". Este se define como:

$$D_{eff} = \frac{4 \times \text{Area de la sección transversal de flujo}}{\text{perímetro mojado}} \quad (2.7)$$

el cual, para el espacio anular, se reduce a:

$$D_{eff} = \frac{4 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}{(D_2 + D_1) \pi} = D_2 - D_1 \quad \dots \quad (2.8)$$

donde:

$D_2$  = diámetro interior de la T.R.

$D_1$  = diámetro exterior de la T.P.

En las ecuaciones de flujo, el diámetro es elevado a la quinta potencia ( $D^5$ ). Es, sin embargo, incorrecto utilizar  $(D_2 - D_1)^5$ . La forma correcta es como sigue:

Las pérdidas por fricción para tuberías circulares está dado por:

$$\Delta P_f = \frac{f v^2 d L}{2 g C D} \quad \dots \quad (2.9)$$

$$v \text{ (pie/seg)} = \frac{\text{pie}^3}{\text{seg}} \times \frac{1}{\text{pie}^2}$$



Además:

$$v = \frac{qg (10^6)}{(24)(3600)} \cdot \frac{P_b}{P} \cdot \frac{T}{T_b} \cdot \frac{Z}{Z} \times \frac{1}{\pi/4 \left[ \left( \frac{D_2}{12} \right)^2 - \left( \frac{D_1}{12} \right)^2 \right]} \cdot \frac{\text{pie}}{\text{seg}}$$

$$v = 59.785 \frac{TZ qg}{P (D_2^2 - D_1^2)}, \text{ pie/seg} \quad \dots \quad (2.10)$$

donde:

$q_g$  = gasto de gas en millones de pies<sup>3</sup> medidos a 14.65 lb/psig<sup>2</sup> abs. y 60 °F.

por lo tanto:

$$\Delta P_f = \frac{f(59.785)^2 T^2 Z^2 qg^2 dL}{(2)(32.17) \rho^2 (D_2^2 - D_1^2)^2 \left( \frac{D_2}{12} - \frac{D_1}{12} \right)}$$

$$\Delta P_f = 667 \left( \frac{TZ}{P} \right)^2 \frac{f}{D_2 - D_1} \left( \frac{qg}{D_2^2 - D_1^2} \right)^2 dL \quad (2.11)$$

nótese que:

$$(D_2 - D_1)(D_2^2 - D_1^2)^2 = (D_2 - D_1)^3 (D_2 + D_1)^2 \neq (D_2 - D_1)^5$$

Además, en las ecuaciones de flujo,  $D^5$  para flujo en tuberías circulares será reemplazado por  $(D_2 - D_1)^3 (D_2 + D_1)^2$  para flujo anular. Por ejemplo, la ecuación de energía:

$$\frac{53.34}{\gamma_g} \cdot \frac{T Z}{P} dp + dH + \frac{0.00268 f qg^2}{(D_2 - D_1)^3 (D_2 + D_1)^2} \left( \frac{TZ}{P} \right)^2 dL = 0 \quad (2.12)$$

El número de Reynolds es otro término que no permite una sustitución de  $(D_2 - D_1)$  por  $D$ . Para evaluar el factor de fricción de Moody para flujo anular, el número de Reynolds es:

$$(Re) \text{ anular} = \frac{20\,000 qg \gamma_g}{\mu (D_2 + D_1)}, \text{ donde} \quad (2.13)$$

$qg$  = gasto de gas en millones de pies<sup>3</sup> a condiciones de flujo.

$\gamma_g$  = densidad relativa del gas (aire = 1.0)

$\mu$  = viscosidad del gas, c.p.

$D_2, D_1$  = diámetro de la T.R. y T.P. pg.

Cuando no se tiene la información necesaria para utilizar las ecuaciones anteriores se recomienda estimar la presión de fondo, empleando las ecuaciones prácticas de campo siguientes:

$$P_2 = P_1 \left( 1 + \frac{D^{1.5}}{100} \right) \quad \dots \quad (2.14)$$

donde:

$P_2$  y  $P_1$  presión en lb/pg<sup>2</sup>  
 $D$ , profundidad en miles de pies.

o

$$P_2 - P_1 = 0.25 \left( \frac{P_1}{100} \times \frac{D}{100} \right) \quad \dots \quad (2.15)$$

donde  $D$  está en pies y  $P_2, P_1$  en lb/pg<sup>2</sup>

## 2.2. CARACTERISTICAS DE LAS VALVULAS DE BOMBEO NEUMATICO.

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 comunmente 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. Mecánica 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:

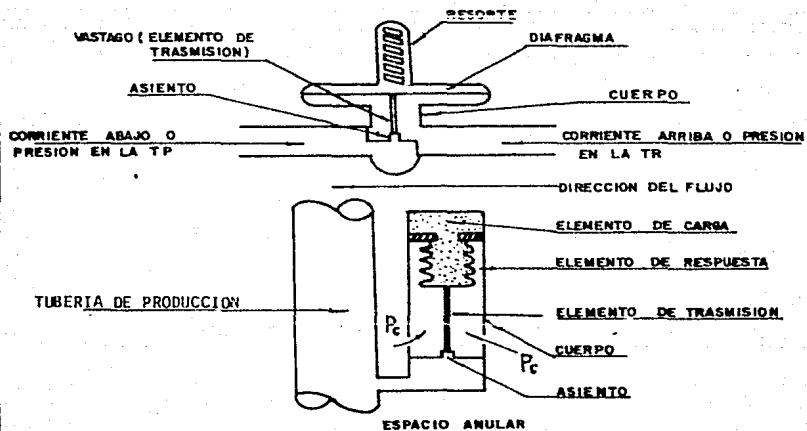
- (1) Cuerpo de la válvula
- (2) Elemento de carga (resorte, gas o una combinación de ambos)
- (3) Elemento de respuesta a una presión (fuelle de metal, pistón o diafragma de hule)
- (4) Elemento de transmisión (diafragma de hule o vástago de metal)
- (5) Elemento medidor (orificio o asiento)

La presión de carga (se utiliza resorte para un regulador de presión y gas para una válvula de BN), se muestran en las Figs. 2.4 a la 2.6, 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.

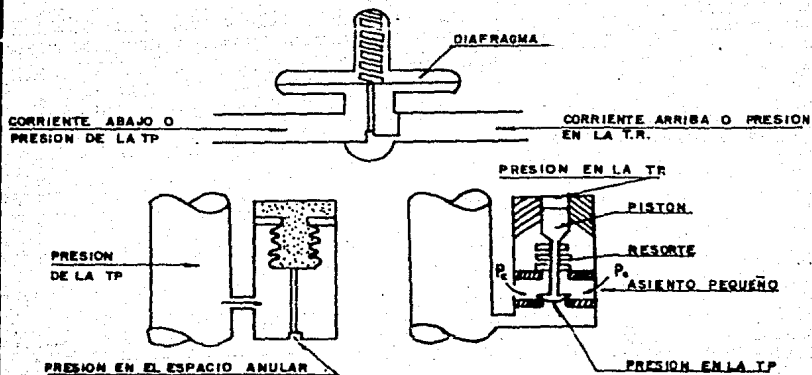
### 2.2.3. Clasificación de las Válvulas de Bombeo Neumático.

#### a) Válvulas balanceadas.

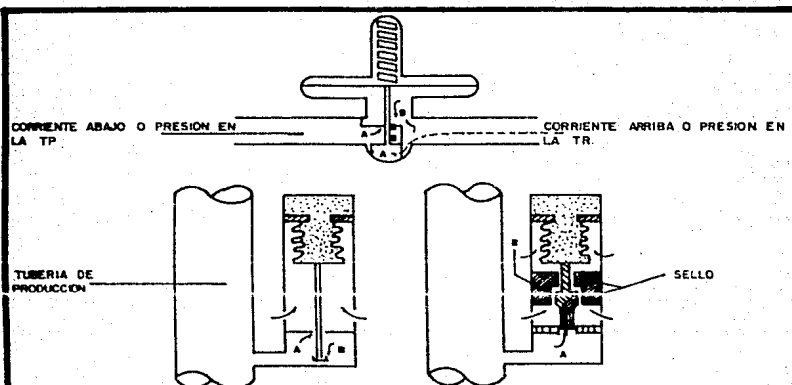
Una válvula de presión balanceada no está influenciada -- por la presión en la tubería de producción cuando está en la posición cerrada o en la posición abierta. En esta válvula se tiene que la presión de la tubería de revestimiento actúa en el área del fuelle durante todo el tiempo. Esto significa que 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.



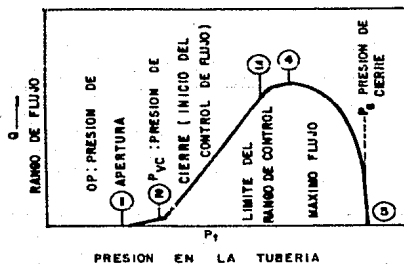
**FIG.: 2.4** REGULADOR DE PRESION (ARRIBA) Y VALVULA DE BOMBEO NEUMATICO CON PRESION DE CARGA (ABAJO)



**FIG. 2.5 REGULADOR DE PRESION SENSIBLE A LA PRESION CORRIENTE ABAJO (ARRIBA), VALVULA OPERADA POR FLUIDO (ABAJO (IZQ.))**



**FIG.: 2.6 REGULADOR DE PRESION BALANCEADA (ARRIBA), VALVULAS DE BOMBEO NEUMATICO CON PRESION BALANCEADA EN LA TUBERIA DE PRODUCCION (ABAJO)**



**FIG.: 2.7 CURVA DE RESPUESTA A LA TRAYECTORIA DEL GAS**

Existen algunas cuyo principal elemento 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 válvula proporcional o válvula de flujo continuo. Las condiciones que imperan en esta 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, por lo que se requiere aumentar 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.

## 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.

### 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 establecida la presión en la TP o tienden a mantener una presión constante. La Fig. 2.7 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.

### Válvula para bombeo neumático intermitente.

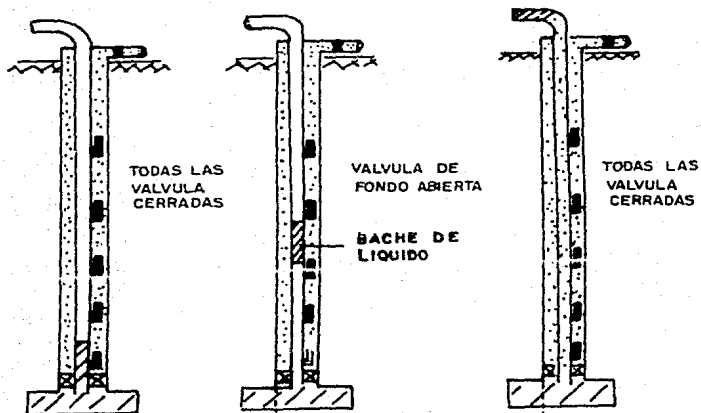
Una instalación de bombeo intermitente puede llevarse a cabo con cualquier tipo de válvula de BN, sólo que debe ser diseñada propiamente, de acuerdo a las características o condiciones de trabajo del pozo. Básicamente se tienen dos tipos de bombeo intermitente: uno es el de punto único de inyección y 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. 2.8). La Fig. 2.9 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.

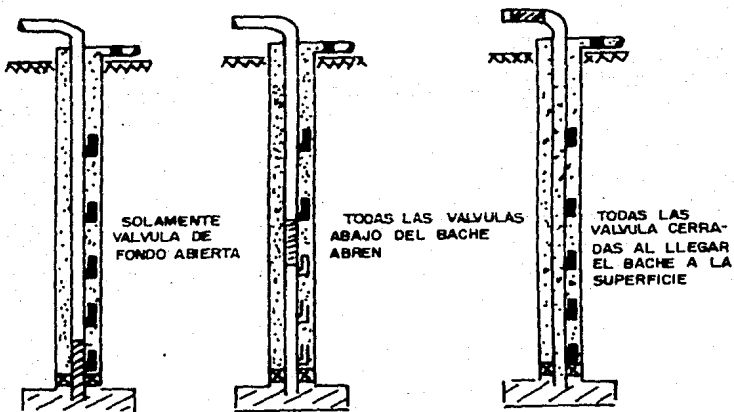
#### 2.2.4. Presión, Área y Relación de Fuerzas.

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

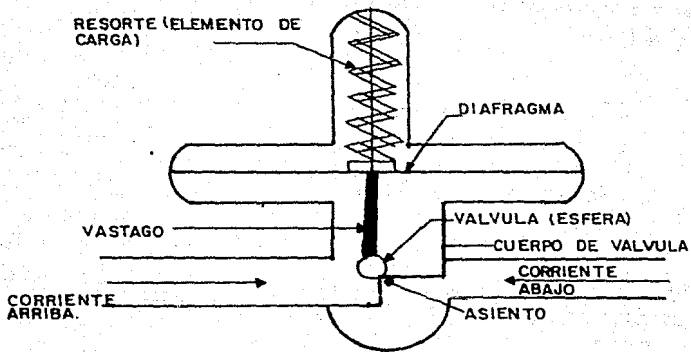




**FIG. 2.8 PUNTO UNICO DE INYECCION  
(BOMBEO INTERMITENTE)**



**FIG. 2.9 PUNTO MULTIPLE DE INYECCION**



**FIG. 2.10 REGULADOR DE PRESION**

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

$$\text{Presión (lb/pg}^2\text{)} = \frac{F(\text{fuerza, lbf})}{A(\text{área, pg}^2)} \quad (2.16)$$

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

$$F = PA \quad (2.17)$$

La Fig. 2.10 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  $10 \text{ pg}^2$  y el área efectiva del asiento es de  $0.1 \text{ pg}^2$ , determinar la presión corriente arriba y la presión corriente abajo. Usando la ecuación (2.17), 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:

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

b) Presión corriente abajo:

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

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.

## 2.2.5. Válvula Operada por Presión del Gas de Inyección.

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

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 la ha llamado válvula de presión desbalanceada. En una válvula balanceada la presión de la TP no tiene ningún efecto en el cierre o apertura de 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:

$$F_o = F_c \quad (2.18)$$

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:

$$F_c = P_d A_b \quad (2.19)$$

$$F_o = P_c (A_b - A_p) + P_t A_p \quad (2.20)$$

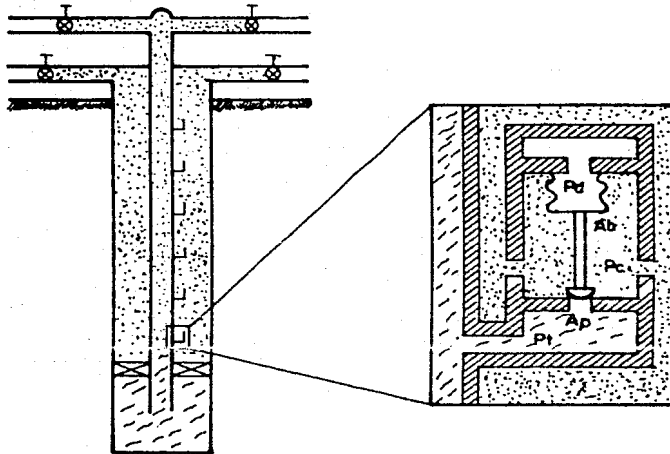


FIG. 2.11 VALVULA DE PRESION BAJO CONDICIONES DE OPERACION

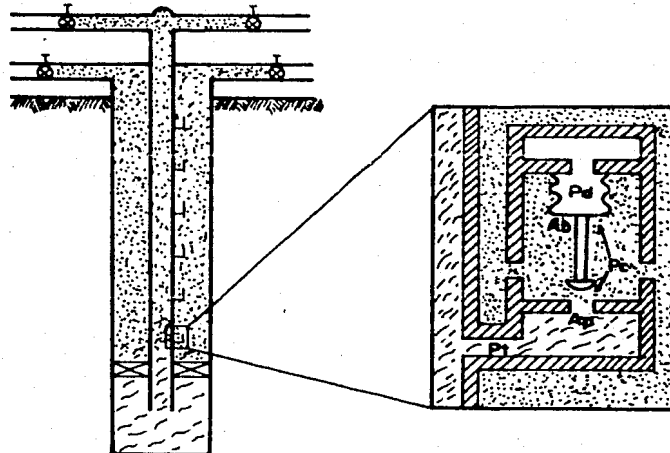


FIG. 2.12 VALVULA DE PRESION BAJO CONDICIONES DE OPERACION

Sustituyendo las dos ecuaciones anteriores en la ecuación (2.18)

$$P_c(A_b - A_p) + P_t A_p = P_d A_b \quad (2.21)$$

Despejando la  $P_c$  de la ecuación (2.21)

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

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  $(1 - R)$

$$P_c = \frac{P_d - P_t R}{1 - R} \quad (2.22)$$

La ecuación (2.22) 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/pg<sup>2</sup> y la presión en la tubería de producción es de 500 lb/pg<sup>2</sup>. Determinar la presión en la tubería de revestimiento para abrir la válvula con  $A_b = 1.0 \text{ pg}^2$  y  $A_p = 0.1 \text{ pg}^2$ .

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/pg<sup>2</sup>, la válvula abre.

Para determinar el efecto que tiene la presión de la TP - para abrir la válvula, se utiliza la ecuación (2.22) de la siguiente forma:

$$P_c = \frac{P_d}{1 - R} - \frac{P_t R}{1 - R} \quad (2.23)$$

Nótese de la ecuación (2.23) 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 (2.23) es llamado "efecto de tubería de producción".

$$T.E. = P_t \left( \frac{R}{1-R} \right) \quad (2.24)$$

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

$$T.E.F = \frac{R}{1-R} \quad (2.25)$$

$$T.E. = P_t (T.E.F.) \quad (2.26)$$

### Ejemplo 2.

Calcular el efecto de tubería causado por la presión en la TP de 500 lb/pg<sup>2</sup> del ejemplo anterior.

De la ecuación (2.25) 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/pg<sup>2</sup>), la válvula a la profundidad de 6000 pies requiere de 722+56 = 778 lb/pg<sup>2</sup> en el espacio anular para abrirse. Esta presión de 778 lb/pg<sup>2</sup>, es llamada algunas veces como la máxima presión de operación. La presión en la TP (500 lb/pg<sup>2</sup> en este ejemplo) reduce la presión necesaria para abrir la válvula de 778 lb/pg<sup>2</sup> a 722 lb/pg<sup>2</sup>.

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:

$$F_o = F_c \quad (2.18)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b \quad (2.19)$$

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

Se observa que la  $P_c$  se sustituyó por la  $P_t$  en la ecuación (2.20). Sustituyendo en la ecuación (2.18), 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 condiciones de operación.

$$P_{vc} (A_b - A_p) + P_{vc} A_p = P_d A_b \quad (2.28)$$

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

o

$$P_{vc} = P_d \quad (2.29)$$

La ecuación (2.29) muestra que la presión en la TR debe ser igual a la presión del domo para cerrar la válvula a una profundidad determinada. Con base en la ecuación (2.29), la válvula que abre a 722 lb/pg<sup>2</sup> en el ejemplo (1), puede cerrar cuando la presión en la TR a la profundidad de la válvula sea reducida a 700 lb/pg<sup>2</sup>.

Amplitud de la válvula (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:

$$\Delta P = \frac{P_d - P_t R}{1-R} - P_{vc} \quad (2.30)$$

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:

$$\Delta P = TEF (P_d - P_t) \quad (2.31)$$

Ejemplo 3.

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

Utilizando la ecuación (2.31), 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:  $P_{VO} = P_d + \Delta P = 700+22 = 722 \text{ lb/pg}^2$ . Se observa que el resultado obtenido en este ejemplo es el mismo que se determinó anteriormente.

La ecuación (2.31) 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 amplitud ( $\Delta P$ ) 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 (2.31) 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.

Cuando 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.

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. 2.13). Nótese que en una prueba de taller la presión en la tubería de producción ( $P_t$ ) es de cero lb/pg<sup>2</sup>. Si se sustituye  $P_t$  igual a cero lb/pg<sup>2</sup> en la ecuación (2.22) el resultado es:

$$P_{vo} = \frac{P_d}{1-R} \quad (2.32)$$

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 (2.32) 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:

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1 - R} \quad (2.33)$$

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

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

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

$$P_d @ 60^\circ F = \frac{(520) P_d Z_{60^\circ F}}{Z_d T_d} \quad (2.34)$$

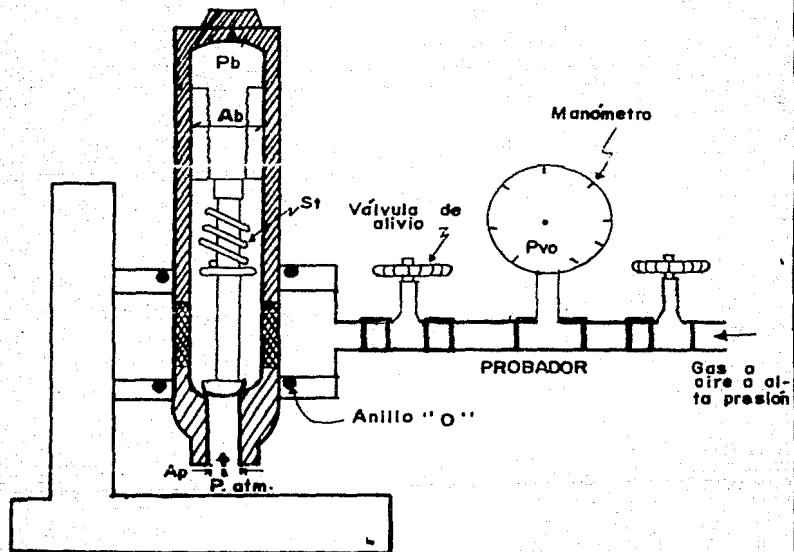


FIG.2.13 VALVULA OPERADA POR PRESION, CON DOMO CARGADO Y RESORTE A PUNTO DE ABRIR EN EL PROBADOR.

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

°F	C <sub>t</sub>	°F	C <sub>t</sub>	°F	C <sub>t</sub>	°F	C <sub>t</sub>	°F	C <sub>t</sub>	°F	C <sub>t</sub>
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

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

Existe una expresión que se puede emplear en lugar de esta tabla, incluso para otras temperaturas de calibración:

$$C_t = \frac{1}{1 + 0.00215(T_{@T.V} - 60)} \quad \text{donde:}$$

T @ T.V = Temperatura a profundidad de la válvula, °F

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 2.34. 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:

Profundidad de la válvula = 6000 pie  
 Presión superficial del gas = 750 lb/pg<sup>2</sup>  
 Presión en la TP = 500 lb/pg<sup>2</sup>  
 $R = 0.1$   
 Densidad relativa del gas = 0.60 (aire=1.0)  
 $T = 70 + 1.3 \text{ °F}/100 \text{ pie}$

#### SOLUCION:

De la Fig. 2. 3, el gradiente de la columna de gas es de 15.8 lb/pg<sup>2</sup>/1000 pie; Col. de gas = .0158 x 6000 = 95 lb/pg<sup>2</sup>.

$P_{vo} = 750 + 95 = 845 \text{ lb/pg}^2$   
 $P_{vc} = P_d = P_{vo} (1-R) + P_{tR}$   
 $P_d = 845 \times 0.90 + 500 \times 0.1 = 810.5 \text{ lb/pg}^2$

$T_d \text{ a } 6000 \text{ pie} = 70 + \frac{1.3 \times 6000}{100} = 148 \text{ °F}$

De la Tabla 2.1:  $C_t = 0.841$   
 como:  $P_d \text{ a } 60\text{°F} = C_t (P_d \text{ a } 6000 \text{ pie})$   
 $P_d \text{ a } 60\text{°F} = 0.84 \times 810.5 = 681 \text{ lb/pg}^2$   
 $P_{tro} = \frac{P_d \text{ a } 60\text{°F}}{1-R} = \frac{681}{0.9} = 757 \text{ lb/pg}^2$

Ejemplo 5. Sean los siguientes datos:

Presión del gas en la superficie = 800 lb/pg<sup>2</sup>  
 Presión de apertura en la superficie = 800 lb/pg<sup>2</sup> =  $P_{s0}$   
 Densidad relativa del gas de inyección = 0.7 (aire = 1)  
 Temperatura superficial = 100 °F  
 Temperatura a 8000 pies = 180 °F  
 Presión en la tubería de producción ( $P_t$ ) = 655 lb/pg<sup>2</sup>  
 Diámetro exterior de la válvula = 1 1/2"  
 Área del asiento = 1/2 pg<sup>2</sup>  
 $R = 0.2562$ , ( $1-R = 0.7438$ )  
 Carga de la válvula = nitrógeno a 60°F  
 Profundidad de la válvula = 8000 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,  $\Delta P_d$
- (4) Presión superficial de cierre,  $P_{sc}$
- (5) Amplitud de la válvula en la superficie  $\Delta P_s$  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. 3 se tiene:

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{gráfica}} &= 21 \text{ lb/pg}^2 / 1000 \text{ pies} = 0.021 \text{ lb/pg}^2 / \text{pies} \\ T_{\text{gráfica}} &= 149^\circ F\end{aligned}$$

$$\Delta P_{\text{corr.}} = 0.021 (609/600) = 0.0213 \times 8000 = 170.5 \text{ lb/pg}^2.$$

$$P_{vo} = 170.5 + 800 = 970.5 \text{ lb/pg}^2$$

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

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

$$P_{vc} = 970.5 (0.7438) + 655 (0.2562) = 889.7 \text{ lb/pg}^2$$

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

$$P_{vo} - P_{vc} = \Delta P = 970.5 - 889.7 = 80.8 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta P_d = TEF (P_{vc} - P_{tR}) = 0.344 (889.7 - 655) = 80.74 \text{ lb/pg}^2$$

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

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

$$\Delta P_c = 970.5 - 800.0 = 170.5 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{sc} = 889.7 - 170.5 = 719.2 \text{ lb/pg}^2$$

(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 (2.33), la presión del domo a 60°F puede ser determinada usando la Tabla (2.1) para una temperatura de la válvula de 180 °F.

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

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

$$P_d @ 180^\circ\text{F} = P_{vc} = 889.7 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_d @ 60^\circ\text{F} = 0.795 (889.7) = 707.3 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ\text{F}}{1-R} = \frac{707.3}{0.7438} = 950.9 \text{ lb/pg}^2$$

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. 2.14 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.

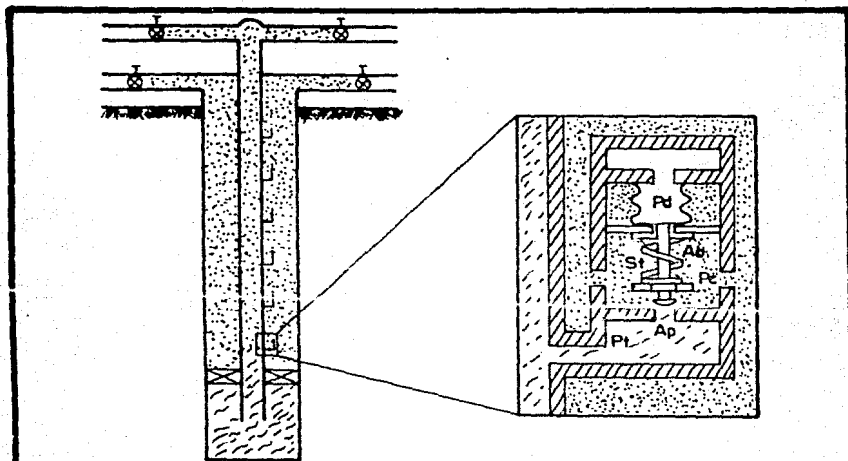


FIG. 2.14 VALVULA DESBALANCEADA CON DOBLE ELEMENTO DE CARGA

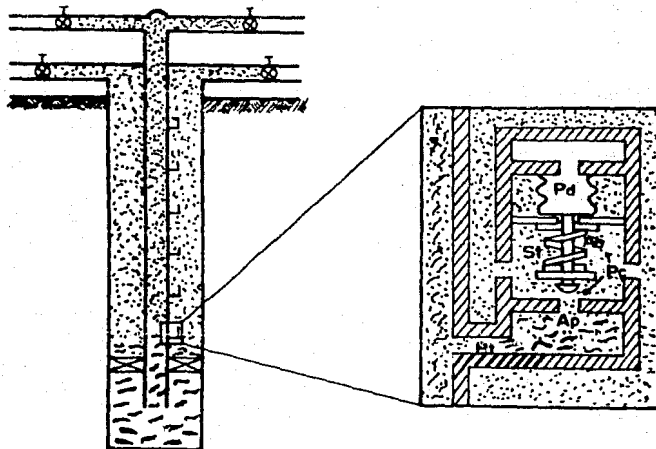


FIG. 2.15 VALVULA BAJO CONDICIONES DE OPERACION



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:

$$F_o = F_c \quad (2.18)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.35)$$

$$F_o = P_{vo} (A_b - A_p) + P_t A_p \quad (2.36)$$

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:

$$P_{vo} = \frac{P_d}{1 - R} + S_t - \frac{P_t R}{1 - R} \quad (2.37)$$

La ecuación (2.37) es similar a la ecuación (2.22) 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:

$$P_{vo} = S_t - \frac{P_t R}{1 - R} \quad (2.38)$$

Presión de cierre de la válvula bajo condiciones de operación.

La Fig. 2.15 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:

$$F_o = F_c \quad (2.18)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.35)$$

$$F_o = P_c (A_b - A_p) + P_c A_p \quad (2.39)$$

Igualando 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:

$$P_{vc} = P_d + S_t (1-R) \quad (2.40)$$

Amplitud de la válvula (Spread)

La amplitud, como se indicó anteriormente, es una diferencia de presión. La amplitud de esta válvula se determina restando la presión de cierre ecuación (2.40) de la presión de apertura, ecuación (2.37).

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

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

o

$$\Delta P = TEF \left[ P_d + S_t (1-R) - P_t \right] \quad (2.41)$$

Se observa que si en esta ecuación no se tiene presión proporcionada por el resorte ( $S_t = 0$ ), la ecuación (2.41) 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/pg<sup>2</sup>

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,  $\Delta P$  (a la profundidad correspondiente).
- (4) Presión superficial de cierre,  $P_{sc}$
- (5) Amplitud en la superficie ( $\Delta P_s$ ) 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. 3 se tiene:

$$T \text{ gráfica} = 149 \text{ } ^\circ\text{F}$$

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

$$\Delta P \text{ gráfica} = 0.021 \times 8000 = 168 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta P \text{ corregida} = 168 \times \frac{699}{600} = 170.52 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{vo} = P_{so} + \Delta P = 800 + 170.52 = 970.52 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{vo} = 970.52 \text{ lb/pg}^2, \text{ presión de apertura de la válvula a 8000 pies.}$$

- (2) De la ecuación (2.40) 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 (2.37) usando la  $P_{vo}$  calculada en el paso anterior y haciendo  $P_d = 0 \text{ lb/pg}^2$ .

$$S_t = P_{vo} + \frac{P_{tr}}{1-R} = 970.52 + 655 (0.2562/0.7438) = 1196.13 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{vc} = S_t(1-R) = 1196.13(0.7438);$$

$$P_{vc} = 889.68 \text{ lb/pg}^2$$

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

$$\Delta P_{\text{fondo}} = 970.52 - 889.68 = 80.84 \text{ lb/pg}^2$$

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

$$\Delta P_{\text{fondo}} = 0.344 (1196.13(0.7438) - 655) = 80.73 \text{ lb/pg}^2$$

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

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

$$P_{sc} = 889.68 - 170.52 = 719.16 \text{ lb/pg}^2$$

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

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

$$\Delta P_{\text{sup.}} = 800 - 719.16 = 80.84 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta P = \frac{\Delta P_{\text{sup.}} + \Delta P_{\text{fondo}}}{2} = \frac{80.84 + 80.73}{2} = 80.56 \text{ lb/pg}^2$$

- (6) Cuando se tiene 0 lb/pg<sup>2</sup> 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 (2.37).

$$P_{tro} = S_t$$

$$P_{tro} = 1196.13 \text{ lb/pg}^2$$

#### Ejemplo 7:

Determinar los mismos incisos que en el ejemplo anterior considerando válvula de presión con doble elemento de carga (domo y 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.

$$P_{vo} = 970.52 \text{ lb/pg}^2$$

- (2) La presión de cierre a la profundidad de la válvula --  $P_{vc} = P_d + S_t(1-R)$ ; la ecuación (2.37) puede expresarse como sigue:

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

despejando  $P_{vc}$ , se tiene lo siguiente:

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

$$P_{vc} = 970.52 (0.7438) + 655 (0.2562)$$

$$P_{vc} = 889.68 \text{ lb/pg}^2$$

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

$$\Delta P_{\text{fondo}} = P_{vo} - P_{vc} = 970.52 - 889.68, \Delta P_{\text{fondo}} = 80.83 \text{ lb/pg}^2$$

y puede utilizarse la ecuación (2.41), donde la  $P_d$  se puede determinar de la ecuación (2.40).

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

$$P_d = 889.68 - 600 (0.7438) = 443.4 \text{ lb/pg}^2$$

De esta forma:

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

$$\Delta P = 0.344(443.4 + 600(0.7438) - 655)$$

$$\Delta P = 80.73 \text{ lb/pg}^2$$

- (4) Presión superficial de cierre:

$$P_{sc} = 719.16 \text{ lb/pg}^2 \text{ (lo mismo que el ejemplo anterior)}$$

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

$$\Delta P_{\text{sup.}} = 80.84 \text{ lb/pg}^2$$

$$\Delta P_{\text{prom.}} = \frac{80.84 + 80.83}{2} = 80.835 \text{ lb/pg}^2.$$

- (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 (2.37) la presión de apertura en el taller es:

$$C_t = 0.795 = \frac{P_d @ 60^\circ F}{P_d @ 180^\circ F}, \text{ (Tabla 2.1)}$$

$$P_d @ 60^\circ F = 0.795 (443 A) = 352.5 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{tro} = \frac{352.5}{0.7438} + 600 = 1073.921 \text{ lb/pg}^2$$

#### c) Válvula de presión balanceada

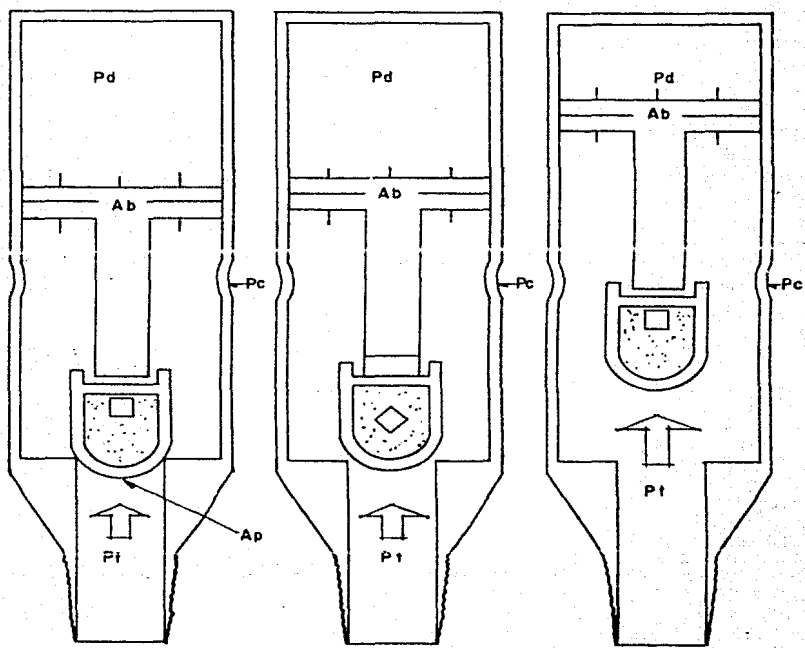
Una válvula de presión balanceada no está influenciada por la presión en la TP cuando está en la posición abierta o cerrada. La presión de la TR actúa en toda el área del fuelle en cualquier tiempo. Esto significa que la válvula abre y cierra a la misma presión del domo. En este caso la amplitud (spread)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

Esta válvula 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.

El área efectiva ( $A_p$ ) se usa para cálculos de apertura (Fig. 2.16). 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 amplitud. 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 motoriz.



CERRADA

SEMIABIERTA

ABIERTA

**FIG. 2.16 VALVULA PILOTO OPERANDO**

Para el control del regulador superficial en el bombeo intermitente, el asiento de control debe ser seleccionado de acuerdo a la amplitud real y que es alrededor del 10% más pequeño que la amplitud deseada. Para un control de tiempo de bombeo intermitente el asiento de control debe ser seleccionado de acuerdo a la amplitud real que es del 30 al 60% más pequeña que la amplitud requerida.

#### 2.2.6 Válvula de BN Operada por Fluidos.

La nomenclatura es la misma que para válvulas operadas por presión, excepto que ahora la presión en la TP actúa sobre los fuelles y la de la TR sobre el asiento. Se tiene una válvula con doble elemento de carga como fuerza de cierre. La mayoría de los fabricantes recomiendan cargar el domo a presión sólo cuando se requiere de altas presiones de cierre que el resorte por sí solo, no proporciona. Se pueden desarrollar ecuaciones para el cálculo de válvulas con:

- 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 a condiciones de operación. La Fig. 2.17 muestra una válvula operando bajo condiciones de trabajo de presión; la presión para abrir puede



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:

$$F_o = F_c \quad (2.18)$$

$$\text{Donde: } F_o = P_t (A_b - A_p) + P_c A_p \quad (2.42)$$

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.43)$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.42 y 2.43) en la ecuación (2.18)

$$P_c A_p + P_t (A_b - A_p) = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.44)$$

despejando  $P_t$  y ordenando con respecto a  $p_t$  se tiene:

$$P_t = \frac{P_d}{1-R} + S_t - P_c \left( \frac{R}{1-R} \right) \quad (2.45)$$

Con la ecuación (2.45) 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 (2.45), una similitud con la ecuación (2.37) para una válvula operada por fluidos bajo condiciones de operación, 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.).

$$\text{C.E.} = P_c \left( \frac{R}{1-R} \right) \quad (2.46)$$

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:

$$\text{C.E.F.} = \frac{R}{1-R} \quad (2.47)$$

y el efecto de la TR (CE):

$$\text{C.E.} = P_c (\text{C.E.F.}) \quad (2.48)$$

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

La Fig. 2.18 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:

$$F_o = F_c \quad (2.18)$$

Donde:

$$F_c = P_d A_b + S_t (A_b - A_p) \quad (2.49)$$

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

$$\text{o } F_o = P_t A_b \quad (2.50)$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la ecuación (2.18)

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

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, se hace:

$$P_{vc} = P_t$$

$$P_{vc} = P_d + S_t (1-R) \quad (2.51)$$

- c) Presión de apertura en el taller. ( $P_{tro}$ )

Después de establecer las presiones de apertura y de cierre, de las válvulas a condiciones de operación, éstas deben ser calibradas en el taller para las presiones correspondientes a las esperadas en el pozo, esto se conoce como presión de prueba ( $P_{tro}$ ). Como no se tiene presión aplicada a la válvula por medio de la I.R, la  $P_c$  se puede hacer igual a cero en la ecuación (2.45) y resulta:

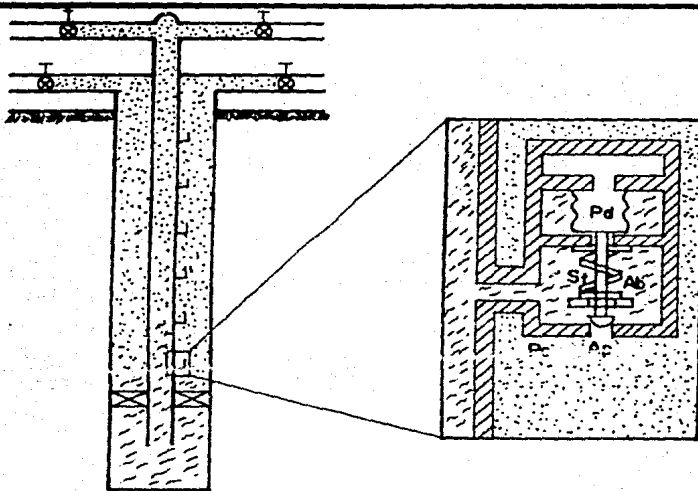


FIG.2.17 VALVULA OPERADA POR FLUIDOS BAJO CONDICIONES DE OPERACION

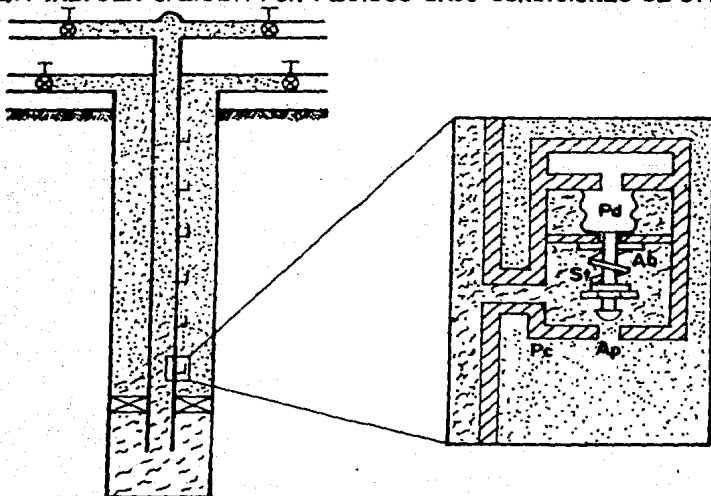


FIG.2.18 VALVULA OPERADA POR FLUIDOS BAJO CONDICIONES DE OPERACION

$$P_t = \frac{P_d}{1-R} + S_t \quad (2.52)$$

La  $P_d$  se corrige a la temperatura base de 60°F (o para otra temperatura base), la ecuación (2.52) se usa para obtener las presiones de prueba en el taller:

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1-R} + S_t \quad (2.53)$$

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

Ejemplo 3.

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 (2.51)

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

- (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 operada por fluido con resorte (sin carga en el domo):

#### Datos:

Profundidad de la válvula = 8,000 pies

Presión superficial del gas de inyección = 800 lb/pg<sup>2</sup>

$\gamma_g = 0.7$  (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/pg<sup>2</sup>, 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 (2.51)

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

la presión para abrir la válvula es:

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

$$P_t = \frac{800}{0.9593} - 970.52 \left( \frac{0.0407}{0.9593} \right) = 793 \text{ lb/pg}^2$$

(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/pg<sup>2</sup> es de 970.52 lb/pg<sup>2</sup>.

Dado que no hay resorte,  $S_t = 0$ . De la ecuación (2.51):

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

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

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

$$P_t = \frac{800}{0.9593} - 970.52 \left( \frac{0.0407}{0.9593} \right) = 793 \text{ lb/pg}^2$$

(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.

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

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

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

$$P_{tro} = \frac{636}{.9593} = 663 \text{ lb/pg}^2$$

### Ejemplo 11

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

Datos: Los mismos del ejemplo 9, pero con  $S_t = 300 \text{ lb/pg}^2$

Determinar:

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

Solución:

- (1) La presión del gas de inyección a la profundidad de la válvula es de  $970.52 \text{ lb/pg}^2$ .

Despejando  $P_d$  de la ecuación (2.51)

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

De acuerdo a esto, de la ecuación (2.45), la presión en la IP para abrir la válvula es:

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

$$P_t = \frac{512}{0.9593} + 300 - 970.52 \frac{0.0407}{0.9593} = 793 \text{ lb/pg}^2$$

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

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

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

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

$$P_{tro} = \frac{407}{0.9593} + 300 = 724 \text{ lb/pg}^2$$

- (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/pg<sup>2</sup>, 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/pg<sup>2</sup>.

### 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.

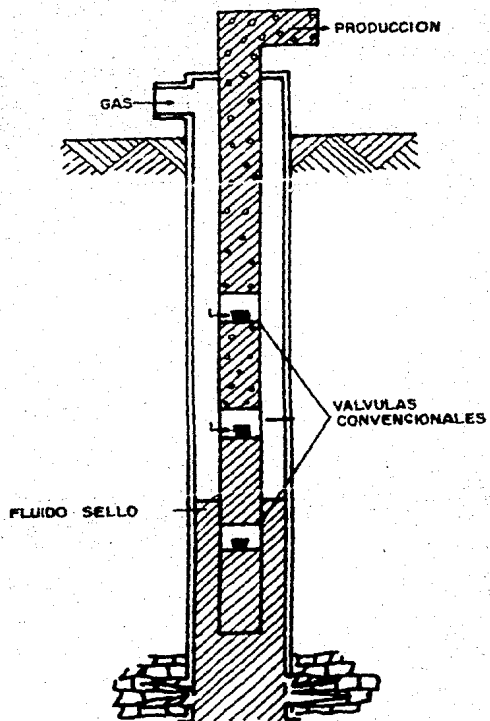
Las características del pozo, el tipo de terminación, tal como agujero descubierto, así como la posible producción de arena y la conificación de agua y/o gas son condiciones de vital importancia que influyen en el diseño de una instalación. Para determinar el tipo de instalación inicial que se use, se 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. -- 2.19). Esto permite la comunicación entre las tuberías de revestimiento y producción, de modo que esta instalación queda restringida a pozos con condiciones favorables, 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. 2.19 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 aumenta 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.

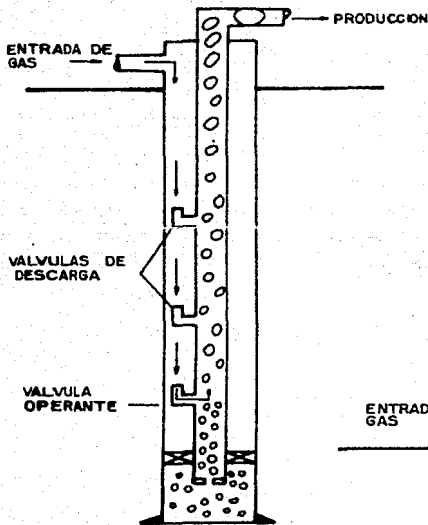
Existe también la posibilidad de que, mientras el pozo produce, cierta cantidad de fluido se mueva en el espacio anular, a través de las válvulas inferiores, y hacia el interior de la TP. Esto se debe a la menor resistencia al flujo en el espacio anular. Así se provoca erosión por el paso del fluido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

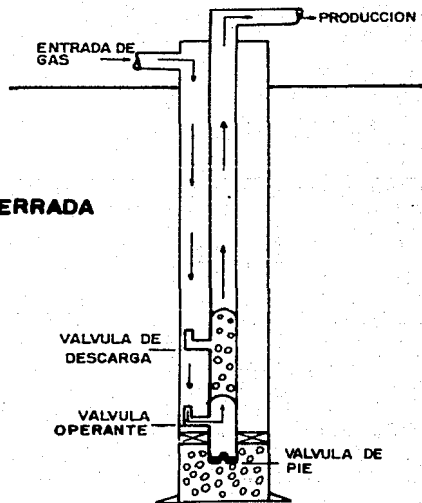
### 2.3.2. Instalación Semicerrada

Esta instalación, Fig. 2.20, 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.2.20 INSTALACION SEMICERRADA**



**FIG.2.21 INSTALACION CERRADA**

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

### 2.3.3 Instalación Cerrada.

Este tipo de instalación, Fin. 2.21, 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 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 ofrece mayores ventajas para incrementar la producción diaria.

### 2.3.4 Otras instalaciones.

En la referencia (1) se explican a detalle las diferentes instalaciones con cámara de acumulación, tuberías macarroni, pack-off, terminaciones dobles, flujo anular, etc.

## 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 en flujo continuo o en flujo intermitente. Otro factor que influye en el diseño es el conocimiento de cual 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 solo pueden ser usadas 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.  
El espaciamiento de las válvulas de BN en el punto óptimo está influenciado 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 fluidos puedan ser producidos o descargados.
  - e) El nivel de fluido en la TP (espacio anular) ya sea que el pozo haya sido cargado con fluido de control o prescindido de él.
  - f) La presión de fondo fluyendo y las características de los fluidos producidos del pozo.

#### 2.4.1 DETERMINACION DEL GASTO EN UNA INSTALACION DE BOMBEO NEUMATICO CONTINUO.

Tal y como sucede en los pozos fluyentes, las variables que afectan los gastos de producción en una instalación de B.N. continuo pueden clasificarse en dos grupos:

- a) Aquellas variables posibles de ser controladas y
- b) Aquellas sobre las cuales se puede ejercer un pequeño control o el control es nulo.

En el primer grupo se puede incluir el diámetro de la tubería de producción y su longitud, el diámetro de la tubería de descarga y su longitud, las restricciones superficiales, la presión disponible del gas de inyección, el volumen disponible del gas de inyección, etc.

El otro grupo incluye las propiedades de los fluidos, la presión promedio del yacimiento, etc.

Esto significa que el gasto que puede obtenerse está en función de todas estas variables. Para el caso de las variables bajo control, el diseñador debe manejarlas en un amplio rango con el fin de optimar la operación de la instalación y por ende el gasto.

En la determinación del gasto posible en una instalación de B.N. continuo, deberán considerarse dos gradientes de presión fluyendo ya que el gas se inyecta a cierta profundidad, lo que ocasionará un incremento en la R a partir de esa profundidad hacia la superficie (se logrará un gradiente más ligero al gradiente fluyendo natural). De esa forma, la relación gas total-líquido en la superficie será la suma de la relación gas inyectado-líquido y la relación gas de formación-líquido.

El método para determinar el gasto en una instalación de B. N. continuo se conoce como "Procedimiento gráfico Presión-Profundidad y Presión-gasto". Los siguientes problemas ayudarán a entender mejor este método, tanto para una disponibilidad limitada como ilimitada del gas de inyección.

Para determinar el máximo gasto de producción de un pozo sometido a un sistema de bombeo neumático continuo, manteniendo una presión en la cabeza constante, se emplean correlaciones en forma de curvas de gradiente de presión a través de tuberías verticales. Para propósitos de comparación se emplearon las correlaciones de Hagedorn y Brown y la de Duns-Ros para flujo multifásico a través de tuberías verticales.

Las propiedades físicas de los fluidos empleados en este estudio, se suponen que son las mismas que se emplearon en las correlaciones para predecir las curvas de gradiente de presión fluyendo.

El problema consiste en trabajar empleando los procedimientos de solución mencionados previamente. Se debe considerar disposición de gas tanto limitado como ilimitado. Se tiene la siguiente información del pozo:

Profundidad del pozo	=	8 000 pies
Diámetro de tubería	=	2.441 pg. d.i. (2 7/8 pg d.e.)
Relación gas aceite producida	-	200 pie <sup>3</sup> /bl
Índice de productividad, J	=	3 bl/día/lb/pg <sup>2</sup> (constante)
Presión de operación, P <sub>so</sub>	=	900 lb/pg <sup>2</sup>
Presión estática, P <sub>ws</sub>	=	2400 lb/pg <sup>2</sup>
Presión en la cabeza del pozo, P <sub>wh</sub>	=	120 lb/pg <sup>2</sup> (constante)
Densidad relativa del gas de inyección	=	0.65 (aire = 1.0)
Producción 100% aceite		

Se requiere calcular el máximo gasto

**MAXIMA PRODUCCION SUPONIENDO DISPONIBILIDAD DE GAS ILIMITADA (PROCEDIMIENTO DEL DIAGRAMA DE PRESION-GASTO)**

- (1) En un papel se grafica en coordenadas rectangulares, en la ordenada profundidad contra presión en la abscisa (fig. 2.22)
- (2) De los datos dados, se grafica en la fig. 2.22  
 Presión de operación (P<sub>so</sub>): 900 lb/pg<sup>2</sup>  
 Presión de la cabeza (P<sub>wh</sub>): 120 lb/pg<sup>2</sup>
- (3) La presión de operación de 900 lb/pg<sup>2</sup> es graficada a la profundidad total, considerando el peso de la columna de gas como sigue:

De la Fig. 2.3 el gradiente de presión del gas de inyección para una P<sub>so</sub> = 900 lb/pg<sup>2</sup> y una densidad relativa del gas de 0.65, es de 21.3 lb/pg<sup>2</sup>/1000 pie. El peso de la columna de gas a la profundidad total es determinada como sigue:

$$\begin{aligned} \text{Peso de la columna de gas} &= \text{Prof. Total} \times \text{Grad. Presión} \\ &= 8000 \text{ pies} \times 21.3 \text{ lb/pg}^2 / \\ &\quad 1000 \text{ pie} \\ &= 170 \text{ lb/pg}^2 \end{aligned}$$

$$\text{Presión de operación a 8000 pies} = 1070 \text{ lb/pg}^2$$

- (4) Suponiendo gastos: 1000, 1500 y 2000 bl/día
- (5) Las curvas de gradiente de presión empleadas en este ejemplo, son seleccionadas para cada gasto y diámetro de tubería del Apéndice 1A.
- (6) Con las curvas de gradiente, se determina el punto de inyección así como su correspondiente presión de fondo fluyendo para cada gasto. La curva de gradiente mínimo fue empleada para cada gasto como la relación total gas-líquido (para gas ilimitado).

Los resultados están tabulados en la tabla 2.2, donde se muestran valores obtenidos empleando las correlaciones de Hagedorn-Brown y Dun-Ros para fines de comparación.

T A B L A 2.2

PRESION DE FONDO FLUYENDO

Gasto Su- puesto	RGL tot.	$P_{wf}$ (Hagedorn)	Profundi- dad.	$P_{wf}$ (Ros)	Profundidad
1000	1500	1400	6680	1005	7800
1500	1500	1900	5350	1600	6050
2000	1200	2260	4300	2100	4500

- (7) Se elabora un diagrama de presión contra gasto, como el que se muestra en la Fig. 2.23
- (8) La curva de comportamiento de afluencia es construida suponiendo dos gastos: cero y 3000 bl/día, y a partir de la presión estática del pozo  $P_{ws} = 2400 \text{ lb/pg}^2$  se calcula las presiones de fondo fluyendo emplean—do la siguiente ecuación:

$$P_{wf} = (\bar{P}_{ws} - q/J), \text{ para } J = \text{cte.}$$

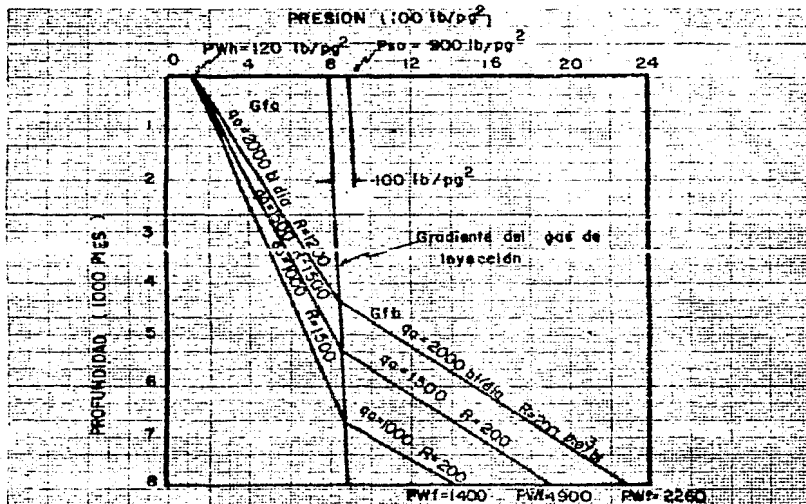


FIG. 2.22 DIAGRAMA DE PRESION VS. PROFUNDIDAD PARA DETERMINAR EL GASTO MAXIMO DE PRODUCCION PARA GAS ILIMITADO.

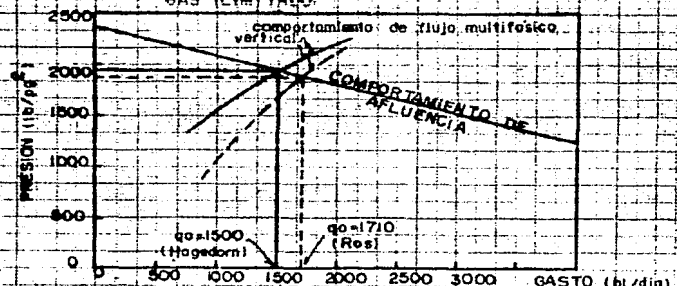


FIG. 2.23 PREDICCIÓN DEL GASTO MAXIMO CON PWH CTE. GAS ILIMITADO.



Para un gasto de cero, la presión de fondo fluyendo es igual a la presión estática, pero para un gasto de 3000 bl/día:

$$P_{wf} = (2400 - 3000/3) = 1400 \text{ lb/pg}^2$$

Los dos puntos obtenidos son graficados en la Fig. 2.23 y son unidos por una línea recta. Esta es la curva de afluencia al pozo.

- (9) Los datos de presión de fondo fluyendo obtenidos en el paso 6 (tabla 2.2 ) son graficados en la Fig. 2.23
- (10) De la intersección de las dos curvas obtenidas en los pasos 8 y 9 (Fig. 2.23) se determina el máximo gasto que se puede obtener, la profundidad del punto de inyección para estos gastos se obtiene a partir de una gráfica de profundidad contra gasto.

Los resultados se muestran en la tabla 2.3

T A B L A        2.3  
MAXIMO GASTO-DISPOSICION DE GAS ILIMITADO

Correlaciones	Gastos posibles	$P_{wf}$	Profundidad
Hagedorn y Broun	1500	1900	5350
Ros	1710	1830	5325

#### PROCEDIMIENTO PARA GAS DISPONIBLE LIMITADO

Aquí se trabajará el mismo problema, pero suponiendo volúmenes de gas limitados. Supóngase volúmenes de 600 000, 400 000 y de 200 000 pies<sup>3</sup>/día. En este caso se trabajará para un volumen de 600 000 pies<sup>3</sup>/día de gas disponible.

- (1) Igual que en el paso 1 para el caso de gas disponible ilimitado. Ver Fig 2.24 para 600 000 pies<sup>3</sup>/día.
- (2) Igual que en el paso 4 para el caso de gas disponible ilimitado. Los gastos supuestos son de 1000, 1500 y 2000 bl/día.
- (3) Igual que el paso 5 del caso de gas disponible ilimitado. Las curvas de gradiente de presión seleccionadas para cada gasto están en las figuras del apéndice 1A.

- (4) Para cada gasto supuesto, determinar la relación total gas-líquido disponible arriba del punto de inyección de gas. Esta incluye el gas en solución ( $R_s$ ) más el gas de inyección. Para 1000 bl/día:

$$R \text{ inyectada} = \frac{600\,000 \text{ pie}^3/\text{día}}{1000 \text{ bl/día}} = 600 \text{ pie}^3/\text{bl}$$

$$R_s = 200 \text{ pie}^3/\text{bl} \text{ (dato)}$$

$$R \text{ total} = 600 \text{ pie}^3/\text{bl} + 200 \text{ pie}^3/\text{bl} = 800 \text{ pie}^3/\text{bl}$$

Tabular cada R total para cada gasto.

T A B L A 2.4

R. TOTAL PARA GAS DISPONIBLE LIMITADO.

Gasto Su puesto	RGL iny. (600 000)	RGL tot. para: 600 000 iny.	RGL tot. para 400 000 iny	RGL tot. para 200 000 iny.
1000	600	800	600	400
1500	400	600	467	333
2000	300	500	400	300

- (5) Determinar el punto de inyección (su profundidad) y su correspondiente presión de fondo fluyendo para cada gasto empleado en el paso 4, tabla 2.4, la relación total gas-líquido. Los resultados se tabulan en la tabla 2.5.

T A B L A 2.5

PRESIÓN DE FONDO FLUYENDO PARA GAS DISPONIBLE  
LIMITADO ( $0.6 \times 10^6 \text{ pie}^3/\text{día}$ )

Gasto Supuesto	$P_{wf}$ (Hagerdorn)	$P_{wf}$ (Ros)	Profundidad Inyección (Hagedorn)	Profundidad Inyección (Ros)
1000	1540	1220	6350	7225
1500	2000	1800	5050	5450
2000	2340	2160	4125	4350



- (6) Se elabora una gráfica de presión contra gasto como se indica en la Fig. 2.25
- (7) La curva de comportamiento de flujo es construída como se indicó previamente. Los resultados se grafican considerando la curva de comportamiento de flujo como una línea recta ( $J=\text{cte.}$ ) ver Fig. 2.25
- (8) Las presiones de fondo fluyendo obtenidas en el paso 5, se grafican en la Fig. 2.25
- (9) De la intersección de las dos curvas obtenidas en los pasos 7 y 8 (Fig. 2.25) se determina el máximo gasto de flujo. Los resultados están tabulados en la Tabla 2.6

T A B L A      2.6  
GASTOS DE ACEITE/GAS DISPONIBLE LIMITADO

Correlaciones	$q_i$	Gasto aceite( $q_o$ )	$P_{wf}$ (lb/pg <sup>2</sup> )
Hagedorn y Brown	600 000	1420	1930
Hagedorn y Brown	400 000	1320	1975
Hagedorn y Brown	200 000	1190	2010
Ros	600 000	1580	1875
Ros	400 000	1440	1920
Ros	200 000	1260	1980

#### 2.4.2 CALCULO DEL DIAMETRO DE LA VALVULA DE INYECCION DE GAS

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 subsuperficiales 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:

$$CA = \frac{q_g}{155.500 P_1 \left\{ \frac{64.34 k}{\sqrt{g} (T+460)(k-1)} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(k+1)/k} \right] \right\}^{0.5}} \quad (2.53A)$$

Donde:

- A = área del estrangulador,  $pg^2$
- C = coeficiente de descarga del estrangulador
- T = Temperatura en el estrangulador,  $^{\circ}F$
- $P_1$  = 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.

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

- - - (2.53B)

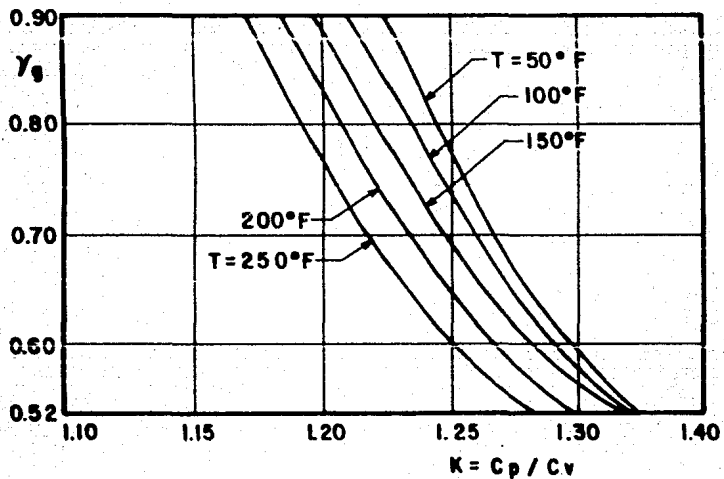
Donde:

$d_c$  = 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  $(2/k+1)^{k/k-1}$

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

\* k puede ser obtenida con la figura 2.26



**FIG. 2.26 RELACION DE CALORES ESPECIFICOS EN FUNCION DE LA TEMPERATURA Y LA DENSIDAD RELATIVA .**

### 2.4.3 DISEÑO DE ESPACIAMIENTO DE VALVULAS EN UNA INSTALACION DE BN CONTINUO.

Anteriormente se mostró la forma de obtener el gasto y la profundidad del punto de inyección de gas en una instalación de BN continuo. Para lograr esto se construyó una gráfica profundidad-presión que finalmente resultó en una gráfica similar a la mostrada en la Fig. 2.26 A. Esta gráfica contiene la siguiente información:

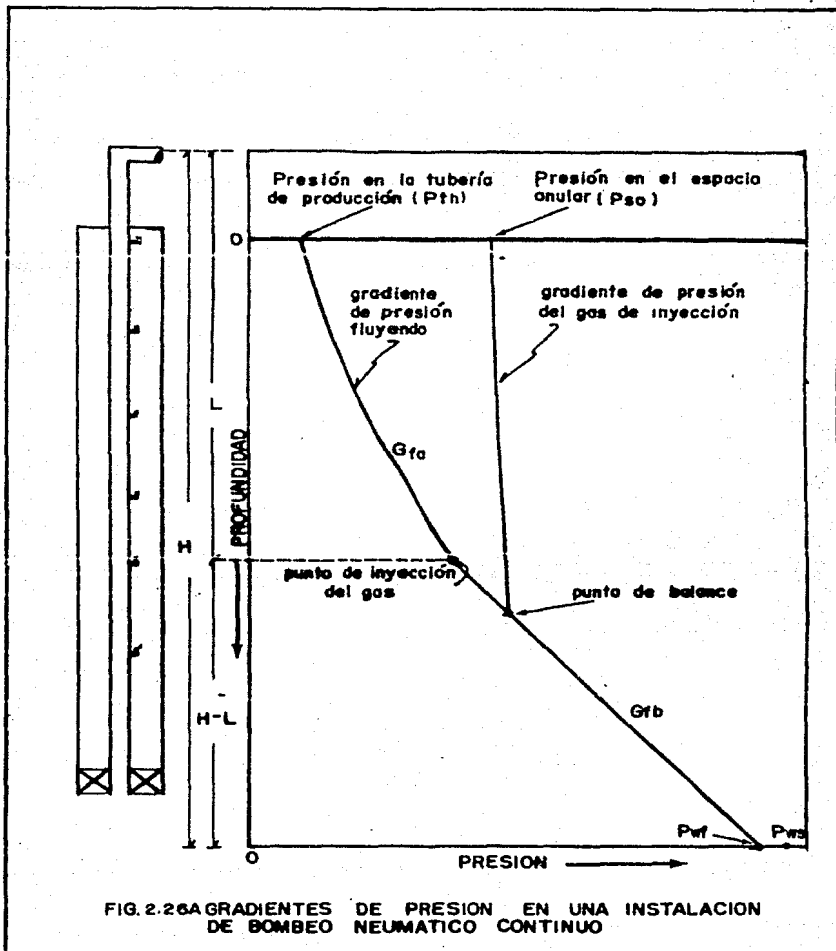
- a) Profundidad media del intervalo productor.
- b) Presión fluyendo en la cabeza del pozo.  $P_{th}$ .
- c) Gradiente de presión de operación del gas de inyección.
- d) Gradiente de presión disponible del gas de inyección.
- e) gradiente de presión fluyendo del pozo por arriba del punto de inyección del gas.
- f) Profundidad del punto de inyección del gas.
- g) Gradiente de presión fluyendo del pozo por abajo del punto de inyección de gas.
- h) Presión de fondo fluyendo.  $P_{wf}$ .

Partiendo de esta gráfica y la información disponible en ella, el espaciamiento de acuerdo al tipo de válvula es como sigue:

Método gráfico para el espaciamiento de las válvulas balanceadas.

El espaciamiento 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.

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  $25 \frac{lb}{pg^2}$ . Esta profundidad corresponde a la segunda válvula.
- e) Reducir la presión en  $25 \frac{lb}{pg^2}$  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 publicadas por los fabricantes de válvulas o la Ec. 2.53B.
- 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 - -  $lb/pg^2$  la presión entre válvula y válvula, iniciando para la primera con un valor igual a 25  $lb/pg^2$  abajo de la presión disponible del gas de inyección.
- n) Determinar la presión de calibración del domo a 60 o - - 90 °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 de apertura)
  5.  $P_{50}$  (presión de apertura de la válvula)
  6. Presión del domo,  $P_d'$

Método gráfico para el espaciamiento y calibración de la válvulas desbalanceadas.

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  $lb/pg^2$  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 naso 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.- Repitiendo el paso anterior a partir de la localización de la última profundidad encontrada, se obtendrá la profundidad de las válvulas restantes hasta alcanzar la profundidad del punto de inyección.
- 6.- Dado que generalmente no coincide la profundidad de la última válvula con la profundidad del punto de inyección de gas, es necesario reespaciar las válvulas cercanas al punto de inyección con el fin de instalar una válvula en este punto. Además dependiendo de las características del pozo tales como decrecimiento de la presión media del yacimiento, etc. una válvula adicional por abajo del punto de inyección puede requerirse. Para efectuar este reespaciamiento se recomienda que el espaciamiento máximo en las cercanías del punto de inyección sea de 250 pies.
- 7.- Determinar la temperatura de operación de cada válvula. Sobre la misma gráfica y utilizando el extremo derecho del eje horizontal, situar la escala de temperatura. Marcar la temperatura fluyendo en la boca del nazo a profundidad media del intervalo productor. Unir ambos puntos con una línea recta y obtener el gradiente de temperatura a lo largo del pozo. Dependiendo de la profundidad de cada válvula, obtener la temperatura de operación de cada una de ellas.
- 8.- Determinar la presión en TP de cada válvula a la profundidad correspondiente.
- 9.- Tabular la presión en TP de diseño y la presión fluyendo en TP real para cada válvula a la profundidad correspondiente.
- 10.- Fijar la presión superficial de apertura de la primera válvula  $50 \text{ lb/pg}^2$  abajo de la presión disponible del gas de inyección.
- 11.- Seleccionar las presiones superficiales de apertura del resto de las válvulas, dejando una diferencia de  $10 \text{ lb/pg}^2$  entre válvula y válvula, en forma decreciente y partiendo de la presión superficial de apertura de la primera válvula.
- 12.- Determinar la presión de apertura, de cada válvula ( $P_{vc}$ ) a la profundidad correspondiente, sumándole el peso de la columna de gas a cada válvula.
- 13.- 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 ( $P_d$ ).

- 14.- 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.
- 15.- Calcular la presión de apertura en el probador (taller) -- para cada válvula de 60°F utilizando la siguiente expre--- sión.

$$P_{tro} = \frac{P_d @ 60^\circ F}{1 - R} \quad \dots \quad (2.33)$$

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

$$P_{vo} = \frac{P_d - P_t R}{1 - R} \quad \dots \quad (2.37)$$

- 17.- Determinar la presión superficial de apertura de cada válvula bajo condiciones reales de operación; previendo de -- que no habrá interferencia entre válvulas.
- 18.- Hacer cualquier ajuste necesario.
- 19.- 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 ca libración de las válvulas se seleccionan en otra forma. Por ejem-- plo, se puede diseñar la instalación a una misma profundidad de -- cierre para todas las válvulas o disminuyendo la presión superfi-- cial de cierre en 10 lb/pg<sup>2</sup> entre válvula y válvula.

#### Ejemplo 12.

Sean los siguientes datos:

Profundidad = 8000 pies  
 Producción = 1000 bl/día (100% aceite)  
 Diámetro de la tubería = 2 3/8 pg. (1.995 pg. diámetro in  
 terior.  
 $P_{ws} = 2650 \text{ lb/pg}^2$   
 Índice de productividad = 2 M/dfa/lb/pg<sup>2</sup> (cte)  
 $R_c = 200 \text{ pies}^3/\text{bl}$   
 $\gamma_g = 0.70$  (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 :

- a) El punto de inyección del gas
- b) El volumen del gas de inyección necesario.
- c) El diámetro de orificio de la válvula de inyección.

- 1.- Trazar en una escala vertical (eje Y) la profundidad (0-8000 pies).
- 2.- Trazar en una escala horizontal (eje X) la presión (0-2800 lb/pg<sup>2</sup>)
- 3.- Trazar la P<sub>ws</sub> a la profundidad de 8000 pies.
- 4.- A partir del índice de productividad, calcular la  $\Delta P$  correspondiente para dar la producción deseada.

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

- 5.- Restando esta  $\Delta P$  se obtiene la P<sub>wf</sub> como sigue:

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

trazar esta presión de 2150 lb/pg<sup>2</sup> a 8000 pies de profundidad.

- 6) Partiendo de la P<sub>wf</sub> y trazando una paralela a la línea de gradiente estático hasta la intersección con la ordenada, se obtiene el nivel de líquido dentro del pozo.
- 7.- De la presión de fondo fluyendo de 2150 lb/pg<sup>2</sup> se prolonga el gradiente fluyente para una R<sub>s</sub> = 200 pies<sup>3</sup>/bl y una P<sub>so</sub> = 900 lb/pg<sup>2</sup>, con esto es suficiente para obtener el punto de inyección de gas.
- 8.- Marcar la P<sub>so</sub> de 900 lb/pg<sup>2</sup>
- 9.- Para una P<sub>so</sub> = 900 lb/pg<sup>2</sup> el gradiente del gas de inyección es de 21.2 lb/pg<sup>2</sup>/1000 pies.
- 10.- El punto donde intersecta el gradiente del gas de inyección y el gradiente fluyente se conoce como "Punto de balance"
- 11.- Se resta 100 lb/pg<sup>2</sup> a este punto y sobre el gradiente de flujo se localiza el "punto de inyección" del gas.
- 12.- Trazar la P<sub>wh</sub> a la profundidad de cero.
- 13.- Unir el punto de inyección y la P<sub>wh</sub>, seleccionando la curva de gradiente correspondiente; esto puede ser calculado con figuras del apéndice 1A.

14.- Encontrar el volumen de gas de inyección necesario

$$(R_T - R_s) q_L = \text{Volumen de gas}$$

$$\text{Volumen de gas} = (600-200)1000 = 400.000 \text{ pie}^3$$

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

a) Encontrar la temperatura de operación del gas de inyección. Para este caso considerando un gradiente de temperatura lineal, la temperatura a 4625 pies es:

$$120 \text{ } ^\circ\text{F} + \frac{200-120}{800} 4625 = 166.25 \text{ } ^\circ\text{F}$$

b) Corregir el volumen de gas por temperatura y por densidad relativa.

$$\text{Factor de corrección} = 0.0544 \sqrt{\gamma_g T}$$

$$\text{Factor de corrección} = 0.0544 \sqrt{0.7(166.25+460)} = 1.138$$

$$\text{Volumen corregido} = 1.138 \times 400000 = 455200 \text{ (pie}^3/\text{día)}$$

c) Con las presiones corriente arriba y corriente abajo (1000 y 900 lb/pg<sup>2</sup>), el volumen corregido de gas (455200 pie<sup>3</sup>/día),  $\gamma_g = 0.7$ ,  $T = 166.25^\circ\text{F}$ ,  $K = 1.24$  (Fig. 2.26) y empleando la ecuación 2.53A; se sustituye el valor de CA en la ecuación 2.53B y se tiene que el diámetro del asiento de la válvula es de 12/64 pg. También se pueden utilizar gráficas de diversos fabricantes de válvulas.

### EJEMPLO 13

Calcular el espaciamento de válvulas y llenar tabla de una instalación de B.N. continuo con válvulas balanceadas.

Gasto de aceite = 800 bl/día  
Presión estática = 2500 lb/pg<sup>2</sup>  
J=2 bl/día/lb/pg<sup>2</sup> (comportamiento lineal)  
T.P. = 2 3/8 pg. D.E.

Profundidad media del intervalo disparado = 8000 pie  
Densidad del gas de inyección = 0.65 (aire=1.0)  
Presión en la boca del pozo = 100 lb/pg<sup>2</sup>  
Presión superficial del gas de inyección = 800 lb/pg<sup>2</sup>  
Temperatura superficial = 100°F  
Temperatura en el fondo del pozo = 200°F  
Gradiente del fluido de control = 0.45 lb/pg<sup>2</sup>/pie  
Densidad del aceite = 35°API

El pozo esta totalmente lleno de fluido de control y descarga al separador.

### S O L U C I O N

a) Para el cálculo de P<sub>wf</sub>

$$J = \frac{q_o}{P_{ws} - P_{wf}} ; P_{wf} = P_{ws} - \frac{q_o}{J}$$

$$P_{wf} = 2500 - \frac{800}{2} = 2100 \text{ lb/pg}^2$$

b) Para calcular el gradiente estático

Empleando la Fig. 2.27 del gradiente estático, con el porcentaje de agua salada y densidad del aceite:

% de agua=0, solo aceite de 35°API, gradiente = .368 lb/pg<sup>2</sup>/pie

$$\therefore \frac{P_{ws}}{\text{gradiente}} = \frac{2500}{0.368} = 6793.48 \text{ pie}$$

$$\therefore \text{ Nivel estático} = 8000 - 6793.48 = 1206.52 \text{ pies}$$

c) Para calcular los gradientes de la presión de operación y disponible. Utilizando la Fig. 2. 3 para el cálculo de gradiente de la columna de gas.

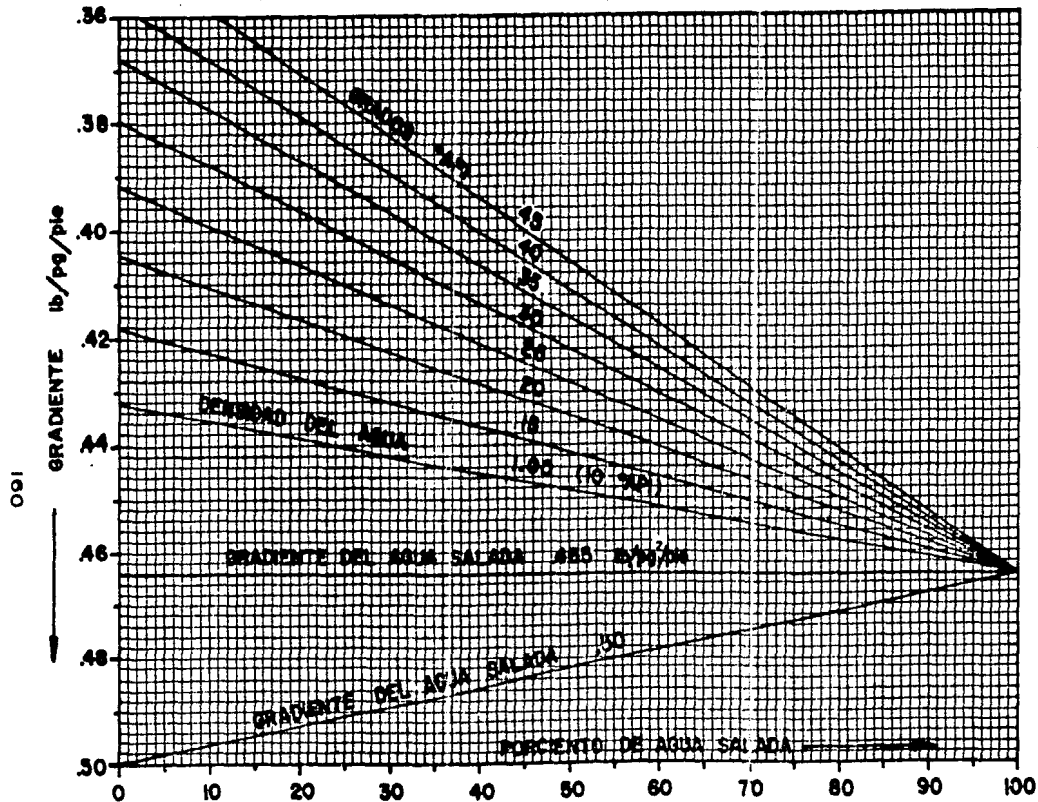


FIG. 2.27 GRADIENTES PARA MEZCLAS DE ACEITE-AGUA SALADA



$$T = \frac{100 + (70 + (1.6 \times 8000/100))}{2} = 149^\circ F$$

$$P_{corr} = 19 \times \frac{149 + 460}{150 + 460} = 18.97 \text{ lb/pg}^2, \text{ para } 800 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{corr} = 21.2 \times \frac{149 + 460}{150 + 460} = 21.16 \text{ lb/pg}^2, \text{ para } 900 \text{ lb/pg}^2$$

Profundidad (pie)	P. disp. (lb/pg <sup>2</sup> )	Pso (lb/pg <sup>2</sup> )
0	900	800
1000	921.16	818.97
2000	942.32	837.94
4000	984.6	875.88
5000	1005.8	894.85
6000	1026.9	913.82
8000	1069.5	951.8

d) Para trazar la curva del gradiente del fluido de control:

$$\text{grad}_{Fc} = 0.45 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

Profundidad (pie)	Presión (lb/pg <sup>2</sup> )
0	100
250	212.5
500	325.0
750	437.5
1000	550.0
1250	662.5
1750	887.5

e) Restándole 100 lb/pg<sup>2</sup> al punto de intersección del gradiente de operación con el gradiente fluyendo se obtiene el punto de inyección a: 4420 pie.

f) Para trazar el gradiente fluyendo arriba del punto de inyección, se localiza en una hoja blanca transparente el punto de la Pwh y el de inyección con una presión y profundidad dada, entrando a las curvas de gradiente (Capítulo 1) para T.P.=2pg y q<sub>0</sub> = 800 bl/día, estos dos puntos coinciden en la curva de RGLI=400 (pie<sup>3</sup>/bl). A diferentes profundidades se obtiene el gradiente fluyendo:

Profundidad (pie)	Presión (lb/pg <sup>2</sup> )
0	100
750	200
2200	400
2800	500
3500	600
4420	785 punto de inyección

g) Volumen de gas de inyección requerido

$$\begin{aligned} V_{gir} &= (RGLf) \times (q_0) \\ &= 400 \times 800 = 320\,000 \text{ pie}^3/\text{día} \end{aligned}$$

h) Para obtener el diámetro de orificio

Sustituyendo las presiones corriente abajo y corriente arriba de la válvula del punto de inyección y el volumen de gas inyectado requerido, en la ecuación 2.53 (B):

$$\begin{aligned} P_{vo} &= 920 \text{ lb/pg}^2 \\ P_I &= 785 \text{ lb/pg}^2 \\ q_g &= 320\,000 \text{ pie}^3/\text{día}, \text{ dá un orificio de } 12/64 \text{pg} \end{aligned}$$

En la Fig. 2.28 se muestra el diseño gráfico para la instalación de B.N. continuo con válvulas balanceadas

Válvula No.	Profundidad (pie)	Temperatura (°F)	P <sub>so</sub> (lb/pg <sup>2</sup> )	P <sub>vo</sub> (lb/pg <sup>2</sup> )	P <sub>d</sub> a 60 °F
1	1850	125.0	875	912.98	800.68
2	3150	139.5	850	911.96	777.90
3	4000	150.0	825	901.14	755.16
4	4420	156.0	800	882.89	731.91
5	4650	159.5	785	857.63	705.83

1a. Válvula

$$T_{\text{gráfica}} = \frac{100^\circ\text{F} + (70 + 1.6 \times (1850/100))}{2} = 99.8^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{real}} = \frac{100 + 125}{2} = 112.5^\circ\text{F}$$

Entrando a la Fig. 2.3 con P<sub>so</sub> = 875 lb/pg<sup>2</sup> y  $\gamma_g = 0.65$  (aire = 1.0), se obtiene una  $\Delta P_{\text{gráfica}} = 21 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pie}$

$$\Delta P_{\text{corr}} = \Delta P_{\text{gráfica}} \left( \frac{T_{\text{gráfica}}}{T_{\text{real}}} \right)$$

$$\Delta P_{\text{corr}} = \frac{21}{1000} \times \left( \frac{99.8 + 460}{112.5 + 460} \right) \times 1850 = 37.98 \text{ lb/pg}^2$$

$$\therefore P_{vo} = P_{so} + \Delta P = 875 + 37.98 = 912.98 \text{ lb/pg}^2 \text{ (columna 5)}$$

$$C_t = \frac{P_d \text{ a } 60^\circ\text{F}}{P_{vo} \text{ a } 125^\circ\text{F}}, C_t = 0.877 \text{ (Tabla 2.1),}$$

y como Pvo a 125°F = 912.98 lb/pg<sup>2</sup>

Pd a 60°F = 0.887 x 912.98 = 800.681b/pg<sup>2</sup>  
(columna 6)

En la Fig. 2.28 se muestra el diseño gráfico con los gradientes y parámetros que intervienen en una instalación de BN continuo con válvulas balanceadas



#### EJEMPLO 14

Los mismos datos del Ejemplo 13 pero para B.N. continuo con válvulas desbalanceadas:

##### 1.- Cálculo de Pwf

$$Pwf = Pws - \frac{q}{J} = 2500 - \frac{800}{2} = 2100 \text{ lb/pg}^2$$

##### 2.- Cálculo del nivel dinámico

$$\begin{aligned} \text{Nivel dinámico} &= \text{Profundidad} - \frac{Pwf}{\gamma_o \times .433} \\ &= 8000 - \frac{2100}{.85 \times .433} = 2294.25 \text{ pie} \end{aligned}$$

Uniendo el punto del nivel dinámico con el valor de la -- Pwf, se obtiene el gradiente natural (RGLN).

- 3.- Con las presiones de operación y disponible del gas de inyección se trazan los gradientes correspondientes. (Ec. 2.4)
- 4.- Donde se interseca el gradiente de la presión de inyección (Pso) con el gradiente de la Pwf se obtiene el punto de inyección a una profundidad de 4400 pie y una presión de 785 - lb/pg<sup>2</sup>.
- 5.- Con el valor de Pwh = 100 lb/pg<sup>2</sup> y la presión del punto de inyección de 785 lb/pg<sup>2</sup>, se emplean las curvas de gradiente (Capítulo 1) para una T.P. de 2 pg y qo=800 bl/día y 0% de agua, se obtiene una RGAT=400 pie<sup>3</sup>/bl; a continuación se localizan puntos a diferentes presiones para trazar la curva de T.P. fluyendo real.
- 6.- Al valor de la Pwh = 100 lb/pg<sup>2</sup> se le adicionan 200 lb/pg<sup>2</sup> y este punto se une al de inyección, obteniéndose así, la curva de la presión en T.P. de diseño.
- 7.- Con el dato del gradiente de fluido de control = .45 lb/pg<sup>2</sup>/pie a diferentes profundidades, se obtiene el gradiente del fluido de control hasta intersectarse a la presión disponible, donde se localiza la profundidad de la 1a. válvula.
- 8.- Donde se interseca la horizontal de cada válvula con los -- gradientes de T.P. diseño y fluyendo real se obtienen las -- presiones correspondientes (columnas 4 y 5), página 2.79.

- 9.- Con la temperatura en la boca del pozo y la del fondo se --  
traza el gradiente de temperatura obteniendo la temperatura  
de cada válvula (columna 3).
- 10.-La presión superficial de apertura (Pso) de la 1a. válvula -  
se obtiene restando 50 lb/pg<sup>2</sup> a la presión disponible, las  
válvulas subsecuentes se dejan a una diferencia de 10 lb/pg<sup>2</sup>  
entre una y otra (columna 6).
- 11.-Para determinar la presión de apertura (Pvo) de cada válvula  
a la profundidad correspondiente (Pvo=Pso+Pcol.gas).

1a. válvula	850 + 38 = 888	, Estos valores se encuen- tran en la columna 7.
2a. válvula	840 + 52 = 892	
3a. válvula	830 + 63 = 893	
4a. válvula	820 + 73 = 893	
5a. válvula	810 + 80 = 890	
6a. válvula	800 + 88 = 888	

El valor sumado a la presión de calibración se obtiene de la  
Fig. 2. 3.

- 12.-Para calcular la presión del domo a la temperatura de la vál-  
vula que es igual a la presión de cierre frente a la válvula,  
se utiliza la expresión:

$$P_d = P_{vo} \left( 1 - \frac{A_p}{A_b} \right) + P_t \left( A_p / A_b \right)$$

Entrando a la ecuación 2. 53(B) con una presión corriente --  
arriba de 890 lb/pg<sup>2</sup>, y presión corriente abajo 785 lb/pg<sup>2</sup>, am--  
bos valores tomados del punto de inyección, y con el volumen de  
gas de 320 000 pie<sup>3</sup>/día, se obtiene un diámetro de orificio de --  
10/64 pg. Con este diámetro deberán consultarse los catálogos --  
del fabricante; en general son muy empleadas las válvulas CAMCO.

Utilizando una válvula CP-J20, con Ab=0.7650 y Ap=0.0291; --  
R=0.038, y (1-R) es 0.962, para un orificio de 3/16, que es el --  
mas cercano a 10/64pg.

De la sustitución de Pvo (columna 7) y Pt (columna 4), se --  
obtiene Pd a TV (columna 8).

- 13.- Para obtener la presión superficial de cierre Psc, se uttti  
za la expresión.

$$P_{sc} = P_d - P \text{ columna de gas, (columna 9)}$$

14.-Utilizando el factor de corrección por temperatura a 60°F y multiplicando por la Pd a TV, se obtiene la presión del do mo, para cada válvula a 60°F (Columna 10).

15.-Para calcular la presión de apertura en el probador (Ptro) - para cada válvula a 60°F, se utiliza la siguiente expresión:

$$Ptro = \frac{Pd \text{ a } 60^{\circ}F}{1-R}$$

Para la primera válvula,  $Ptro = \frac{769.51}{1-0.038} = 799.91$  (Columna 11)

16.-Para determinar la presión de apertura de cada válvula a la - profundidad correspondiente, utilizando la presión en T.P. fluyendo real.

$$Pvo \text{ real} = \frac{Pd - Pt R}{1-R}$$

donde, Pd = Pd a TV y Pt = presión en T.P. fluyendo

$$Pvo_1 = \frac{873.45 - 360 (0.038)}{1 - 0.038} = 893.73 \text{ lb/pg}^2 \text{ (Columna 12)}$$

17.-Para determinar la presión superficial de apertura de cada - válvula bajo condiciones reales de operación, se emplea la - siguiente expresión:

$$Pso \text{ real} = Pvo \text{ real} - P \text{ columna gas}$$

$$Pso_1 = 893.73 - 38 = 855.73 \text{ lb/pg}^2 \text{ (Columna 13)}$$

VALVULA	PROF. pie	TEMP. °F	Pt dise ft	Pt REAL ft	Pso DISEÑO ft	Pvo DISEÑO ft	Pd a 1 V ft	Psc ft	Pd a 60°F ft	Ptro ft	Pvo REAL ft	Pso REAL ft
1	1870	123.0	505	360	850	888	873.45	835.45	769.51	799.91	893.73	855.73
2	2640	133.0	590	475	840	892	880.52	828.52	760.77	790.82	896.53	844.53
3	3250	140.5	658	573	830	893	884.07	821.07	753.67	783.44	896.35	833.35
4	3725	146.5	710	650	820	893	886.05	813.05	748.27	777.87	895.37	822.37
5	4100	151.5	752	710	810	890	884.76	804.76	739.22	768.42	891.66	811.66
6	4400	155.0	785	785	800	888	884.09	796.09	733.79	762.78	888.00	800

\* Las presiones en  $\text{lb/pg}^2$

En la Fig. 2.29 se muestra el diseño gráfico con los gradientes y parámetros que intervienen en una instalación de BN continuo con válvulas desbalanceadas.



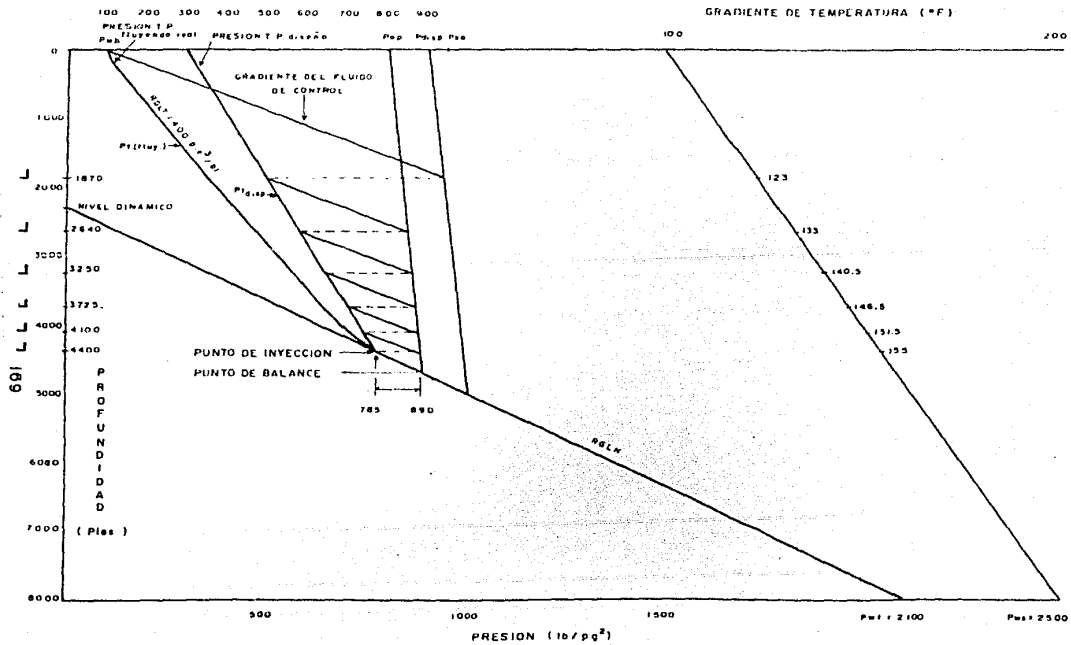


FIG. 2.29 DISEÑO GRAFICO DE BN CONTINUO CON VALVULAS DESBALANCEADAS

## 2.5. Diseño de instalaciones con bombeo neumático intermitente.

El diseño de una instalación con bombeo neumático intermitente puede ser más difícil que el correspondiente a una instalación con bombeo neumático continuo. En el bombeo neumático intermitente se permite que se acumule un bache de líquido arriba de la válvula operante. Enseguida la válvula operante abre, permitiendo que el volumen de gas necesario entre para desplazar el bache hasta la superficie en forma de pistón.

El propósito del bombeo neumático intermitente es el mismo que el del bombeo continuo, provocar la caída de presión necesaria en el fondo del pozo para que éste produzca el gasto deseado.

Los siguientes gastos de producción fueron presentados -- por Trash y Brown como una guía para considerar el cambio de una instalación de bombeo neumático continuo a otra con flujo intermitente.

Díámetro de la TP (pg)	Gasto obtenido con una instalación de Bombeo neumático intermitente. ( bl/día )
1	25 - 50
1 1/4	50 - 75
1 1/2	75 - 125
2	200
2 1/2	250
3	300
cámara de acumulación	400 - 600

### 2.5.1. Ciclo del bombeo neumático intermitente.

El bombeo intermitente es un método cíclico de producción en el cual primero se permite que se forme un bache de líquido en la tubería de producción (Fig. 2.30A). Cuando la combinación de la presión en la cabeza del pozo, el peso de la columna de gas, y la presión hidrostática del bache alcanza un valor específico -- frente a la válvula operante, el gas se inyecta hacia la tubería de revestimiento por medio de algún tipo de control en la superficie. Cuando la presión en la tubería de revestimiento aumenta hasta el valor de la presión de apertura de la válvula operante, el gas pasa hacia el interior de la tubería de producción. Bajo condiciones ideales el líquido, en la forma de un bache o pistón, se desplaza hacia arriba por la energía del gas que se encuentra abajo de éste. El gas viaja a una velocidad aparentemente mayor que

la velocidad del bache de líquido ocasionando la penetración del gas en el bache. Esta penetración provoca que parte del bache de líquido caiga a la fase de gas en forma de gotas (Fig. 2.30B) -- y/o como una película en la pared de la tubería de producción -- (Fig. 2.30C).

Cuando el bache de líquido llega a la superficie, la presión en la tubería de producción frente a la válvula disminuye, incrementando la inyección de gas a través de ella. Cuando la presión en la tubería de revestimiento baja hasta la presión de cierre de la válvula operante, la inyección de gas a través de esta válvula se interrumpe (Fig. 2.30 D).

En el ciclo de producción del bache se presenta un periodo de estabilización en el cual las gotas de líquido del bache anterior caen al fondo del pozo formando parte del siguiente bache de líquido.

La caída de líquido puede representar una parte substancial del bache original. El control de esta caída de líquido -- determinan el éxito de una instalación de bombeo neumático intermitente. La imposibilidad, en algunas ocasiones, de predecir las caídas de líquido ocasionan que muchas instalaciones sean sobrediseñadas. En muchos casos se pueden obtener altos gastos de producción, pero frecuentemente los grandes costos de operación reducen las utilidades que se puedan conseguir del pozo.

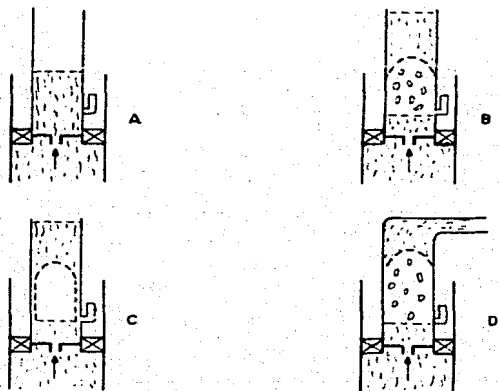


FIG. 2.30 CICLO DEL BOMBEO NEUMATICO INTERMITENTE

### 2.5.2. Factores a considerar en el diseño de una instalación con bombeo neumático intermitente.

A continuación se presentan algunos factores que se deben considerar para efectuar un buen diseño de una instalación de bombeo neumático intermitente.

#### 1. Tipo de instalaciones.

Se pueden considerar tres tipos de instalaciones para el bombeo neumático intermitente:

- a) Instalación normal con tubería de producción, levantando el fluido desde el fondo del pozo.
- b) Instalación normal con tubería de producción, sin levantar el fluido desde el fondo del pozo.
- c) Instalación con una cámara de acumulación.

La mayoría de las instalaciones son de tipo (a). En este caso dichas instalaciones, si es posible, se deben colocar con emparador y válvula de pie. Algunas instalaciones serán del tipo (b) debido a que se dispone de una presión de operación baja en la superficie y/o altos gastos de producción sin que estos pozos puedan aún ser explotados exitosamente con bombeo neumático continuo. Por otra parte existen muchos pozos con bajas presiones de fondo y altos índices de productividad en los cuales se recomienda el uso de una instalación con cámara de acumulación (c).

#### 2. Profundidad de colocación de la válvula superior.

La localización de la válvula superior puede ser extremadamente importante dependiendo de la presión de fondo estática y si el pozo será llenado con fluido de control. Muchos pozos con bombeo neumático tienen muy bajas presiones de fondo. Si estos pozos no presentan la posibilidad de fluir durante los trabajos de reparación, el nivel estático del fluido permanecerá constante a gran profundidad y es posible colocar la primera válvula a dicha profundidad.

Si el pozo es llenado hasta la superficie con fluido de control, entonces la válvula superior se colocará de acuerdo a la presión de arranque disponible del gas de inyección. Por ejemplo, si se dispone de  $900 \text{ lb/pg}^2$ , y el pozo está cargado con agua salada cuyo gradiente de presión es  $0.50 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$  y se descarga en la superficie con una presión de  $50 \text{ lb/pg}^2$  (Pwh), entonces la primera válvula puede ser colocada a  $(900-50)/(0.50) = 1700$  pies. Si se usa un procedimiento de espaciado gráfico, la primera válvula se colocará un poco mas abajo de lo determinado analíticamente, debido a que se considera el peso de la columna de gas

de inyección en la tubería de revestimiento.

### 3. Presiones disponibles y colocación de las válvulas.

Puede haber una presión de arranque disponible del gas de inyección para descargar el pozo al inicio, que exceda la presión de operación. La presión de operación disponible es la presión que se puede mantener en la cabeza del pozo bajo condiciones de operación. Si la presión en la línea varía, se considera la presión mínima como la presión con la que puede operar la instalación en cualquier momento, durante días o semanas. Bajo ninguna circunstancia se debe colocar la válvula operante a una presión de apertura mayor que la presión de operación disponible. Pero las válvulas de descarga sí se podrán colocar a presiones de apertura mayores, debido a que pueden recibir ayuda de la presión de arranque.

Por ejemplo, la presión de arranque puede ser  $900 \text{ lb/pg}^2$  y la presión de operación disponible  $800 \text{ lb/pg}^2$ . La presión en la línea puede variar entre 800 y  $825 \text{ o } 850$ , pero se debe utilizar  $800 \text{ lb/pg}^2$ . La colocación de las otras válvulas no deben exceder la presión de arranque menos  $50 \text{ lb/pg}^2$  ( $900 - 50 = 850$ ). Para las válvulas de descarga las presiones de cierre en superficie deben comenzar con una presión menor en  $100 \text{ lb/pg}^2$  a la presión de operación disponible mínima, para este ejemplo:  $(800 - 100) = 700 \text{ lb/pg}^2$ . Esto asegura la apertura de las válvulas.

### 4.- Gradiente de descarga y espaciamiento de las válvulas.

Para determinar la distancia que debe haber entre cada válvula se debe usar un valor para el gradiente de presión del fluido que se encuentre en la tubería de producción. Los gradientes de presión del fluido en el pozo comprenden dos etapas en el proceso de la descarga. Si por ejemplo se tiene un pozo con 8000 pies de profundidad y  $1000 \text{ lb/pg}^2$  de presión de fondo, podrá mantener una columna de agua salada de 2000 pies de longitud cuyo gradiente sea igual a  $0.5 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ . Si el pozo está cargado hasta la superficie con este fluido. La formación no podrá aportar fluidos al pozo durante el proceso de descarga hasta que el nivel del fluido de control baje hasta  $(8000 - 2000) = 6000$  pies de profundidad. El pozo no podrá recibir aportación de fluidos de la formación hasta que la presión en la tubería de producción sea menor de  $1000 \text{ lb/pg}^2$ . Por lo tanto las válvulas podrán ser espaciadas hasta los 6000 pies de profundidad en el pozo sin preocuparse de que haya aportación de fluidos al pozo. El gradiente de descarga varía con el volumen de gas disponible y los gastos de descarga. Estos deben seleccionarse cuidadosamente cuando se tenga un volumen limitado de gas disponible. Si no hay restricciones de gas se pueden manejar gradientes de descarga como  $0.01 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$  para un gasto de producción de 80 bl/día. Para propósitos de la descarga del pozo se han utilizado gradientes tan pequeños como  $0.02 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ . Comúnmente se usa un gra-

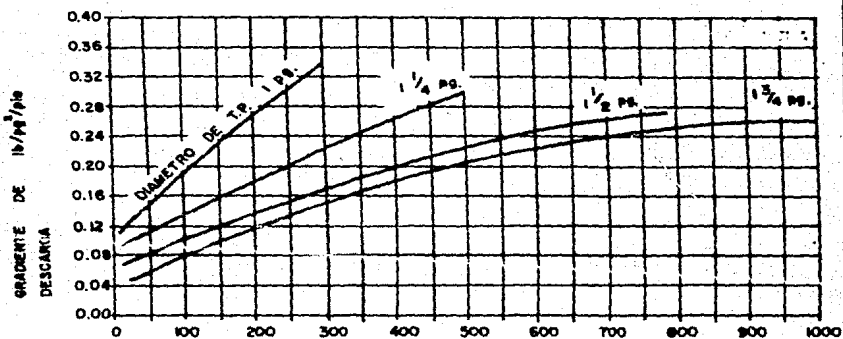


FIG. 2.31A GASTO DE DISEÑO. (l/diá)

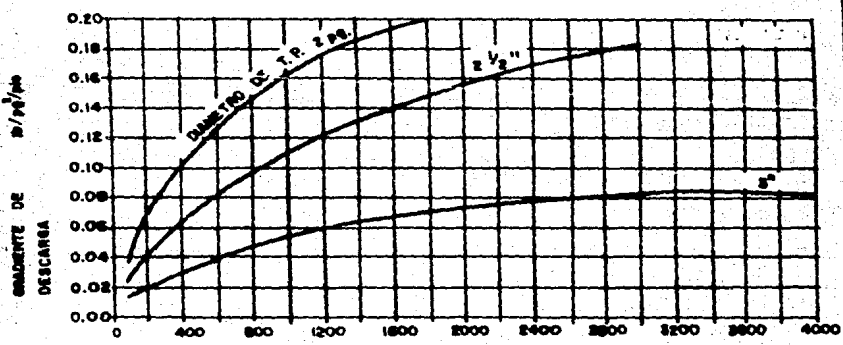


FIG. 2.31B GASTO DE DISEÑO. (l/diá)

FIG. 2.31 GRADIENTE DE DESCARGA PARA CALCULAR ESPACIAMIENTO DE VALVULAS

diente de descarga de  $0.04 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$  para tuberías de producción de 2 y  $2 \frac{1}{2}$  pg. Y se usan gradientes mayores para diámetros de tubería de producción más pequeños (Ver las Figs. 2.31 A -- 2.31 B).

Después que el nivel del líquido baje hasta el punto en que se inicie la aportación de fluidos de la formación, el gradiente de presión del fluido que se encuentre en el pozo variará según el gasto de llenado del pozo. Seguramente, un pozo que se llene con  $300 \text{ bl/día}$  no puede tener las válvulas tan espaciadas como otro pozo que se llene con  $10 \text{ bl/día}$ . Las Figs. 2.31 A y -- 2.31 B muestran gradientes confiables para usarse en pozos que se espera se llenen con los gastos indicados. Estos gradientes se pueden usar en la descarga de un pozo con bombeo neumático continuo y por lo tanto ofrecen seguridad para la descarga de un pozo con bombeo neumático intermitente, tanto para agua como aceite.

- 5.- Diferencia entre la presión de apertura de la válvula operante y la carga del fluido a bombearse en la tubería de producción.

Otra consideración importante para el diseño de una instalación de bombeo neumático intermitente es la selección de la diferencia de presión entre la carga en la tubería de producción y la presión de inyección del gas.

Para iniciar cualquier diseño se recomienda una selección de la presión diferencial entre  $200$  y  $300 \text{ lb/pg}^2$ . La Fig. 2.32 muestra como varía la recuperación con la diferencia de presiones.

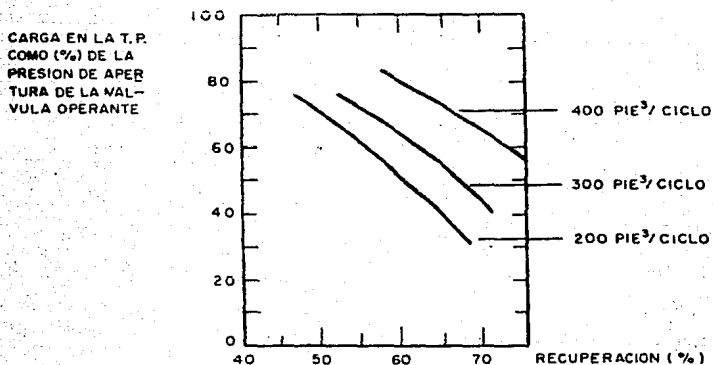


FIG. 2.32 RECUPERACION DE LIQUIDO EN PORCIENTO VS. CARGA EN LA TUBERIA DE PRODUCCION

## 6. Diámetro del asiento de la válvula.

El tamaño del asiento de las válvulas del bombeo neumático tienen un efecto determinante sobre la recuperación y la relación gas-líquido (RGL). Para una tubería de producción de 2 pg. se recomienda un diámetro mínimo de 1/2 pg. para el asiento de la válvula operante.

La Fig. 2.33 muestra registros de presión típicos para baches que se bombearon con válvulas cuyos diámetros de asiento -- fueron de 1, 1/2, y 5/16pg. Los registros de presión fueron tomados en tuberías de producción de 2 pg. a profundidades de 5940, 4290, 1685 pies y en la superficie. En la misma figura se incluye un recuadro que presenta un registro de presión en superficie de la tubería de revestimiento para los tres diámetros de asiento mencionados.

La tabla que se muestra en la parte superior de la Fig. 2.33 indica una recuperación del 58% para un asiento de 5/16 pg y 74% para un asiento de 1 pg. La relación gas-líquido para un asiento de 5/16 pg. fue 2550 pie<sup>3</sup>/bl comparado con 2020 pie<sup>3</sup>/bl para un asiento de 1 pg.

Observando el registro de presión en superficie para la tubería de revestimiento se advierte que para un asiento de 1 -- pg. el bache se desplaza más rápidamente y con una presión mayor en la tubería de producción. Esto indica un bache limpio comparado con el mismo registro de presión en superficie para un bache que es desplazado con una válvula cuyo asiento es de 5/16 pg.

Se han realizado varias pruebas para observar el efecto del tamaño del asiento de las válvulas del bombeo neumático intermitente y se ha encontrado que las válvulas con asientos mayores son más eficientes. Para una tubería de producción de 2pg. se debe usar por lo menos un asiento de 1/2 pg. La Tabla 2.7 muestra el diámetro de asiento equivalente a utilizarse con otras tuberías de producción. Se observa que se requiere un asiento de 21/64 pg. para una tubería de producción de 1 1/4 pg. para que sea equivalente a un asiento de 1/2 pg. con una tubería de producción de 2 pg.



DIAMETRO ASIENTO (pg)	REC. (%)	RGL (pie <sup>3</sup> /bl)	CARGA EN T.P. (lb/pg <sup>2</sup> )
5/16	5.8	2 550	275
1/2	6.5	2 300	250
1	7.4	2 020	208

REGISTRO SUPERFICIAL DE PRESION EN LA T.R.

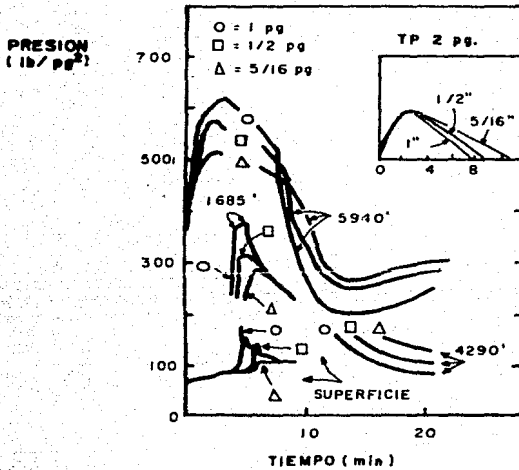


FIG. 2.33 REGISTRO DE PRESION EN LA TUBERIA DE PRODUCCION PARA DIAMETROS DE ASIENTO DE 1, 1/2 Y 5/16 PG.

T A B L A 2.7

Diámetros de asientos para válvulas colocadas en diferentes tuberías de producción equivalentes a asientos de válvulas usadas en una tubería de producción de 2 pq.

Diámetro de TP (pq)	2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2 1/2
Diámetro de asiento (pq)	Frac.	Frac.	Frac.	Frac.	Frac.	Frac.	Frac.
1		27/64	17/32	11/16	13/64	57/64	17/64
11/16		9/32	23/64	15/32	9/16	19/32	49/64
1/2		13/64	17/64	21/64	13/32	7/16	9/16
3/8		5/32	13/64	1/4	19/64	21/64	27/64
5/16		1/8	11/64	7/32	1/4	17/64	11/32

## 7. Porcentaje de Recuperación.

Una porción del volumen líquido del bache se pierde en el recorrido hacia la superficie. Un cálculo aproximado es 7% de pérdidas por cada 1000 pies de recorrido. Sin embargo, esto varía según el diámetro de la tubería de producción y del volumen de gas inyectado por ciclo. El punto de RGL mínima no coincide con el punto de recuperación máxima.

Para calcular el porcentaje de recuperación por ciclo se puede emplear la siguiente expresión:

$$B_p = \frac{C_t (P_t - P_{wh})}{G_s} \left( 1 - S_f \left( \frac{D_v}{1000} \right) \right) \quad (2.54)$$

donde:

$B_p$  = recuperación de líquido por ciclo (bl)

$P_t$  = presión en la tubería de producción frente a la válvula operante en el momento de bombear el bache (lb/pg<sup>2</sup>)

$C_t$  = capacidad de la tubería de producción (bl/pie)

$S_f$  = factor de pérdidas por resbalamiento. Frecuentemente se usa 7% /1000 pies.

$P_{wh}$  = presión de la tubería de producción arriba del bache (lb/pg<sup>2</sup>)

$D_v$  = profundidad de la válvula (pies).

$G_s$  = gradiente estático del fluido de la formación (lb/pg<sup>2</sup>/pie)

Ejemplo 15: Cálculo de la recuperación de fluido por ciclo. Presión en la cabeza del pozo = 50 lb/pg<sup>2</sup> (suponer la misma presión en la cima del bache).

Presión en la TP frente a la válvula en el momento de bombear el bache = 600 lb/pg<sup>2</sup>.

Factor de pérdidas por resbalamiento = 0.07/1000 pies.

Diámetro de la TP = 2 3/8 pg (Ct = 0.00387 bl/pie).

Profundidad de la válvula = 5000 pies.

Gradiente estático del fluido de la formación = 0.4 lb/pg<sup>2</sup>/pie.

$$B_p = (0.00387(600-50)/0.4 \times (1 - 0.07 (5000/1000)))$$

$$B_p = 3.46 \text{ bl/ciclo}$$

Para calcular la producción diaria de fluido para bombeo neumático intermitente se puede utilizar la siguiente fórmula:

$$q_L = N B_p \quad (2.55)$$

donde:

$$q_L = \text{gasto de producción de líquido (bl/día)}$$

$$y \quad N = \frac{1440}{3 \times Dv/1000} \quad (2.56)$$

N = número de ciclos por día

Dv = profundidad de la válvula operante (pies).

Por lo tanto para calcular la producción diaria de líquido se tiene:

$$N = \frac{1440}{3 \times 5000/1000} = 96 \text{ ciclos/día}$$

$$q_L = 96 \times 3.46 = 332.2 \text{ bl/día}$$

Pruebas realizadas en tuberías de producción de 2 pg. -- muestran que una pérdida de 7% del volumen inicial del bache por cada 1000 pies es representativa. En general este valor se puede usar para otros diámetros de tuberías. Y es del orden de 3 a 5% para instalaciones con cámara de acumulación, reduciéndose cuando se emplea el pistón viajero.

#### 8. Volumen de gas necesario para el bombeo neumático intermitente.

En general, el volumen de gas necesario para desplazar un bache de líquido en un pozo, es el volumen de gas que se requiere para llenar la tubería de producción hasta la superficie con la presión promedio que se tenga bajo el bache.

Para eliminar cálculos tediosos se han publicado una serie de figuras semejantes a la Fig. 2.34 para determinar rápidamente los volúmenes de gas requeridos. Y se ha observado en forma general que la producción se puede incrementar, pero se requieren mayores volúmenes de gas.

#### 9. Frecuencia del ciclo de bombeo y tiempo de estabilización de la presión.

El tiempo de estabilización de la presión es el tiempo requerido para que todo el rocío y las gotas de líquido se asienten en la tubería de producción. Muchos pozos no requieren ser bombeados por ciclos menores de 1 o 2 hr. En estos casos todas las gotas de líquido se asientan en la tubería de producción y no hay preocupación sobre la frecuencia del ciclo. Sin embargo, algunos pozos deben ser bombeados en forma cíclica en períodos de tiempo menores que su tiempo de estabilización de la presión. Y algunos son bombeados tan rápidamente que aprovechan casi una condición de flujo continuo.

Para una tubería de producción de 2 pg. una buena aproximación para la duración del ciclo de bombeo en minutos, que produzca un bache limpio, es de  $1.5 \times (\text{profundidad (pie)}/1000)$ . Por ejemplo, para un pozo de 8000 pies de profundidad, se tiene  $1.5 \times (8000/1000) = 12$  minutos. (Esto representa el tiempo mínimo). Para este mismo diámetro de tubería, la velocidad del bache será aproximadamente 1000 pies/min. Por lo tanto, en el ejemplo anterior se lo pasarán 3 o 4 minutos después que el bache haya llegado a la superficie y antes que el siguiente bache abandone el fondo del pozo.

El tiempo de estabilización de la presión se puede reducir considerablemente desplazando baches más ligeros. Conforme aumenta la diferencia entre la presión en la tubería de revestimiento y la carga en la tubería de producción (representada por  $D_p$ ) -- el tiempo de estabilización de la presión disminuye. Al tenerse un valor de  $D_p$  grande se bombean cargas más ligeras, produciéndose --

las velocidades más altas y por lo tanto, mayores recuperaciones y menor tiempo de estabilización de la presión.

#### 10. Tipo de válvulas usadas en el bombeo neumático intermitente.

Se pueden usar varios tipos de válvulas para el caso del bombeo neumático intermitente. En general, para un punto de inyección dado, la válvula debe tener un asiento amplio y abrir rápidamente. Dependiendo del tipo de control del gas de inyección en la superficie, se puede o no requerir amplitud de la válvula.

Si el gas se controla completamente desde la superficie, se puede usar una amplitud pequeña para el bombeo neumático intermitente. Si se desea utilizar el espacio anular para almacenar un volumen parcial de gas e inyectar el volumen adicional a través de un control de tiempo en la superficie, entonces es conveniente usar una válvula desbalanceada. De lo contrario, si se desea usar una válvula de aguja o un estrangulador en la superficie para la inyección del 100% del gas requerido, entonces se debe utilizar una válvula piloto en la sarta de producción.

Las válvulas desbalanceadas se pueden espaciar a la misma presión de cierre en la superficie, o bien a 10 lb/pg<sup>2</sup> de diferencia, o más entre cada válvula. También se pueden espaciar a la misma presión de apertura en superficie. Normalmente se debe tomar una diferencia de presión de 10 a 25 lb/pg<sup>2</sup> para la presión de cierre en superficie de cada válvula.

#### 11. Inyección de gas a través de un solo punto e inyección múltiple.

Aunque la mayoría de las instalaciones han sido diseñadas para inyectar gas por un solo punto, en el campo existen varias instalaciones con inyección de gas a través de puntos múltiples. La inyección múltiple (que considera la apertura de una a tres válvulas además de la válvula operante) se ha usado en muchas instalaciones que fueron diseñadas originalmente para la inyección de gas a través de un solo punto. La inyección múltiple no produce efectos negativos y puede ser benéfica.

Neeley y otros investigadores realizaron varias pruebas de campo con bombeo neumático intermitente y concluyeron que la inyección de gas a través de un solo punto y a través de puntos múltiples se comportaron igual respecto a los porcentajes de recuperación y los requerimientos de los volúmenes de gas.

#### 12. Resumen de las consideraciones para el diseño de una instalación de bombeo neumático intermitente.

El tipo de instalación a utilizarse para el bombeo neumá-

tico intermitente se debe determinar de acuerdo a la información de productividad del pozo. La colocación de la válvula superior se puede fijar conociendo la presión de arranque y la presión de operación en la superficie. Para efectuar el espaciamiento de las válvulas se puede utilizar un gradiente de descarga basándose en el gasto de producción del pozo (Figs. 2.31 A y 2.31 B). El volumen de gas requerido se puede establecer con gráficas semejantes a la Fig. 2.34. Para la inyección de gas a través de un sólo punto se debe usar un diámetro de asiento mínimo de 1/2 pg. para una tubería de producción de 2 pg. y esta relación entre asiento y tubería de producción se debe mantener para otras tuberías con diámetro diferente (según Tabla 2.7). Cuando sea posible se debe establecer una diferencia de 150 a 300 lb/pg<sup>2</sup> entre la presión de inyección en la válvula operante y la carga en la tubería de producción frente a dicha válvula.

La recuperación será afectada por pérdidas de 7% por cada 1000 pies de recorrido del bache. Generalmente la frecuencia del ciclo de bombeo final, en el campo, se determina por ensaye y error.

### 2.5.3. Procedimientos de diseño para instalaciones de bombeo neumático intermitente.

Existen varios procedimientos para el espaciamiento de las válvulas en instalaciones con bombeo neumático intermitente. Estos varían según las recomendaciones del fabricante y el tipo de válvulas a usar. Normalmente, las válvulas operadas por presión pueden ser espaciadas a mayor distancia una de otra que las operadas por fluido. Cualquiera válvula, tal como una válvula combinada, debe ser espaciada considerando las condiciones de la sección en que vaya a trabajar. Si se tiene un pozo con una productividad relativamente baja, entonces las válvulas superiores son usadas únicamente durante el proceso de descarga y pueden estar relativamente más juntas. Sin embargo, no es bueno colocar las válvulas muy espaciadas una de otra debido a que la descarga del pozo puede no realizarse correctamente.

El tipo de control en la superficie para la inyección de gas también tiene influencia en el diseño de una instalación de bombeo neumático intermitente. El diseño es más crítico si se utiliza un control por estrangulador en superficie comparado con un control cíclico de tiempo. Para un control por estrangulador, se recomienda usar una válvula operante con la amplitud correcta para suministrar el volumen de gas requerido por ciclo. Si se usa un control cíclico de tiempo entonces el valor de la amplitud no es tan crítico.

La inyección a través de puntos múltiples es un caso especial y se debe tener mayor cuidado en el diseño de la instalación de este tipo para que ninguna válvula se abra dentro del bache de líquido.

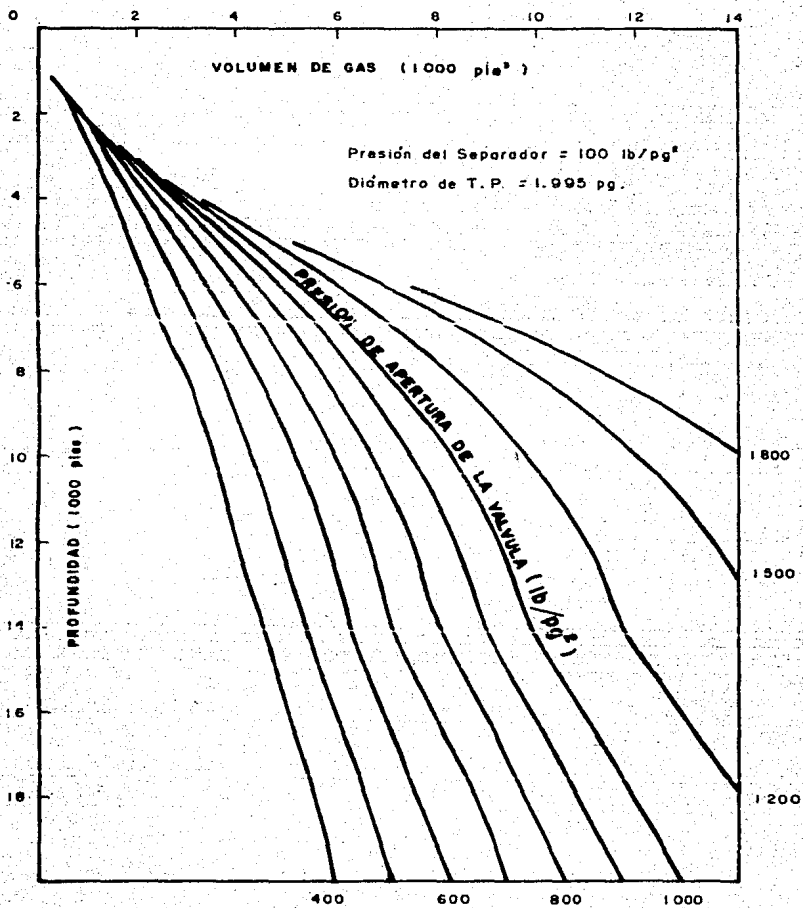


FIG. 2.34 VOLUMEN DE GAS REQUERIDO POR CICLO



2.5.3.1 Procedimiento gráfico para espaciamento de válvulas desbalanceadas operadas por presión, con control cíclico de tiempo en superficie, considerando una diferencia de 25 lb/pg<sup>2</sup> en las presiones de operación de cada válvula.

Este procedimiento de diseño se ilustrará con el (siguiente Ejemplo 16:)

Diámetro de la TP = 2 3/8 pg

Diámetro de la TR = 7 pg

Presión de operación en superficie, P<sub>so</sub> = 1000 lb/pg<sup>2</sup>

Presión disponible = 1050 lb/pg<sup>2</sup>

Gradiente de presión del fluido de control, G<sub>s</sub> = 0.4 lb/pg<sup>2</sup>/pie.

Profundidad del pozo = 7600 pies.

Densidad relativa del gas = 0.7

Presión en la cabeza del pozo, P<sub>wh</sub> = 80 lb/pg<sup>2</sup>

Presión media del yacimiento,  $\bar{P}_R$  = 1500 lb/pg<sup>2</sup>

Temperatura en el fondo del pozo = 167°F

Temperatura en la superficie = 109°F

Densidad del aceite = 35°API

Índice de productividad promedio = 0.2 (bl/día)/(lb/pg<sup>2</sup>)

De una prueba de producción: q = 150 bl/día, P<sub>wf</sub> = 750 lb/pg<sup>2</sup>

(1) Preparar en papel milimétrico las escalas de presión vs. profundidad como se muestra en la Fig. 2.35.

(2) Marcar P<sub>so</sub> = 1000 lb/pg<sup>2</sup> en la superficie. A partir de este punto y con el gradiente de presión del gas de inyección trazar una línea hasta la profundidad de 7600 pies. De la Fig. -- 2.3 se tiene un gradiente igual a 26.2 lb/pg<sup>2</sup>/1000 pies, sin corrección por temperatura.

(3) Marcar la presión en la cabeza del pozo igual a 80 -- lb/pg<sup>2</sup> en la superficie.

(4) Estimar el gasto máximo para este pozo utilizando el método de Vogel, obteniéndose 214 bl/día. Este gasto se tendría para una presión de fondo fluyendo igual a cero. Para condiciones reales este valor quedará entre 150 bl/día (cuando P<sub>wf</sub> = 750 lb/pg<sup>2</sup>) y 200 bl/día.

(5) Basándose en el gasto de producción estimado para el pozo seleccionar un gradiente de descarga para el espaciamento de las válvulas. Los gradientes de descarga aumentan al aumentar

los gastos de producción. Seleccionar un gradiente de descarga de 0.064 lb/pg<sup>2</sup>/pie (Fig. 2.31B) basándose en un gasto de 200 bl/día. Trazar una línea para el gradiente de descarga partiendo de Pwh = 80 lb/pg<sup>2</sup> en la superficie hasta la profundidad de 7600 pies.

(6) A partir de la Pwh = 80 lb/pg<sup>2</sup> en la superficie trazar la línea del gradiente de presión del fluido de control (0.4 lb/pg<sup>2</sup>/pie) hasta intersectar la línea de la presión de operación en superficie (Pso). Este punto de intersección determina la profundidad de colocación de la primera válvula, 2500 pies con una presión disponible de 1050 lb/pg<sup>2</sup>.

(7) Partiendo de la Pso = 1000 lb/pg<sup>2</sup> tomar diferencias de 25 lb/pg<sup>2</sup> para la presión de operación en superficie, obteniendo se valores de 975, 950, 925 y 900 lb/pg<sup>2</sup>. Con estos valores y con los gradientes de presión del gas trazar las líneas correspondientes hasta el fondo del pozo. Los gradientes de presión del gas de inyección serán 25.5, 25, 24.2 y 23.6 lb/pg<sup>2</sup>/1000 pies respectivamente (Fig. 2. 3), sin considerar corrección por temperatura.

(8) Partiendo del punto de intersección generado en el paso (6) trazar una línea horizontal hacia la izquierda hasta intersectar la línea del gradiente de descarga igual a 0.064 lb/pg<sup>2</sup>/pie.

(9) A partir del punto obtenido en el paso (8) trazar una línea hacia abajo, paralela a la línea del gradiente de presión del fluido de control, hasta que intersecte la línea de la presión de operación igual a 975 lb/pg<sup>2</sup>. El punto de intersección determina la profundidad de colocación de la segunda válvula a 4600 pies.

(10) Repitiendo el procedimiento se obtiene una profundidad de colocación para la válvula 3 igual a 6400 pies, y para la válvula 4 se rebasa la profundidad del pozo. Colocar la válvula 4 a 7600 pies. A continuación se muestra la colocación de las cuatro válvulas con sus respectivas presiones de operación en superficie.

Válvula	Pso (lb/pg <sup>2</sup> )	Profundidad (pies)
1	1000	2500
2	975	4600
3	950	6400
4	925 (cambiar a 900)	7600

Debido a que se tiene control de tiempo en superficie y se desea un sólo punto de inyección, ajustar la válvula 4 para que abra con 900 lb/pg<sup>2</sup> de presión en superficie; esto evita interferencias.

(11) Determinar el volumen de gas necesario para un ciclo de bombeo. Para una presión de operación en superficie 900 lb/pg<sup>2</sup>

la presión de apertura de la válvula a 7600 pies es 1080 lb/pg<sup>2</sup> -- Por lo tanto, el volumen de gas requerido será 7200 pie<sup>3</sup>/ciclo (Fig. 2.34).

(12) Determinar la caída de presión necesaria en la TR para suministrar 7200 pie<sup>3</sup>. Se tiene que Vol. de gas de inyección / Prof. en miles de pies = 7200/7.6=947 pie<sup>3</sup>/1000 pie. Utilizando la --- Fig. 2.36 intersectando 947 pie<sup>3</sup>/1000 pie con un diámetro de TP de 2 pg. se obtiene un valor de 74 lb/pg<sup>2</sup>.

(13) Determinar la carga en la tubería de producción que se rá bombeada por ciclo, utilizando la expresión:  $P_t = 1/2 P_R = 1/2 (1500) = 750 \text{ lb/pg}^2$ .

(14) Seleccionar el diámetro del asiento de la válvula operante para un control de tiempo en la superficie. Como una estimación considerar la mitad de la diferencial de presión de 74 -- lb/pg<sup>2</sup> para la válvula operante, es decir, la válvula tendrá una amplitud de  $74/2 = 37 \text{ lb/pg}^2$  asegurando que el control del gas -- será desde la superficie. Para un control por estrangulador en la superficie, todo el cambio de presión, requerido para suministrar el volumen de gas necesario, se asignará a la válvula operante -- (74 lb/pg<sup>2</sup>).

Debido a que la presión de apertura de la válvula operante es de 1080 lb/pg<sup>2</sup>, establecer la presión de cierre para la misma a  $1080 - 37 = 1043 \text{ lb/pg}^2$ . Redondear este valor a 1040 lb/pg<sup>2</sup>. De lo anterior se tiene:

$$R = \frac{P_{vo} - P_{vc}}{P_{vo} - P_t} = \frac{1080 - 1040}{1080 - 750} = 0.1212$$

De la Tabla 2.8 para una válvula con diámetro igual a 1 1/2 pg. y área de fuelles de 0.77 pg<sup>2</sup> corresponde un diámetro para -- el asiento entre 3/8 y 5/16 pg. Seleccionar el diámetro menor -- porque es preferible tener una amplitud menor que mayor de la es -- tablecida para un control de tiempo en la superficie. Este valor -- también se puede obtener en la Fig. 2.37; encontrándose entre -- 5/16 y 3/8 pg, nuevamente elegir el asiento de 5/16 pg. Este -- presenta el asiento de control de la válvula operante. Adicional -- mente seleccionar un diámetro mayor para el asiento principal -- (1/2, 5/8 o 3/4 pg). Para este caso se usa 5/8 pg.

El asiento de 5/16 pg. tiene un valor de  $R=0.0996$  y  $1-R = -$   $=0.9004$ . Si la presión de apertura en superficie de la válvula -- operante es de 900 lb/pg<sup>2</sup>, para la cual corresponde una  $P_{vo}=1080$  -- lb/pg<sup>2</sup> y una carga en la tubería de producción igual a 750 lb/pg<sup>2</sup>, -- la presión de cierre correcta a la profundidad de la válvula será:

$$\begin{aligned} P_d &= P_{vc} = P_{vo} (1-R) + P_t R \\ &= 1080 (0.9004) + 750 (0.0996) \\ &= 1047 \text{ lb/pg}^2 \end{aligned}$$

Y la amplitud correcta de la válvula es igual a  $1080 - 1047 = 33$  -- lb/pg<sup>2</sup>. Esto es aplicable cuando se tiene un control de tiempo

en la superficie.

(15) Seleccionar los asientos del resto de las válvulas. Debido a que las dos válvulas superiores se usarán sólo para la descarga del pozo, usar asientos de 5/16 pg. Para la válvula 3 -- aplicar los mismos valores determinados para la válvula operante. En caso que el pozo se comporte mejor de lo programado, la válvula 3 podrá usarse como la válvula operante.

(16) Construir la línea del gradiente de temperatura empleando los valores de 109 y 167°F para la superficie y el fondo del pozo. Determinar la temperatura de cada válvula.

(17) Preparar una tabla de resultados como se muestra en la Tabla 2.9 y determinar la presión de calibración en el taller para cada una de las válvulas. A continuación se da una explicación de cada columna de dicha tabla.

- (1) Número de válvula
- (2) Profundidad de la válvula (De la Fig. 2.35)
- (3) Temperatura de cada válvula (De la Fig. 2.35)
- (4) Pso (dato).
- (5) Pvo (de la Fig. 2.35)
- (6) Se determina de la Fig. 2.35 con la línea del gradiente de descarga para la válvula 1,2 y 3. Para la válvula 4 se seleccionó el valor de  $P_t = 750 \text{ lb/pg}^2$  (ver paso 13).
- (7) Ver paso 14
- (8) Ver paso 15
- (9)  $P_d = P_{vc} = P_{vo} (1 - R) + P_t R$
- (10)  $P_{sc} = P_{vc}$  - peso de la columna de gas
- (11) Convertir la  $P_d$ , que se tiene a la temperatura de cada válvula, a la  $P_d$  para 60°F. Ver Tabla 2.1
- (12) Determinar la presión de apertura en el taller,  $P_{tro} = \frac{P_d}{1-R} \text{ a } 60^\circ\text{F}$
- (13) Ajuste final: aproximar los valores de la columna 12 al múltiplo de 5 más próximo.

La razón para establecer una diferencia de 50 lb/pg<sup>2</sup> entre las presiones de apertura en superficie para las válvulas 3 y 4 es evidente y también se podría establecer una diferencia de 75 lb/pg<sup>2</sup>. Si se trabajara con las 25 lb/pg<sup>2</sup> comunes, entonces es posible que la válvula 3 abriera dentro del bache y esto puede ser perjudicial. No hay daño si la válvula operante abre después de que el bache pase, pero si abre dentro del bache puede provocar mayores pérdidas de líquido.

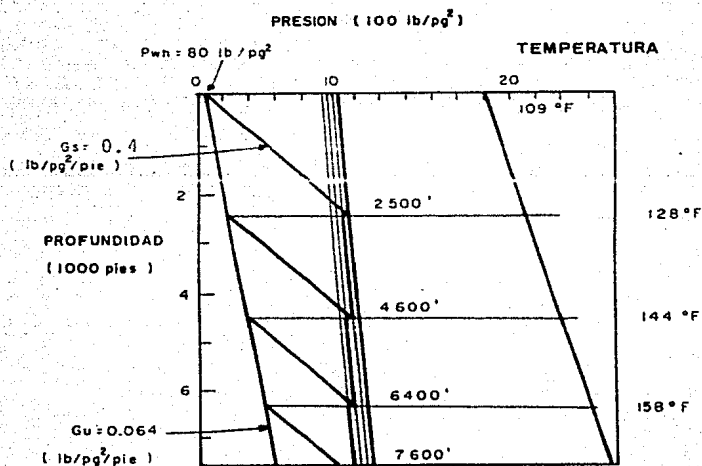


FIG. 2.35 DISEÑO GRAFICO PARA VALVULAS OPERADAS POR PRESION, CONSIDERANDO UNA DIFERENCIA DE 25 LB/PG<sup>2</sup> EN LAS PRESIONES DE OPERACION DE CADA VALVULA

T A B L A 2.8

"Valores de R"  
 Relación de áreas entre los fuelles y el asiento para válvulas  
 de diámetro igual a 1 1/2 pg (Ab=0.77 pg<sup>2</sup>) y 1 pg. (Ab=0.29 pg<sup>2</sup>).

Diámetro del asiento (pg)	Válvula con D.E. de 1 pg. (R)	Válvula con D.E. de 1 1/2 pg. (R)
3/16	0.863	0.0359
1/4	0.1534	0.0638
9/32	0.1942	-
5/16	0.2397	0.0996
11/32	0.2900	-
3/8	0.3450	0.1434
7/16	0.4697	0.1952
1/2	-	0.2562
9/16	-	0.3227

T A B L A 2.9

No. de val.	Prof. val.	Temp. val.	Pso	Pvo	Pt	Asiento piloto	Asiento principal	Pd= Pvc.	Psc	Pd 60°F	Ptro 60°F	Ajuste de Ptro
1	2500	128	1000	1066	240	5/16	5/16	984	923	858	952.9	955
2	4600	144	975	1092	375	"	"	1021	910	865	961	960
3	6400	158	950	1110	490	"	5/8	1048	898	866	962	960
4	7600	167	900	1080	750	"	5/8	1047	872	851	945	945

161

Notas:

$$Pd = Pvc = Pvo(1-R) + Pt R$$

$$R = 0.0996$$

$$(1-R) = 0.9004$$

Val = válvula

Prof. = profundidad (pie)

Presiones en lb/pg<sup>2</sup>

- 2.5.3.2 Procedimiento analítico para espaciamiento de válvulas - desbalanceadas operadas por presión, con control cíclico de tiempo en la superficie, considerando una diferencia - de 25 lb/pg<sup>2</sup> en las presiones de operación de cada válvula.

El procedimiento analítico para el espaciamiento de las - válvulas es semejante al procedimiento gráfico excepto que generalmente se desprecia el peso de la columna de gas. Por ensaye y error se puede incluir el peso de la columna de gas y entonces, se puede obtener los mismos resultados del procedimiento gráfico. Una práctica común es despreciar el peso de la columna de - gas, este procedimiento es favorable porque se agrega un factor de seguridad adicional.

Procedimiento (mismos datos que el Ejemplo 16).

Ejemplo 17:

(1) Estimar el gasto máximo de producción posible por el método de Vogel, que es 214 bl/dfa para  $P_{wh} = 0$ . De la Fig. - - 2.31B, basándose en un gasto de producción máximo de 200 bl/dfa, seleccionar un gradiente de descarga de 0.064 lb/pg<sup>2</sup>/pie.

(2) Establecer una diferencia de 25 lb/pg<sup>2</sup> entre las presiones de operación en superficie para cada válvula.

(3) Ajustar las válvulas para una presión de apertura en superficie de 1000, 975, 950, 925 y 900 lb/pg<sup>2</sup>, estas presiones son también las de apertura de las válvulas en el pozo debido a que se desprecia el peso de la columna de gas.

(4) Determinar la profundidad de colocación de la válvula 1 suponiendo que el pozo está cargado hasta la superficie con - fluido de control:

$$Dv_1 = \frac{P_{so} - P_{wh}}{G_s} = \frac{1000 - 80}{0.4} = 2300 \text{ pies}$$

Comparando con los 2500 pies obtenidos al considerar el peso de la columna de gas.

(5) Para la válvula 2 se tiene:

$$Dv_2 = Dv_1 + \left( \frac{P_{vo1} - P_{wh} - G_u (Dv_1)}{G_s} \right)$$

Observar que se emplea  $P_{vo1}$  igual a 1000 lb/pg<sup>2</sup> en lugar de  $P_{vo2}$  igual a 975 lb/pg<sup>2</sup>, debido a que las 1000 lb/pg<sup>2</sup> se tienen disponibles hasta que se llega a la válvula 2.



$$Dv_2 = 2300 + \left( \frac{1000 - 80 - (0.064)(2300)}{0.4} \right) = 2300 + 1932 = 4232 \text{ pies}$$

(6) La profundidad de colocación de la válvula 3 se determina de la misma forma excepto que ahora se emplea  $P_{vo_2}$ :

$$Dv_3 = Dv_2 + \left( \frac{P_{vo_2} - P_{wh} - G_u (Dv_2)}{G_s} \right)$$

$$= 4232 + \left( \frac{975 - 80 - 0.064(4232)}{0.4} \right) = 4232 + 1560 = 5792 \text{ pies}$$

(7) Para la válvula 4:

$$Dv_4 = 5792 + \left( \frac{950 - 80 - 0.064(5792)}{0.4} \right) = 5792 + 1248 = 7040 \text{ pies}$$

(8) Para la válvula 5:

$$Dv_5 = 7040 + \left( \frac{925 - 80 - 0.064(7040)}{0.4} \right) = 7040 + 986 = 8026 \text{ pies}$$

(9) Preparar una tabla que muestre las presiones y profundidades de las cinco válvulas y hacer los ajustes necesarios.

Válvula	Presión (lb/pg <sup>2</sup> )	Profundidad (pie)
1	1000	2300
2	975	4232
3	950	5792
4	925	7040
5	900	8026

Ajustar la válvula 5 hasta la profundidad del pozo, la cual es 7600 pies. Dejar la válvula 4 a la profundidad de 7040 pies en caso de ser necesario que funcione como la válvula operante. Al igual que el procedimiento gráfico conceder una diferencia de presiones adicional igual a 25 lb/pg<sup>2</sup> para la última válvula, ajustándola para que opere a una presión de 875 lb/pg<sup>2</sup>.

A continuación se presenta el arreglo de las válvulas después de haber realizado el ajuste:

Válvula	Presión (lb/pg <sup>2</sup> )	Profundidad (pies)
1	1000	2300
2	975	4232
3	950	5792
4	925	7040
5	875	7600

Dependiendo de si se desea agregar un factor de seguridad, estas presiones pueden ahora ser consideradas como las presiones que se tendrán a las profundidades correspondientes para cada válvula; o se pueden considerar como las presiones de operación en superficie.

(10) Determinar la temperatura para cada válvula:

Temperatura en superficie = 109 °F

Temperatura a 7600 pies = 167°F.

$$\text{Gradiente de temperatura} = \frac{167-109}{7600} = 0.00763^\circ\text{F/pie.}$$

$$\begin{aligned}\text{Temperatura de la válvula 1} &= 109 + (0.00763)(2500) \\ &= 109 + 18 = 127^\circ\text{F}\end{aligned}$$

De la misma forma, las temperaturas para las válvulas 2, 3, 4 y 5 son 141, 153, 163 y 167°F respectivamente.

(11) Preparar una tabla de resultados semejante a la Tabla 2.10 donde se considera a las presiones de la tabla anterior como la presión de apertura en superficie. También, ver los pasos 11 a 15 del procedimiento 2.5.3.1. del diseño gráfico para determinar el volumen de gas necesario por ciclo, que será aproximadamente igual a 7200 pie<sup>3</sup>/ciclo, requiriendo un cambio de presión de 74 lb/pg<sup>2</sup> en la tubería de revestimiento. Elegir un diámetro - igual a 5/16 pg. para el asiento de control, el cual tendrá una amplitud de aproximadamente 35 lb/pg<sup>2</sup>. Estimar una carga en la tubería de producción, frente a la última válvula, de la misma manera que en el procedimiento gráfico; obteniéndose  $P_t = 1/2 P_R = 1/2 (1500) = 750 \text{ lb/pg}^2$ .

(12) Explicación de las columnas de la Tabla 2.10

- (1) Número de válvula.
- (2) Profundidad de colocación (paso 9)
- (3) Temperatura de cada válvula (paso 10)
- (4) Pso (dato).
- (5) Pvo (calculada con el peso de la columna de gas).
- (6) Pt (calculada con el gradiente de descarga elegido).
- (7) Diámetro del asiento de control (igual al procedimiento gráfico anterior).
- (8) Diámetro del asiento principal (se emplea un diámetro mayor para la válvula operante).
- (9) Pd = Pvc = Pvo (1-R) + Pt R.
- (10) Psc (se calcula considerando el peso de la columna de gas)

(11) Pd a 60°F (Tabla 2.1)

(12)  $P_{tro} = \frac{Pd \text{ a } 60^{\circ}F}{1-R}$

(13) Ajuste final de las presiones del inciso (12) al valor - -  
múltiplo de 5 más cercano.

T A B L A 2.10

Resumen de resultados del procedimiento analítico para válvulas operadas por presión.

No. de val.	Prof. val.	Temp. de val.	Pso	Pvo	Pt	Asiento piloto	Asiento principal	Pd. Pvc.	Psc	Pd 60°F	Ptro 60°F	Ajuste de Ptro
1	2300	127	1000	1060	227*	5/16	5/16	977	917	854	848	950
2	4232	141	975	1083	351	5/16	5/16	1010	902	860	955	955
3	5792	153	950	1095	451	5/16	5/16	1031	886	854	954	955
4	7040	163	925	1095	531	5/16	5/8	1039	869	851	945	945
5	7600	167	875	1050	750	5/16	5/8	1020	845	829	921	920

Notas: \*  $0.064 \times 2300 + 80 = 227$

$Pd = Pvc = Pvo(1-R) + Pt R$

$R = 0.0996$

Para una válvula de 1 1/2 pq. de

$1-R = 0.9004$

diámetro exterior, y un asiento de

5/16 pq. de diámetro.

Presiones en lb/pq<sup>2</sup>

Profundidad en pie

Temperatura en °F

2.5.3.3 Procedimiento gráfico de espaciamento para válvulas desbalanceadas operadas por presión, con control por estrangulador en la superficie, considerando una diferencia de 25 lb/pg<sup>2</sup> en las presiones de apertura en superficie entre cada válvula.

Este procedimiento es igual al que se sigue cuando se utiliza un control de tiempo en superficie. La única diferencia es que la válvula operante debe tener una amplitud suficiente para suministrar el volumen de gas requerido por ciclo. Debido a que el control de la inyección del gas se realizará por estrangulador, entonces no se dispone de un control de tiempo que permita suministrar el gas en un período de tiempo corto. La tubería de revestimiento se utiliza como una cámara de almacenamiento para el gas hasta que la válvula operante abre y suministra el volumen de gas necesario para desplazar el gas acumulado en la tubería de producción. Luego la presión en la tubería de revestimiento disminuye hasta el valor de la presión de cierre de la válvula.

Procedimiento (mismos datos del Ejemplo 16).

Ejemplo 18:

Preparar una gráfica como la mostrada con la Fig. 2.35 para un control de tiempo en superficie.

(1) Los pasos 1 a 10 son los mismos del Procedimiento - 2.5.3.1. y se tiene el siguiente arreglo:

Válvula	Pso (lb/pg <sup>2</sup> )	Profundidad (pies)
1	1000	2500
2	975	4600
3	950	6400
4	900	7600

(2) Los pasos 11, 12 y 13 son los mismos del Procedimiento de diseño 2.5.3.1., determinándose un volumen de gas necesario igual a 7200 pie<sup>3</sup>/ciclo, un cambio de presión en la tubería de revestimiento igual a 74 lb/pg<sup>2</sup> y bombeando una carga en la tubería de producción de 750 lb/pg<sup>2</sup>.

Cuando se elige una amplitud igual a 74 lb/pg<sup>2</sup> para la válvula operante, la presión en la tubería de revestimiento debe bajar en 74 lb/pg<sup>2</sup> para que la válvula cierre. Debido al peso de la columna de gas, la amplitud en la superficie será menor que la correspondiente a la profundidad de la válvula operante. Por ejemplo, para un cambio de 74 lb/pg<sup>2</sup> a la profundidad de 7600 pies hay aproximadamente 62 lb/pg<sup>2</sup> equivalentes en la superficie. Para un pozo cuya profundidad sea de 6000 pies, restar

10 lb/pg<sup>2</sup> a la amplitud de la válvula operante para determinar - la amplitud correspondiente en la superficie. Para este ejemplo esperar una amplitud en la superficie aproximadamente igual a -- 74 - 10 = 64 lb/pg<sup>2</sup>.

(3) Un control por estrangulador requiere una válvula que tenga una amplitud igual a 74 lb/pg<sup>2</sup> correspondientes al cambio de la presión en la tubería de revestimiento, necesaria para suministrar 7200 pie<sup>3</sup> de gas. La presión de apertura de la válvula es igual a 900 + peso de la columna de gas = 1080 lb/pg<sup>2</sup>. La presión de cierre respectiva es 1080 - 74 = 1006 lb/pg<sup>2</sup> y la carga en la tubería de producción es 750 lb/pg<sup>2</sup>.

(4) Elegir el asiento de control de la válvula operante - que satisfaga las condiciones de Pvo = 1080, Pvc = 1006 y Pt = - 750 lb/pg<sup>2</sup>. Utilizar la ecuación:

$$R = \frac{Pvo - Pvc}{Pvo - Pt} = \frac{1080 - 1006}{1080 - 750} = 0.2242$$

Para una válvula cuyo diámetro sea igual a 1 1/2 pg. y -- área de fuelles de 0.77 pg<sup>2</sup> corresponde un diámetro de asiento de 15/32 pg. donde:

$$R = \frac{Ap}{Ab} \text{ y } Ap = (0.2242)(0.77) = 0.1726 \text{ pg}^2.$$

Este valor se obtiene de la Fig. 2.37, la cual muestra que el valor de R=0.2242 está entre 7/16 y 1/2 pg. correspondiente al diámetro del asiento. Normalmente se elige el valor más pequeño, - 7/16 pg. para este caso.

(5) Revisar la amplitud que se tendrá para estas condiciones. De la Tabla 2.8 el valor de "R" para esta válvula es 0.1952 y (1-R) = 0.8048. Si Pvo = 1080 y Pt = 750, entonces:

$$Pvc = Pvo(1-R) + Pt(R) = 1080(0.8048) + (750)(0.1952) \\ Pvc = 1016 \text{ lb/pg}^2$$

El asiento de control de la válvula operante igual a 7/16 pg. tiene una amplitud de 1080 - 1016 = 64 lb/pg<sup>2</sup> comparadas -- con las 74 lb/pg<sup>2</sup> requeridas. De la Fig. 2.36 una amplitud igual a 64 lb/pg<sup>2</sup> suministrará (840)(7.6) = 6384 pie<sup>3</sup> en lugar de los - 7200 pie<sup>3</sup> deseados. No obstante, emplear el asiento de control de 7/16 pg. ya que el volumen de gas requerido está basado en el manejo de agua y lo que bombeará será aceite. También, la inyección de gas por el estrangulador en la superficie permite que el gas - pase a la tubería de revestimiento durante el periodo de bombeo, por lo que en realidad se tendrán más de los 6384 pie<sup>3</sup> indicados. Usar un diámetro de 5/8 a 3/4 pg. para el asiento principal de la válvula operante. Para las tres válvulas de descarga utilizar un asiento igual a 5/16 pg.

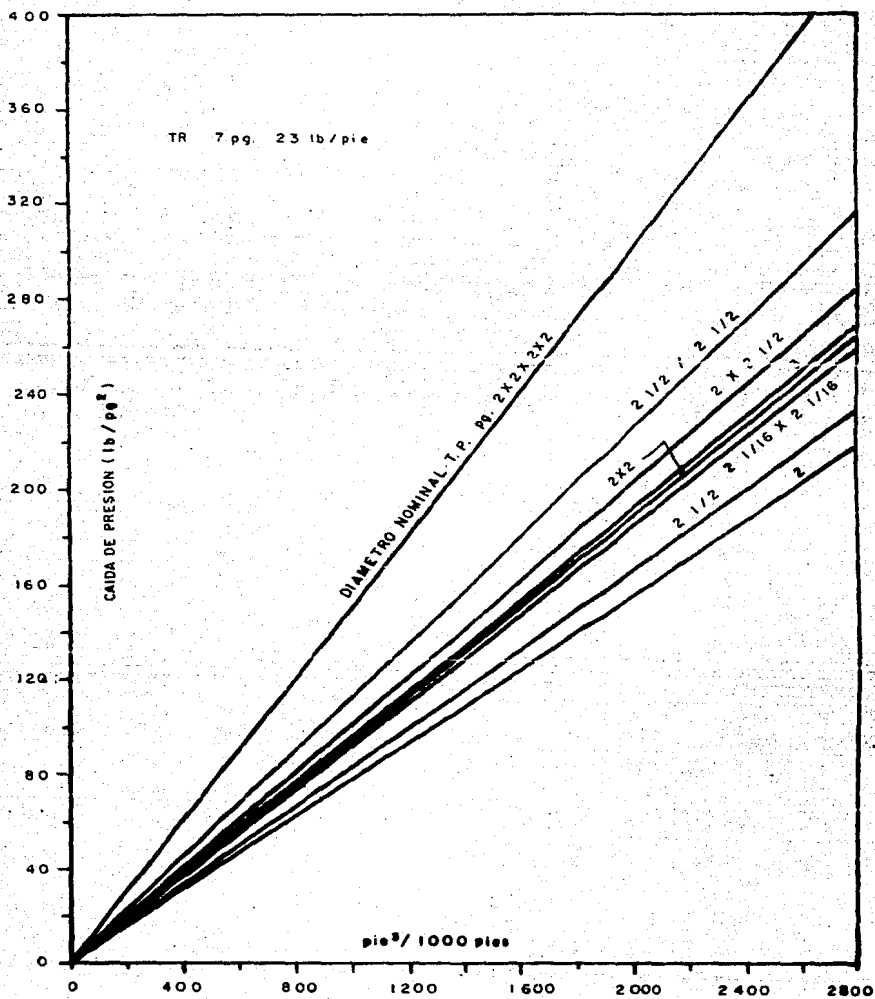


FIG. 2.36 CAMBIO DE LA PRESION EN LA TUBERIA DE REVESTIMIENTO, PARA SUMINISTRAR UN VOLU MEN DE GAS A LA TUBERIA DE PRODUCCION

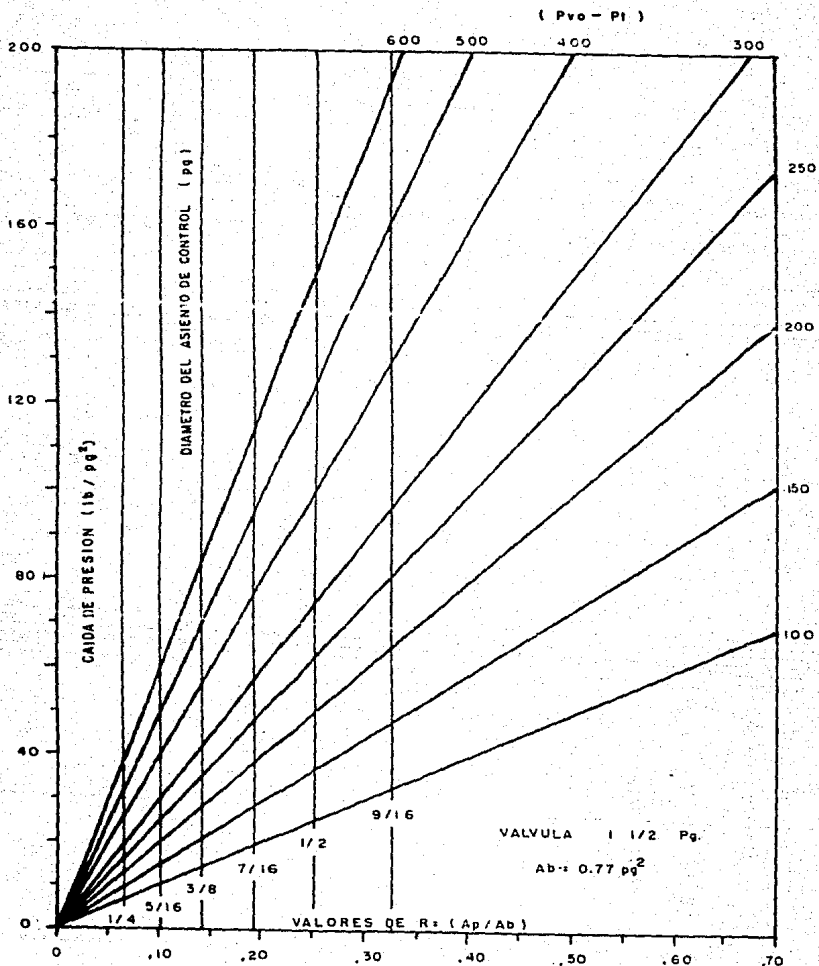


FIG. 2.37-SELECCION DEL DIAMETRO DEL ASIENNO DE CONTROL PARA BOMBEO NEUMA  
 INTERMITENTE CON CONTROL POR ESTRANGULADOR EN SUPERFICIE



(6) Determinar la temperatura para cada válvula como se aprecia en la Fig. 2.35.

(7) Preparar una tabla de resultados como la Tabla 2.11

La válvula operante, para un control por estrangulador en superficie debe ser recuperable por cable debido a la dificultad de determinar la carga óptima en la tubería de producción. Por ejemplo en este caso se usó  $P_t = 1/2 P_R$  y en muchos casos  $P_R$  es desconocida. Esta es una razón por la cual la mayoría de los pozos se instalan con un control de tiempo en superficie.

Otro procedimiento es probar el pozo inicialmente con un control de tiempo en superficie y una válvula cuya amplitud sea pequeña, cambiando después a un control por estrangulador.

No. de val.	Ct	Prof.	Temp. de val.	Pso	T A B L A 2.11				Pd = Pvc	Psc	Pd 60°F	Ptro 60°F	Ajuste Ptro.
					Pvo	Pt	Asiento piloto	Asiento principal					
1	.872	2500	128	1000	1066	240	5/16	5/16	984	923	858	953	955
2	.847	4600	144	975	1092	375	5/16	5/16	1021	910	865	961	960
3	.826	6400	158	950	1110	490	5/16	5/16	1048	898	866	962	960
4	.813	7600	167	900	1080	750	7/16	5/8	1017	848	827	1028	1030

Notas:

$$Pd = Pvc = Pvo (1-R) + Pt R$$

Presiones en  $lb/pg^2$

Profundidad en pie.

Asiento en pg

2.5.3.4 Procedimiento gráfico para espaciamiento de válvulas operadas por presión, con presión de cierre en superficie constante y control de tiempo o control por estrangulador.

Un procedimiento ampliamente usado para el espaciamiento de las válvulas en el bombeo neumático intermitente es colocar todas las válvulas a la misma presión de cierre en superficie. Esto es posible para válvulas operadas por presión y válvulas piloto. Este diseño se puede usar tanto para control con estrangulador o control de tiempo en la superficie, considerando que se tiene la presión disponible suficiente para abrir la válvula.

Donde se requieren más de 3 o 4 válvulas para descargar el pozo, este método hace posible llegar a la válvula operante con mayor presión.

Si la presión de operación disponible y la presión de descarga es la misma, entonces establecer la presión de cierre en superficie a  $100 \text{ lb/pg}^2$  menos que la presión de operación para una tubería de revestimiento de 7 pg. y  $150 \text{ lb/pg}^2$  menos, para una tubería de revestimiento de  $5 \frac{1}{2}$  pg. Ambas con tuberías de producción de  $2 \frac{3}{8}$  o  $2 \frac{7}{8}$  pg. Luego verificar el cambio de presión necesario en la tubería de revestimiento para suministrar el volumen de gas adecuado y realizar cualquier ajuste que sea necesario.

Procedimiento (mismos datos del Ejemplo 16).

Ejemplo 19:

(1) Preparar una gráfica en papel milimétrico con los ejes de presión vs. profundidad semejante a la Fig. 2.38.

(2) Marcar  $P_{so}=1000 \text{ lb/pg}^2$  en la superficie y trazar una línea hacia abajo con el gradiente del gas, hasta llegar a la profundidad de 7600 pies. De la Fig. 2.3 este gradiente es  $26.2 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pies}$ , sin corrección por temperatura.

(3) Señalar con un punto la presión en la cabeza del pozo igual a  $80 \text{ lb/pg}^2$ .

(4) Empleando el método de Vogel se estima un gasto de producción igual a  $214 \text{ bl/dfa}$ . Este gasto se tiene si la presión de fondo fluyendo es igual a cero, lo cual no es factible. El gasto de producción máximo sería menor a  $200 \text{ bl/dfa}$  y probablemente entre  $150$  (cuando  $P_{wf} = 750 \text{ lb/pg}^2$ ) y  $200 \text{ bl/dfa}$ .

(5) Elegir un gradiente de descarga para el espaciamiento de las válvulas basándose en el gasto de producción del pozo. El gradiente de descarga aumenta al aumentar el gasto de producción. Basándose en un gasto de producción final igual a  $200 \text{ bl/dfa}$ , de

trazar la línea del gradiente de descarga de  $0.064 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ .  
Fig. 2.31B.

(6) Suponer que la presión de cierre en la superficie es - constante, con valor de  $900 \text{ lb/pg}^2$  (Presión disponible -  $100 \text{ lb/pg}^2$ ) y señalar este valor en la gráfica. A partir de este punto - y considerando el gradiente de presión del gas ( $23.6 \text{ lb/pg}^2/1000\text{pie}$ ) prolongar una línea hasta la profundidad total del pozo.

(7) Dibujar la línea del gradiente del fluido de control, igual a  $0.4 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ , comenzando ésta desde la presión en la - cabeza del pozo ( $80 \text{ lb/pg}^2$ ) y extendiéndose hacia abajo hasta intersectar la línea de la presión de operación del gas, igual a -  $1000 \text{ lb/pg}^2$ . Este punto sitúa a la válvula 1 a 2460 pies de pro-fundidad.

(8) Desde la profundidad de 2460 pies trazar una horizon-tal hacia la izquierda hasta intersectar la línea del gradiente de descarga de  $0.064 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ .

(9) A partir de dicho punto extender una línea paralela a la correspondiente al gradiente del fluido de control hasta intersectar la línea de la presión de cierre igual a  $900 \text{ lb/pg}^2$ .

(10) Localizar las válvulas restantes con el mismo procedi-miento de espaciamento utilizando las líneas del gradiente de -- descarga ( $0.064 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ ) y la presión de cierre en superficie ( $900 \text{ lb/pg}^2$ ). Así se determinaron las profundidades de coloca- - ción para las válvulas restantes a 6050 y 7500 pies.

(11) Ajustar el espaciamento de las válvulas. Consideran-do la posición del empacador respecto al intervalo perforado colo-car la válvula 4 a 7200 pies de profundidad y colocar otra válvu-la (válvula 5) a una profundidad de 7600 pies (espaciada 400 pies de la válvula anterior). El ajuste final queda de la siguiente -- forma:

Válvula	Profundidad (pies)
1	2460
2	4370
3	6050
4	7200
5	7600

(12) Ajustar la presión de cierre en superficie de la últi-ma válvula (válvula 5) disminuyéndola para eliminar la interferen-cia entre válvulas. Reducir su presión de cierre en superficie -- hasta  $850 \text{ lb/pg}^2$  ( $50 \text{ lb/pg}^2$  menos que todas las demás válvulas). El ajuste de la presión de cierre en superficie queda:

Válvula	$P_{sc}$ (lb/pg <sup>2</sup> )
1	900
2	900
3	900
4	900
5	850

(13) Determinar el volumen de gas de inyección necesario - por cada ciclo. Para utilizar la Fig. 2.34 se necesita conocer la presión de apertura de la válvula operante. Suponer una presión de apertura a la profundidad de 7600 pies igual a 1080 lb/pg<sup>2</sup>. De la Fig. 2.34 el volumen de gas requerido = 7200 pie<sup>3</sup>/ciclo.

(14) De la Fig. 2.36 se determina un cambio de la presión en la tubería de revestimiento igual a 74 lb/pg<sup>2</sup>, necesario para suministrar los 7200 pie<sup>3</sup>.

(15) Dependiendo de si se emplea un control de tiempo o un control por estrangulador en la superficie, determinar la presión de apertura de la válvula operante. La presión de cierre a la profundidad de colocación (7600 pies) es igual a  $850 + (22.2)(7.6) = 1019$  lb/pg<sup>2</sup>.

Para un control por estrangulador se tendrá:

$$P_{vo} = 1019 + 74 = 1093 \text{ lb/pg}^2, \text{ y}$$

Para un control de tiempo

$$P_{vo} = 1019 + 74/2 = 1056 \text{ lb/pg}^2$$

(16) Determinar el diámetro de los asientos de las válvulas. Estimar la carga en la tubería de producción:  $P_t = 1/2 P_R = 1/2 (1500) = 750$  lb/pg<sup>2</sup>.

(a) Para un control por estrangulador en superficie se tiene:

$$R = \frac{P_{vo} - P_{vc}}{P_{vo} - P_t} = \frac{1093 - 1019}{1093 - 750} = 0.2157$$

Para una válvula de 1 1/2 pg. de diámetro exterior, el asiento más cercano es de 7/16 pg. (Tabla 2.8, el cual tiene un valor de  $R = 0.1952$  y  $(1-R) = 0.8048$ . Con una presión de cierre igual a 1019 lb/pg<sup>2</sup>. La presión de apertura, para un asiento de 7/16 pg. se encuentra como sigue:

$$\begin{aligned}
 Pvo &= \frac{Pvc}{1-R} - Pt \left( \frac{R}{1-R} \right) \\
 &= \frac{1019}{0.8048} - 750 \left( \frac{0.1952}{0.8048} \right) = 1266 - 182 \\
 &= 1084 \text{ lb/pg}^2.
 \end{aligned}$$

Esto ofrece una  $Dp = 1084 - 1019 = 65 \text{ lb/pg}^2$  en lugar de las  $74 \text{ lb/pg}^2$  requeridas. Este valor se puede considerar aceptable. Utilizar un asiento principal igual a  $5/8 \text{ pg}$ .

(b) Para un control de tiempo en superficie resulta:

$$R = \frac{Pvo - Pvc}{Pvo - Pt} = \frac{1056 - 1019}{1056 - 750} = 0.1209$$

De la Tabla 2.8 para una válvula de  $1 \frac{1}{2} \text{ pg}$ . de diámetro exterior, el asiento de control más próximo es de diámetro igual a  $5/16 \text{ pg}$ . teniendo un valor de  $R = 0.0996$  y  $(1-R) = 0.9004$ . En contrar la presión de apertura real para  $Pt = 750 \text{ lb/pg}^2$  como sigue:

$$\begin{aligned}
 Pvo &= \frac{Pvc}{1-R} - Pt \left( \frac{R}{1-R} \right) \\
 &= \frac{1019}{0.9004} - 750 \left( \frac{0.0996}{0.9004} \right) \\
 &= 1132 - 83 = 1049 \text{ lb/pg}^2
 \end{aligned}$$

Esto ofrece una  $Dp = 1049 - 1019 = 30 \text{ lb/pg}^2$ , la cual es menor que el valor máximo recomendado de  $74/2 = 37 \text{ lb/pg}^2$ . Esto es aceptable para un control de tiempo en superficie. Utilizar un asiento principal de  $5/8 \text{ pg}$ . de diámetro.

(17) Determinar el diámetro del asiento para las otras válvulas:

(a) Para un control por estrangulador colocar las cuatro válvulas de descarga superiores con asientos de  $5/16 \text{ pg}$ . de diámetro. La válvula inferior (válvula operante) tendrá un asiento de control igual a  $7/16 \text{ pg}$ . con un asiento principal de  $5/8 \text{ pg}$ . de diámetro.

(b) Para un control de tiempo colocar las válvulas de descarga -- con asientos de  $5/16 \text{ pg}$ . La válvula inferior tendrá un asiento de control de  $5/16 \text{ pg}$ . y un asiento principal igual a  $5/8 \text{ pg}$ .

(18) Construir la línea del gradiente de temperatura y determinar la temperatura de cada válvula.

(19) Preparar una tabla de resultados como se muestra en --

la Tabla 2.12 tanto para controlar por estrangulador como para control cíclico de tiempo en superficie. A continuación se da una explicación de las columnas de dicha tabla de resultados:

- (1) Número de válvulas
- (2) Profundidad de colocación (Fig. 2.38)
- (3) Temperatura de cada válvula (Fig. 2.38)
- (4) Presión de cierre en superficie: Se fijó 900 lb/pg<sup>2</sup> para las cuatro primeras válvulas y 850 lb/pg<sup>2</sup> para la válvula operante.
- (5) Presión del domo:  $P_d = P_{vc} = P_{sc} + \text{peso de la columna de gas.}$
- (6) Presión en la tubería de producción: Se toma de la Fig. 2.38 excepto para la última válvula ( $P_t = 1/2 P_R = 750 \text{ lb/pg}^2$ )
- (7) Diámetro del asiento de control: Ver pasos 16 y 17
- (8) Diámetro del asiento principal: Ver pasos 16 y 17
- (9) Presión de apertura de la válvula:

$$P_{vo} = \frac{P_d}{1 - R} - P_t \text{ (TEF)}$$

- (10) Presión de apertura en superficie:

$$P_{so} = P_{vo} - \text{peso de la columna de gas.}$$

- (11) Presión del domo a 60°F (de la Tabla 2.1).
- (12) Presión de prueba en el taller:

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

- (13) Ajuste final de los valores de  $P_{tro}$  a los múltiplos de 5 más próximos.

Observar que la colocación de las válvulas es la misma tanto para el empleo de control de tiempo como para el control por estrangulador en superficie, excepto para la válvula 5. Para esta válvula la amplitud es diferente si se tiene control por estrangulador (asiento de control igual a 7/16 pg) o control de tiempo (asiento de control igual a 5/16 pg) en superficie.

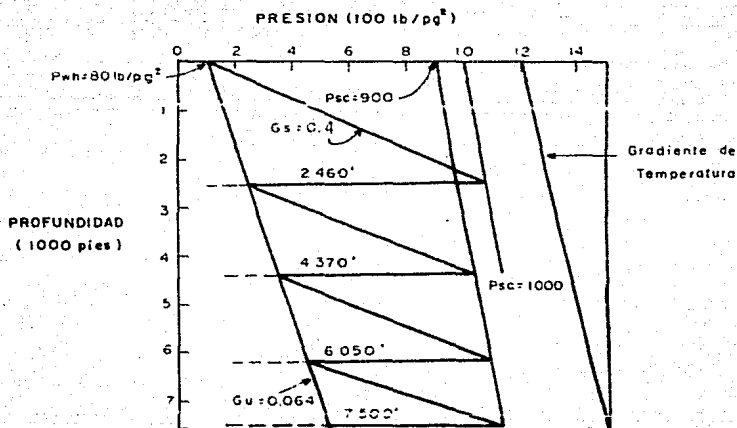


FIG. 2.38. DISEÑO PARA VALVULAS OPERADAS POR PRESION CON PRESION DE CIERRE EN SUPERFICIE CONSTANTE



T A B L A                      2.12  
 Resumen de los resultados del diseño para presión de cierre en  
 superficie constante, empleando control de tiempo o estrangulador.

No. de val.	Prof.	Temp. val.	Psc	Pvc Pd.	Pt	Asiento piloto	Asiento principal	Pvo	Pso	Pd 60°F	Ptro 60°F	Ajuste Final	Cl
1	2460	128	900	958	238	5/16	5/16	1037	975	834	926	925&	.872
2	4370	142	900	1003	360	5/16	5/16	1074	965	853	947	945&	.850
3	6050	155	900	1043	467	5/16	5/16	1107	955	866	962	960&	.830
4	7200	164	900	1070	541	5/16	5/16	1128	942	874	970	970&	.817
5	7600	167	850	1019	750	7/16	5/8	1084	905	828	1028	1025#	.815
+5	7600	167	850	1019	750	5/16	5/8	1049	875	828	919	915+	

Notas:

$$Pvo = \frac{Pvc}{1-R} - Pt \left( \frac{R}{1-R} \right)$$

Para un asiento de 5/16 pg: R=0.0996, (1-R) = 0.9004, TEF = 0.1106

Para un asiento de 7/16 pg: R=0.1952, (1-R) = 0.8048, TEF = 0.2425

+ para control de tiempo.

# para control por estrangulador.

& para control de tiempo, o bien estrangulador

profundidad en pie  
 presiones en lb/pg<sup>2</sup>  
 temperatura en °F

#### 2.5.3.5. Procedimiento de diseño para válvulas balanceadas.

La presión en la tubería de producción no influye en la apertura de las válvulas balanceadas. Estas válvulas abren y cierran a la misma presión de la tubería de revestimiento. Deben ser cargadas con gas y probarse en el taller a 80 o 60°F.

El siguiente procedimiento sirve como una guía en el diseño de una instalación de bombeo neumático intermitente para válvulas balanceadas.

(1) Preparar una gráfica con los ejes horizontal y vertical para la presión y profundidad respectivamente, como se observa en la Fig. 2.39.

(2) Señalar a la profundidad cero el punto que resulta de restar 50 lb/pg<sup>2</sup> a la presión de arranque.

(3) Obtener el gradiente de la columna de gas con la Fig. 2.13 y a partir del punto anterior extender una línea hacia abajo hasta el fondo del pozo.

(4) Marcar la presión de operación en la superficie, y considerando el gradiente de presión de la columna de gas trazar otra línea hasta el fondo del pozo.

(5) Indicar en la gráfica la presión en la superficie para la tubería de producción (para bombeo neumático intermitente esta presión equivalente a la presión del separador).

(6) De la Fig. 2.31 A o 2.31 B, dependiendo del diámetro de la tubería de producción, elegir un gradiente de descarga. Siempre se debe utilizar un gasto de diseño ligeramente mayor al gasto de producción máximo anticipado. Este gasto de diseño es para propósitos de espaciamiento exclusivamente. Usar un valor máximo igual a 0.04 lb/pg<sup>2</sup>/pie para cualquier diámetro de tubería de producción.

(7) Trazar la línea del gradiente de descarga a partir de la presión del separador o presión de descarga en la cabeza del pozo.

(8) Determinar si el pozo será cargado o no con fluido de control. La primera válvula puede ser colocada al nivel estático del pozo si no se ha usado fluido de control. Para pozos cargados con fluido de control hasta la superficie, trazar el gradiente del fluido de control a partir de la presión superficial correspondiente a la tubería de producción.

(9) Si el pozo está cargado con fluido de control extender la línea del gradiente de presión correspondiente hacia abajo, hasta intersectar la línea de (Pvo - 50). Esto determina la profun-

profundidad de colocación de la válvula 1. Para pozos no carga-- dos con fluido de control solo se indica, sobre la línea de presión de operación la profundidad del nivel estático del pozo que será la profundidad de colocación de la válvula 1.

(10) A partir de este punto trazar una línea horizontal, - hacia la izquierda, hasta intersectar la línea de gradiente de descarga.

(11) Desde el punto de intersección anterior trazar hacia abajo una paralela a la línea del gradiente del fluido de control hasta intersectar la línea de la presión de operación en la tubería de revestimiento. Para válvulas balanceadas establecer una - diferencia de 25 lb/pg<sup>2</sup> entre cada válvula.

(12) Construir una serie de líneas desde la superficie que difieran entre sí en 25 lb/pg<sup>2</sup>, comenzando con la presión de operación. Estas servirán como líneas de intersección para el espaciamiento.

(13) Continuar con el espaciamiento entre la línea del gradiente de descarga y la línea de la presión de operación, hasta llegar al fondo del pozo.

(14) Ajustar y tabular la profundidad de cada válvula.

(15) En la misma gráfica dibujar la línea del gradiente -- geotérmico.

(16) Tabular la temperatura de cada válvula.

(17) Tabular las presiones de apertura en superficie para cada válvula.

(18) Completar una tabla de resultados con la profundidad de colocación de cada válvula, temperatura, presión de apertura en superficie, ajuste a 60 u 80°F y la presión de operación de cada válvula. Realizar el ajuste a 80 o 60°F con las Tablas 2.1 o Figura 2.4U.

(19) Efectuar cualquier ajuste necesario en la colocación de las válvulas.

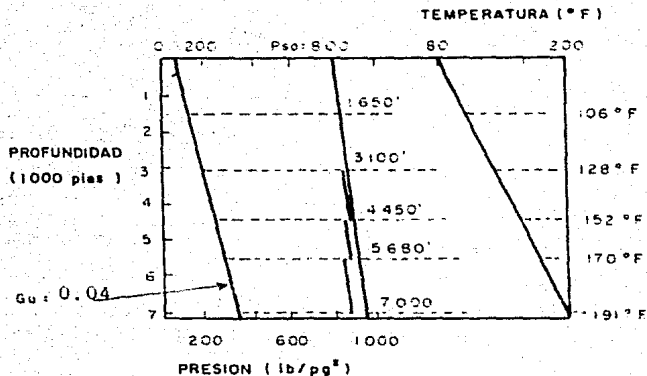


FIG. 2.39 DISEÑO PARA VALVULAS BALANCEADAS

Ejemplo 20:

Pozo con baja productividad usando válvulas balanceadas.

Datos:

Tubería de producción = 2 pg.

Tubería de revestimiento = 5 1/2 pg. (17 lb/pie)

Profundidad del empacador = 7030 pies

Intervalo perforado: 7050 a 7060 pies

Presión del separador = 50 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de arranque = 850 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de operación = 800 lb/pg<sup>2</sup>

Densidad relativa del gas = 0.60 (aire = 1.0)

Densidad del aceite = 35 °API

Temperatura de la formación = 192 °F

Temperatura de flujo en la superficie = 80 °F

Gradiente del fluido de control = 0.5 lb/pg<sup>2</sup>/pie.

Indice de productividad, IP: desconocido.

Otros pozos con características similares en el mismo campo, producen entre 20 y 100 bl/día (aceite de 35°API).

Procedimiento:

(1) Preparar una gráfica con las escalas mostradas en la Fig. 2.59.

(2) Marcar el punto  $(P_{ko} - 50) = 850 - 50 = 800 \text{ lb/pg}^2$ .

(3) Considerando  $P_{so} = 800 \text{ lb/pg}^2$  y la densidad relativa del gas = 0.60, con la Fig. 2. 3 se obtiene un gradiente de presión para la columna de gas igual a  $17 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pies}$ , sin corrección por temperatura.  
Trazar hasta el fondo la línea correspondiente.

(4) Señalar en la gráfica la presión de operación en superficie, la cual es la misma que  $(P_{ko} - 50)$  para este problema. Y extender una línea hacia abajo de la misma forma que en el punto anterior.

(5) Marcar la presión de la tubería de producción en superficie igual a  $50 \text{ lb/pg}^2$ , que es también la presión del separador para bombeo neumático intermitente.

(6) De la Fig. 2.31 B el gradiente de descarga es igual a  $0.04 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$  para un gasto de diseño igual a  $100 \text{ bl/día}$ .

(7) A partir de la presión en la cabeza del pozo trazar hacia abajo la línea del gradiente de descarga igual a  $0.04 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ .

(8) Construir la línea del gradiente del fluido de control igual a  $0.50 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ , y a partir de una presión cero en superficie.

(9) Extender esta línea hasta intersectar la correspondiente a las  $800 \text{ lb/pg}^2$ , estableciéndose la profundidad de colocación de la válvula 1 a  $1650 \text{ pies}$ .

(10) A partir del punto anterior dibujar una horizontal -- hacia la izquierda hasta que intersecte la línea del gradiente -- de descarga.

(11) Trazar una paralela a la línea del gradiente del fluido de control hasta intersectar la relativa a  $P_{so} = 800 \text{ lb/pg}^2$ .

(12) Considerando una diferencia de  $25 \text{ lb/pg}^2$  trazar la -- línea de presión de operación, obteniéndose valores de  $775, 750, 725$  y  $700 \text{ lb/pg}^2$ .

(13) Continuar con el procedimiento de espaciado hasta el fondo del pozo. Para la válvula 3 la intersección se hace con la línea de  $775 \text{ lb/pg}^2$ ; para la válvula 4, con la línea de  $750 \text{ lb/pg}^2$ ; etc.

(14) Las profundidades de colocación de las válvulas serán 1650, 3100, 4450, 5680, 6800 y 7000 pies. Debido a que las válvulas 5 y 6 están muy cercanas colocar la válvula 5 a 6600 pies de profundidad (separada sólo 400 pies de la válvula 6).

(15) Dibujar la línea del gradiente de temperatura comenzando con 80°F en la superficie y hasta los 192°F en el fondo -- del pozo.

(16) Tabular las temperaturas de cada válvula que serán 106, 128, 152, 170, 185 y 191°F, respectivamente.

(17) Las presiones de apertura en superficie para cada -- válvula serán: 800, 775, 750, 725, 700 y 675 lb/pg<sup>2</sup>.

(18) Preparar una tabla de resultados semejante a la Tabla 2.13 Las presiones de prueba a 80°F se determinaron con ayuda de la Fig. 2.40.

(19) No se requiere hacer ningún ajuste a este arreglo.

Debido a que las válvulas están diseñadas con 25 lb/pg<sup>2</sup> -- de diferencia entre sus respectivas presiones de apertura en superficie no existirá interferencia. Observar que las presiones de prueba en el taller a 80°F también difieren entre sí. No hay que preocuparse por la presión en la tubería de producción, es decir en las características de llenado del pozo, ya que dicha presión no influye en la apertura de este tipo de válvulas. Por lo tanto, las válvulas pueden abrir bajo cualquier carga en la tubería de producción.

T A B L A            2.13  
Resumen de los resultados para válvulas balanceadas.

No. de vál.	Profun.	Temp. de vál.	Pso	Pvo	Ptro 80°F
1	1650	106	800	830	780
2	3100	128	775	835	745
3	4450	152	750	835	710
4	5680	170	725	830	670
5	6600	185	700	815	650
6	7000	191	675	795	630

Nota:

Presiones en lb/pg<sup>2</sup>

Profundidad en pies.

Temperatura en °F

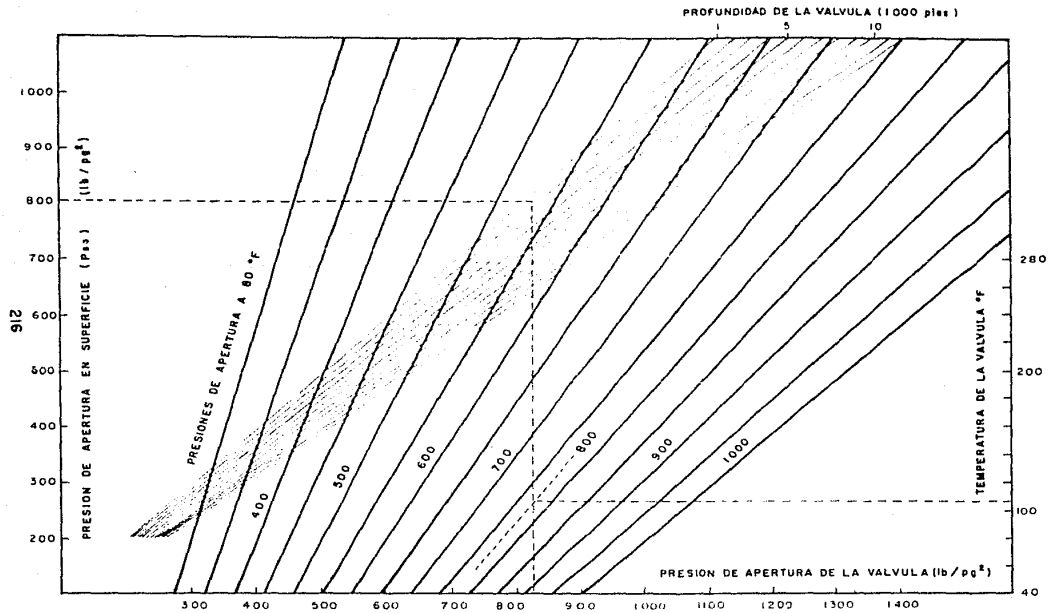


FIG. 2.40 PRESION DE PRUEBA DE LA VALVULA A 80 °F



## 2.6. 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.

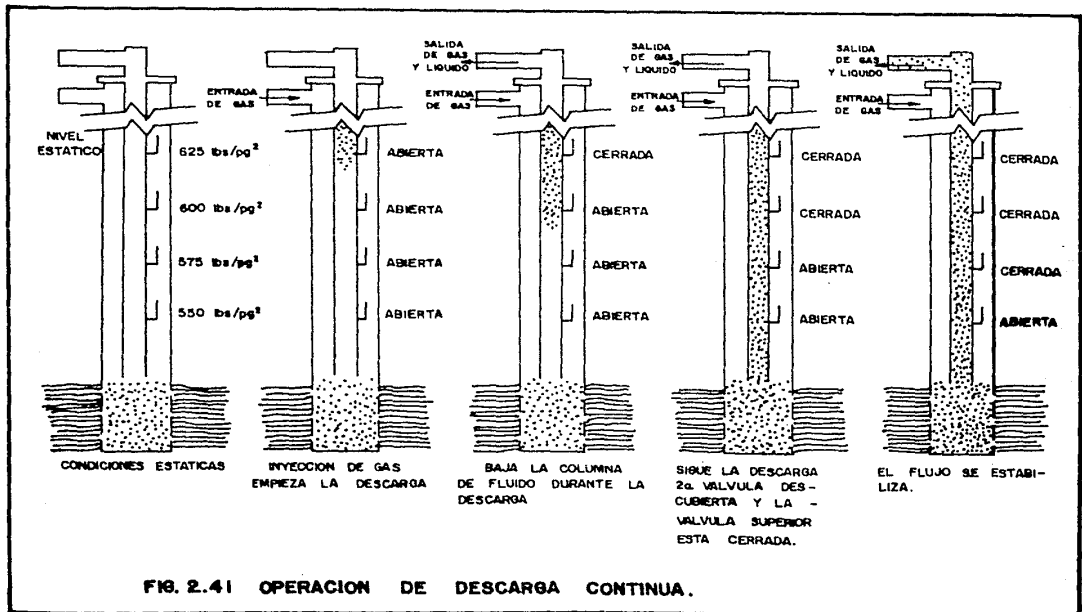
Descarga. - Una vez instaladas las válvulas de BN, el paso siguiente es la descarga de los fluidos del pozo.

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

Cuando en un pozo se instalan válvulas de B.N. 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. 2.41 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/pg<sup>2</sup>. 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 aguja (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 al 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 sube en forma de U, del espacio anular a la TP.

PASO 3. La válvula No. 1 (de 625 lb/pg<sup>2</sup>) 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/pg<sup>2</sup>, 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/pg<sup>2</sup>) 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/pg<sup>2</sup>/pie, con la inyección del gas puede bajar a unas 0.10 lb/pg<sup>2</sup>/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/pg<sup>2</sup> a 1250 x 0.10 = 125 lb/pg<sup>2</sup>, o sea una diferencia de 500 lb/pg<sup>2</sup>.

La presión de la TP cuando el gas empieza a pasar por la válvula No. 1, es de 50 lb/pg<sup>2</sup>, en la superficie más  $1250 \times .10 = 50+125=175$  lb/pg<sup>2</sup>. Quedan entonces  $625-175 = 450$  lb/pg<sup>2</sup>, para tra bajar el pozo hasta la válvula No. 2. Así se determina también el espaciamento 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/pg<sup>2</sup>, ya que la -- válvula No. 2 funciona a 25 lb/pg<sup>2</sup>, menos que la No. 1.

El gradiente de presión, en la TP, baja a 0.10 lb/pg<sup>2</sup>/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/pg<sup>2</sup> (en la superficie) \* (0.10) (2150) =  $50+215=265$  lb/pg<sup>2</sup>. Queda así una diferencia de 335 lb/pg<sup>2</sup> ( $600-265$ ) 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/pg<sup>2</sup>, 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 descargue por sí mismo, controlándose el gas en la superficie. Si por alguna razón el pozo no descarga, inicie la inyección y descargas intermitente, según se indica a continuación.

Flujo intermitente. -- Si de antemano se sabe que un pozo dado debe adaptarse para bombeo neumático intermitente, Fig. 2.42 (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. 2.31 (A y B). Se observa que los gradientes dependen del régimen previsto de producción y del diámetro de la TP.

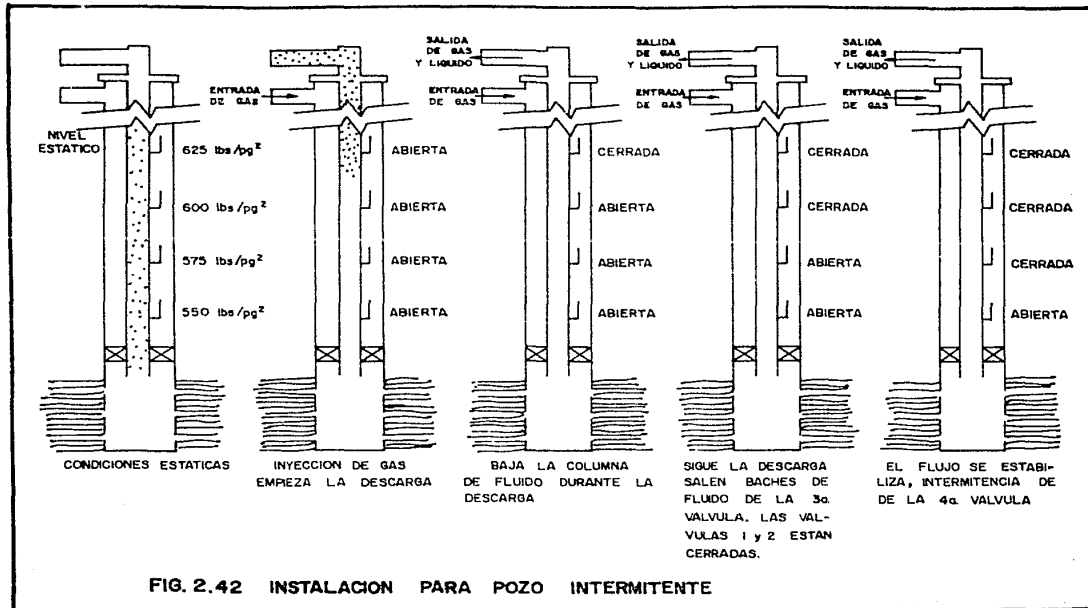


FIG. 2.42 INSTALACION PARA POZO INTERMITENTE

Puesto que casi todos los pozos intermitentes producen de 50 a 200 bl/día, el gradiente de  $0.04 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$  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" o en baches.

Por ejemplo: en un pozo como el de la Fig. 2.42, que tiene el mismo número de válvulas que el de la Fig. 2.41 (flujo continuo), la válvula No. 1 se colocaría también a 1250 pies si el pozo estuviera lleno de fluido 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 o una válvula de -- aguja instalada en la superficie, el pozo se gradúa para intervalos breves y cortos periodos 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  $(0.04)(1250) = 50 \text{ lb/pg}^2$ , contra  $125 \text{ lb/pg}^2$  que es la de pozos de descarga continua. En la práctica, el gradiente de descarga se puede reducir a menos de  $0.04 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ , 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  $50 \text{ lb/pg}^2$  de presión en la superficie, la presión total en la TP a 1250 pies es de  $50 + (0.04 \times 1250) = 100 \text{ lb/pg}^2$ . Quedan, pues,  $525 \text{ lb/pg}^2$  ( $625 - 100$ ) para llegar hasta la superficie.

La distancia entre las válvulas Nos. 1 y 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  $0.04 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$ , y la presión de la TR baja a  $600 \text{ lb/pg}^2$ .

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  $458 \text{ lb/pg}^2$  ( $600 - 142$ ) para llegar a la válvula siguiente. El espaciamento 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 sucede hasta que la válvula No. 4. des-  
carga a 4008 pies.

La duración del ciclo de inyección de gas se ajusta conti-  
nuamente para obtener la producción deseada del pozo.

Se 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 pasar de una válvula a otra. Si tal cosa ocurre, una de las reglas prácticas de campo consiste en reducir en la superficie la contrapresión y usar un volumen ilimitado de gas para descargar el pozo.

Con pozos profundos, 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 son los medios existentes para controlar la inyección de gas en los pozos. El tipo de instalación (intermitente o continua), determina en alto grado la clase de control requerido.

Hay casos también en los que las condiciones adversas (el congelamiento por ejemplo) influyen 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. 2.43). El estrangulador se instala en la línea de inyección de gas y se elige un diámetro adecuado para que dé paso a la TR - un volumen prescrito de gas.

Para determinar el tamaño preciso del estrangulador se requiere emplear una ecuación conveniente de acuerdo a las características del pozo. Los estranguladores variables simplifican la obtención del tamaño adecuado, pero son más propensos al congelamiento. Para resolver ese problema, el estrangulador puede alojarse dentro de una camisa, a través de la cual se hace pasar la corriente caliente del gas.

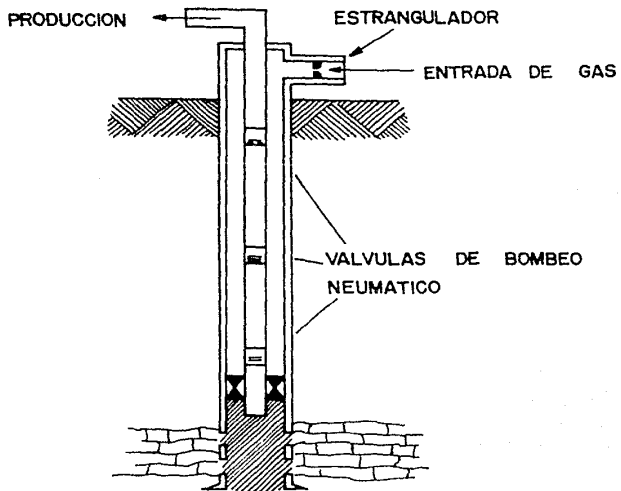


FIG. 2.43 VALVULA DE AGUJA (ESTRANGULADOR)



El único inconveniente de la camisa calefactora es la contrapresión adicional que puede ocasionar en la tubería de inyección de gas, 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 sea deseable activar un pozo cada 30 min., abrir las válvulas a 750 lb/pg<sup>2</sup> y cerrarlas a 700 lb/pg<sup>2</sup>. -- Eso significa que el estrangulador debe de producir un incremento de presión en la TR de 50 lb/pg<sup>2</sup> (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 el suministro de gas es escaso y en los cuales conviene 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 alto grado la forma 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 instala en serie con el estrangulador. Eso se hace para que, cuando la presión en la TR llegue al punto deseado, el regulador cierre la entrada de gas antes de que termine el lapso de espera necesario para que la presión en la TP se incremente (Fig. 2.44). Por lo anterior el diámetro 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.

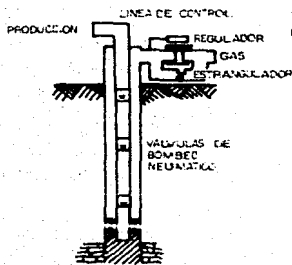
Por ejemplo, en el caso citado anteriormente se necesitan 30 min. para que la presión subiera 50 lb/pg<sup>2</sup> (de 700 a 750). Si el estrangulador permitiera que tal aumento ocurriera en sólo 20 min., el regulador cortaría el paso al gas al llegar a la presión de cierre (750 lb/pg<sup>2</sup>). Tal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

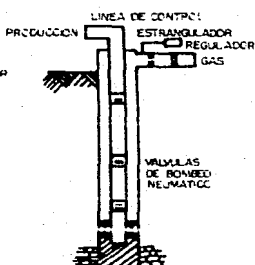
Otra aplicación de ese tipo de control es la de pozos en los que el volumen necesario de gas no logra entrar mientras la válvula permanece abierta. Por ejemplo, si la diferencia de presión para mantener la válvula abierta es de 50 lb/pg<sup>2</sup>, tal vez la cantidad entrante de gas no baste para levantar 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.

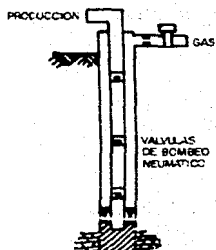
Flujo continuo, el regulador se puede colocar en paralelo con el estrangulador para compensar las presiones fluctuantes del gas de inyección, Fig. 2.45. Por ejemplo, si se trata de mantener 700 lb/pg<sup>2</sup> en la TR, lo conveniente es instalar un estrangulador de 8/64" de 800 lb/pg<sup>2</sup> en el circuito anterior. En ocasiones, tal vez la presión del circuito anterior baje a 750 lb/pg<sup>2</sup> y la de la TR a menos de 700 lb/pg<sup>2</sup> aunque haya bajado la presión del circuito anterior.



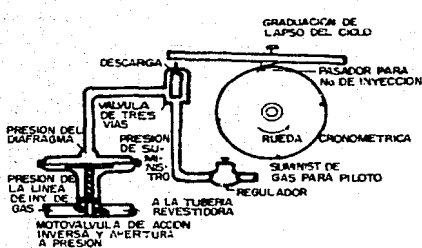
**FIG.2.44 REGULADOR EN SERIE**



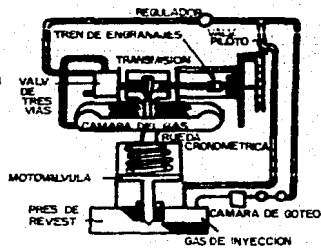
**FIG.2.45 REGULADOR EN PARALELO**



**FIG.2.46 CONTROL DE INTERMITENCIA**



**FIG.2.47 CONTROL DE TIEMPO MANUAL**



**FIG.2.48 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.

En 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. 2.46 muestra un regulador superficial típico para inyectar gas. La Fig. 2.47 muestra un cronómetro común de cuerda y la Fig. 2.48 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 todo 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. Evitar usar llaves o tenazas 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 nipples 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 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 de 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 dividido 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 presentar 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 de 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 seca 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 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 solo -- 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 -- comprende 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 los pozos de BN. 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/pg<sup>2</sup>
- c) Se redujo el espaciamento entre las válvulas y su número aumento de 8 a 14.
- d) Se retiró del 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 diámetro de la TP, la presión de inyección, el espaciamento de la válvulas en el 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 reducir las caídas de presión, la línea de flujo debe ser por lo menos, un diámetro más grande que el de la TP. Fig. 2.49.

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 reducir las caídas de presión de 5 a 15 lb/pg<sup>2</sup> -- instalando colectores de mayor diámetro y válvulas de apertura total. La Fig. 2.50 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/pg<sup>2</sup> con sólo efectuar los cambios indicados en el cabezal en el colector y reemplazando la línea de flujo. Fig. 2.49.

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/pg<sup>2</sup> 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/pg<sup>2</sup>.

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. - - 2.49).

Si el pozo llega a necesitar más gas del 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.



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 abre 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.

Los controles y las mediciones continuas del sistema, deben efectuarse una vez 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.

## 2.7. 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 costos de capacidad y de mantenimiento.

### 2.7.1. 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 re--  
tornado 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 requiere de gas suministrado por otra fuente. Sin embargo, es 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, baterías, 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.

#### 2.7.2. 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 pies<sup>3</sup>/hr. por "caballo de fuerza".

Se puede demostrar que la potencia requerida para comprimir adiabáticamente un volumen  $V_0$  en  $\text{pie}^3/\text{seg}$  de gas ideal (medido a  $p_0$  en  $\text{lb}/\text{pie}^2$  y temperatura  $T_0$  en  $^\circ\text{K}$ ) desde una presión  $p_1$  hasta la presión  $p_2$  es:

$$p_0 V_0 = \frac{k}{k-1} \frac{T_1}{T_0} \left( (p_2/p_1)^{(k-1)/k} - 1 \right), \text{ (pie-lb/seg)} \dots (2.57)$$

donde  $k$  es la relación de calor específico del gas a presión constante al calor específico a volumen constante y  $T_1$  es la temperatura del gas en la succión, en  $^\circ\text{K}$ .

Para gases secos (gases que contienen un porcentaje bajo de hidrocarburos pesados),  $k$  es de 1.25 aproximadamente, por lo que la expresión anterior queda:

$$\text{potencia} = 5 p_0 V_0 \frac{T_1}{T_0} \left( (p_2/p_1)^{0.2} - 1 \right), \text{ (pie-lb/seg)} \dots (2.58)$$

Si  $p_0$  es la presión atmosférica, que es  $14.7 \times 144 \text{ lb}/\text{pie}^2$ , y  $T_0$ ,  $T_1$  son iguales ( $520 \text{ }^\circ\text{K}$  o  $60^\circ\text{F}$ ), y  $q_g$  es el gasto del gas medido en miles de  $\text{pies}^3/\text{día}$  a condiciones estandar, entonces:

$$q_g = \frac{V_0 \times 60 \times 60 \times 24}{1000}$$

y la Ec. 2.58 queda:

$$\begin{aligned} \text{Potencia} &= 5 \times 14.7 \times \frac{1000}{60 \times 60 \times 24} q_g \left( (p_2/p_1)^{0.2} - 1 \right), \text{ pie-lb/seg} \\ &= 0.223 q_g \left( (p_2/p_1)^{0.2} - 1 \right), \text{ hp} \dots (2.59) \end{aligned}$$

donde:

$q_g$  = gasto de gas,  $10^3 \text{ pie}^3/\text{día}$  a c.s.

$p_1$  = presión de entrada al compresor,  $\text{lb}/\text{pg}^2$  abs.

$p_2$  = presión de salida del compresor,  $\text{lb}/\text{pg}^2$  abs.

Para dar margen al efecto de que la temperatura de succión  $T_1$  sea superior de  $60^\circ\text{F}$ , por efectos de supercompresibilidad, y para la eficiencia global de la planta y permitir un margen de seguridad en el valor calculado de la presión requerida en la descarga, se sugiere que la potencia al freno del compresor sea obtenida incrementando en un tercio el valor obtenido de la Ec. 2.59

Ejemplo:

¿cuál será la potencia requerida del compresor para el pozo de B.N., si se tienen los siguientes datos?

Intervalo productor 5000 a 5040 pies

Diámetro de T.P. = 2 7/8 pg.

Se produce 100% aceite

$J = 0.5 \text{ bl/día/lb/pg}^2$

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

$P_{th} = 100 \text{ lb/pg}^2$

$q_0 = 475 \text{ bl/día}$

$q_g = 1235 \text{ miles pie}^3/\text{día}$

suponiendo que el gas está disponible a 50 lb/pg<sup>2</sup>

$p_2 = 400 \text{ lb/pg}^2 \text{ man} = 415 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$

$p_1 = 50 \text{ lb/pg}^2 \text{ man} = 65 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$

de la ecuación 2.59

Potencia =  $0.223 \times 1235 \left( \left( \frac{415}{65} \right)^{0.2} - 1 \right)$

así el compresor deberá tener una potencia al freno de aproximadamente  $124 \times 4/3$ , que es 165 hp.

#### Minimización de los requerimientos de potencia del compresor.

El costo de una instalación de compresión se incrementa naturalmente con la potencia, y es razonable preguntar si es posible reducir sustancialmente la potencia de compresión, manteniendo aún el gasto de producción de aceite cercano al óptimo. La respuesta a esta interrogante, y los diferentes métodos utilizados, son ilustrados en el siguiente ejemplo.

Ejemplo

Intervalo productor 6507-6551 pies

Profundidad de la T.P. 6500 pies

$P_{ws}$  a 6500 pies 2000 lb/pg<sup>2</sup> man

Presión en la tubería de  
- descarga 100 lb/pg<sup>2</sup> man.

El pozo actualmente produce 200 bl/día de aceite (100%) con una relación gas-aceite de 600 pies<sup>3</sup>/bl y una presión en el cabezal de la T.R. de 1225 lb/pg<sup>2</sup> man.

1.- Si se decidiera utilizar el B.N. en este pozo, ¿cuál sería el gasto máximo por bombeo neumático a través de una T.P. de 2 3/8 pg, suponiendo una presión en la cabeza del pozo ( $P_{th}$ ) de 250 lb/pg<sup>2</sup> man? ¿Cuál sería la potencia requerida por el compresor si el gas está disponible a:

a) 15 lb/pg<sup>2</sup> man.

b) 100 lb/pg<sup>2</sup> man.

- 2.- Si el suministro de gas estuviera limitado a  $180 \times 10^3$  pie<sup>3</sup>/día, ¿Cuál sería el gasto máximo de producción en B.N. a través de una T.P. de  $2 \frac{3}{8}$  pg. con una presión en la cabeza del pozo (Pth) de 250 lb/pg<sup>2</sup> man.? ¿Cuál sería la potencia requerida en este caso si el gas estuviera disponible a 15 lb/pg<sup>2</sup>?

Solución:

- 1.- Para resolver la primera parte del problema se calculan las presiones de fondo fluyendo a varios gastos de producción suponiendo una presión en la cabeza del pozo de 250 lb/pg<sup>2</sup>, los resultados se muestran en la Tabla 2.14 y Fig.2.51. También se muestra en la Fig.2.51 la curva de IPR, derivada como sigue:

Si se supone que la T.R. está completamente llena de gas, el valor de Pwf cuando la presión en el cabezal de la T.R. es de 1225 lb/pg<sup>2</sup> man. está dado por:

$$Pwf = (1225 + 15) \left( 1 + \frac{(6.5)^{1.5}}{100} \right)$$

De esta forma pwf es de 1445 lb/pg<sup>2</sup> abs ó 1430 lb/pg<sup>2</sup> man. Así se conocen dos puntos sobre la curva de IPR. Esos puntos son:

$$\begin{aligned} p &= 2000 & q &= 0 \text{ y} \\ p &= 1430 & q &= 200 \end{aligned}$$

Supóngase que la curva de IPR es una línea recta que pasa por estos dos puntos:

De la Fig.2.51 el gasto óptimo es de 410 bl/día y la R óptima correspondiente es de  $1.8 \times 10^3$  pie<sup>3</sup>/bl (Fig. 2.52). Así:

$$\begin{aligned} \text{Suministro de gas} &= 410 (1.8 - 0.6) \times 10^3 \text{ pie}^3/\text{día} \\ &= 492 \times 10^3 \text{ pie}^3/\text{día} \end{aligned}$$

Como en la Ec.2.59,  $q_g$  es 492 y  $p_2$  es 835 lb/pg<sup>2</sup> man (ver Fig. 2.51), o bien 850 lb/pg<sup>2</sup> abs.

- a) Cuando  $p_1 = 15$  lb/pg<sup>2</sup> man = 30 lb/pg<sup>2</sup> abs.

$$\begin{aligned} hp &= 0.223 \times 492 \left( \frac{850}{30} \right)^{0.2} - 1 \\ &= 104 \text{ hp (teórico)} \\ &= 139 \text{ hp (práctico)} \end{aligned}$$



b) Cuando  $p_1 = 100 \text{ lb/pg}^2 \text{ man} = 115 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$

$$hp = 0.223 \times 492 \left( \left( \frac{850}{115} \right)^{0.2} - 1 \right)$$

$$= 54 \text{ hp (teórico)}$$

$$= 72 \text{ hp (práctico)}$$

Así, una respuesta a la interrogante de cómo reducir la potencia requerida es utilizar la mayor presión disponible del gas de suministro.

- 2.- Para contestar esta segunda parte del ejemplo, se construyó la curva de  $P_{wf}$  vs gasto, a un gasto de inyección de gas de  $180 \times 10^3 \text{ pie}^3/\text{día}$  siguiendo los pasos delineados en la Tabla 2.15. Los resultados están graficados en la Fig. 2.53, de la cual aparentemente se observa que bajo las condiciones establecidas el gasto máximo de producción es de  $380 \text{ bl/día}$ .

En este caso:

$$q_g = 180 \times 10^3 \text{ pie}^3/\text{día}$$

$$p_1 = 15 \text{ lb/pg}^2 \text{ man.}$$

$$= 30 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$p_2 = 920 \text{ lb/pg}^2 \text{ man. (Fig. 2.53)}$$

$$= 935 \text{ lb/pg}^2 \text{ abs.}$$

$$hp = 40 \text{ (teórico)}$$

$$= 53 \text{ (práctico)}$$

Comparando este resultado con el obtenido en la primera parte del ejemplo, se observa que, aceptando un pequeño decremento en el gasto de producción (de  $410$  a  $380 \text{ bl/día}$ ), los requerimientos de potencia se reducen de  $139$  a  $53$  y el volumen de gas necesario se reduce también de  $492$  a  $180 \times 10^3 \text{ pie}^3/\text{día}$ .

T A B L A 2.14

DETERMINACION DE LA  $P_{wf}$  A VARIOS GASTOS, USANDO  
RGL 's OPTIMAS.

q. (bl/día)	RGL óptima (m-pie <sup>3</sup> /bl)	Prof. equi- valente de $P_{th}=250$ lb/ pg <sup>2</sup> . (pies)	Prof. equi- valente del pozo.pies.	$P_{wf}$ a la RGL óptima ma. lb/pg <sup>2</sup> .
50	5.0	7500	14000	530
100	3.55	6000	12500	620
200	2.5	4700	11200	710
400	1.8	3300	9800	830
600	1.47	2900	9400	920

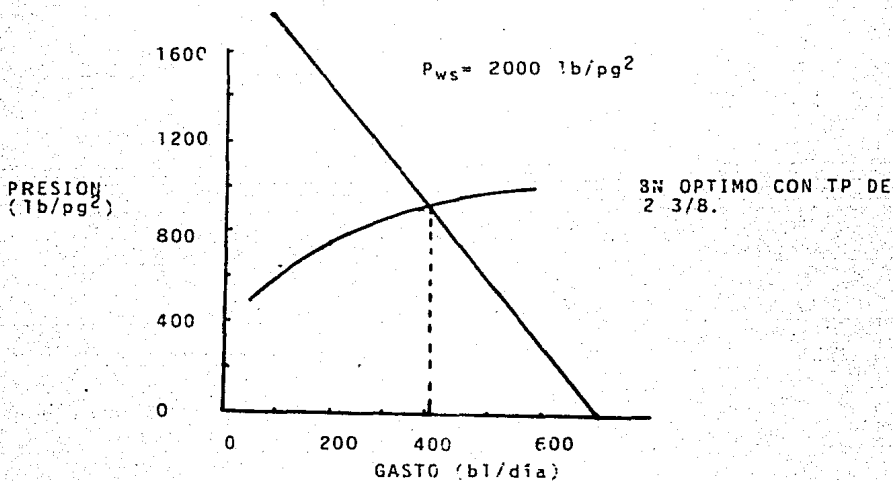


FIG. 2.51 GASTO DE BN CONTINUO POR EL USO DE LA RGL OPTIMA.

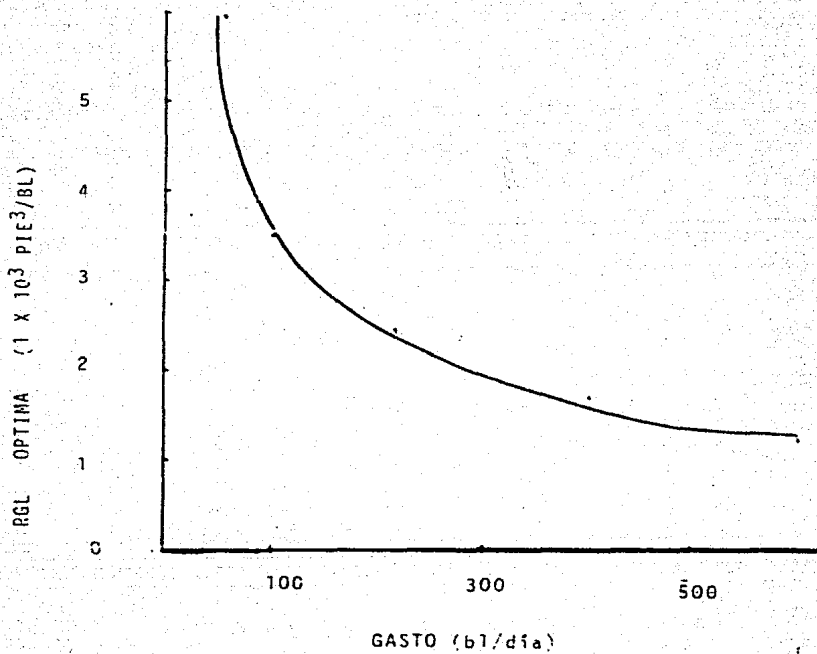


FIG 2.52 DETERMINACION DE LA RGL OPTIMA.  
( TP DE 2 3/8 PG)

T A B L A 2.15

DETERMINACION DE LA  $P_{wf}$  A VARIOS GASTOS, USANDO UN GASTO DE ENTRADA DE GAS RESTRINGIDO.

q. (bl/dia)	RGL suministra da. (m-pie <sup>3</sup> /bl)	RGL total (mpie <sup>3</sup> / bl)	Prof.eq. de $P_{10}$ de 250 lb/pg <sup>2</sup> (pies)	Prof.eq. del pozo (pies)	$P_{wf}$ a RGL total lb/pg <sup>2</sup>
50	3.6	4.2	7200	13700	580
100	1.8	2.4	5100	11600	660
200	0.9	1.5	4100	10600	780
400	0.45	1.05	3000	9500	930
600	0.3	0.9	2800	9300	1020

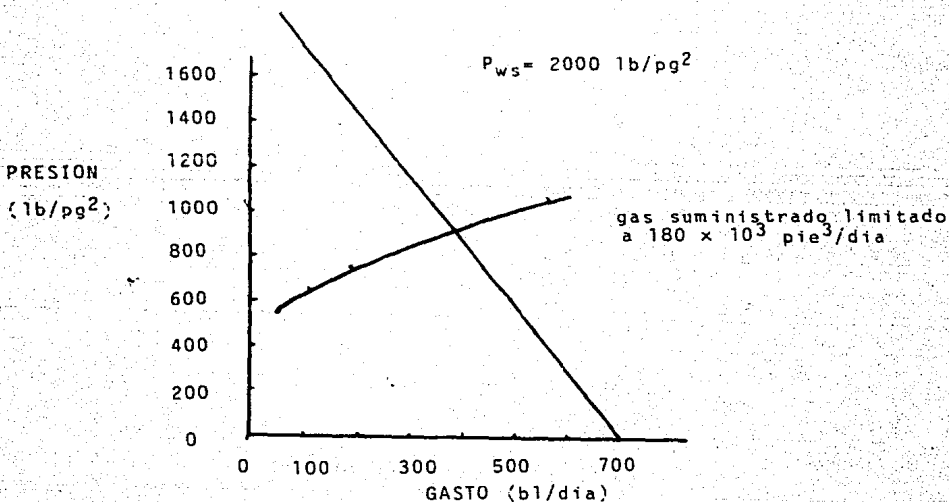


FIG. 2.53 GASTO DE BN OBTENIBLE SI EL GAS SUMINISTRADO ES LIMITADO.

### 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 $\bar{P}$
$r_g$	= Densidad relativa del gas (aire = 1)
$\Delta P_c$	= 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 Petirena Fco.: Apuntes de Transporte de Hidrocarburos. Fac. Ingenierfa, UNAM. 1983

## CAPITULO 3.- BOMBEO HIDRAULICO - TIPO PISTON

### 3.1. GENERALIDADES

Quando la energía disponible de un yacimiento no es suficiente 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 flujo conocido como "fluido motriz", el cual es inyectado a presión al pozo por una unidad de potencia. El fluido motriz es conducido 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 transmite en todas direcciones con igual intensidad". Esto significa que la presión proporcionada en la superficie al fluido motriz, es la misma que se aplica 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 profundidades hasta de 18 000 pies y para sustituir o darle mantenimiento al mecanismo (motor-bomba) no se requiere equipo de reparación, únicamente se invierte el sentido del 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 un amplio rango de gastos (5000 b1/día).
- 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.

\* Bomba tipo libre.

### 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 aumenta o disminuye. Como se ilustra en la Fig. 3.1, la fuerza de 1 Kg. ejercida sobre la superficie líquida de  $1 \text{ cm}^2$ , equilibra la fuerza de 100 Kg. que actúa sobre el área de  $100 \text{ cm}^2$ ; sin embargo, desde el punto de vista volumétrico, la fuerza de 1 Kg. debe descender 100 cm. para poder desplazar un volumen de  $100 \text{ cm}^3$  y levantar sólo 1 cm. la carga de 100 Kg.

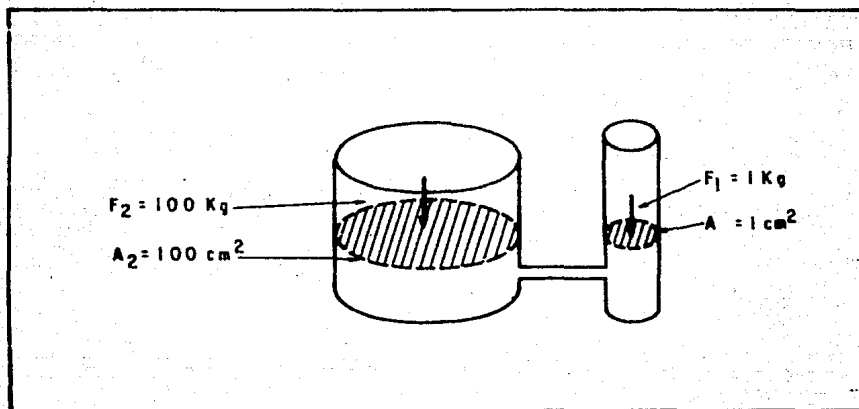


FIG. 3.1. EQUILIBRIO DE FUERZAS

Este principio se aplica en el bombeo hidráulico de la siguiente manera: 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 cual 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 de producción ( $A_p$ ), es igual a la mitad del área del pistón motriz ( $A_m$ ) 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 necesita únicamente medio barril de fluido motriz por cada barril de aceite producido. En la Fig. 3.2 se muestran las relaciones más usuales entre las áreas de estos pistones.

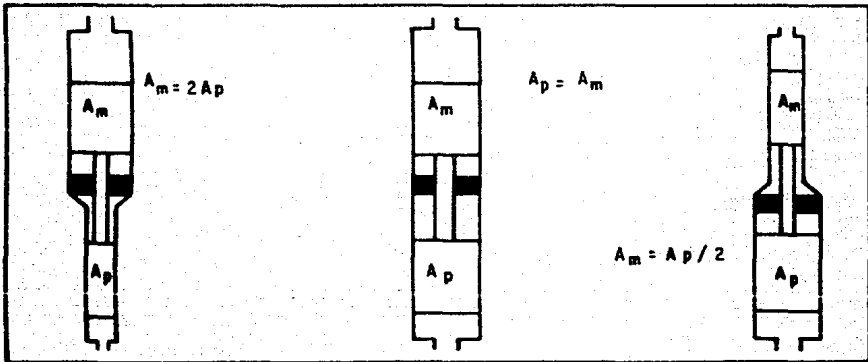


FIG. 3.2. RELACION ENTRE AREAS DE PISTONES.

### 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. Esto 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 se describe a continuación:

### 3.3.1. Diagrama de Flujo (FIG. 3.3).

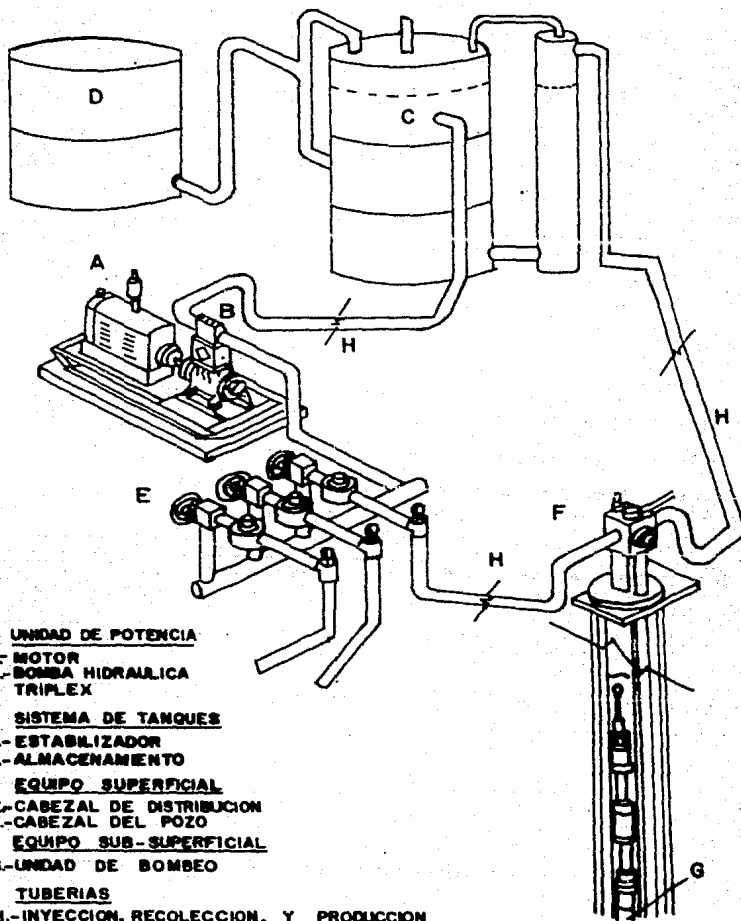
El fluido motriz es petróleo crudo producido o agua tratada. En cualquier caso han sido sometidos a un proceso natural - de separación de gas, agua y sedimentos y sujetos a un período de asentamiento y limpieza mediante almacenamiento, productos químicos, filtros, etc. La calidad del fluido motriz, especialmente el contenido de sólidos es un factor de gran importancia en la vida y costos de reparación del equipo. La fuga del fluido motriz en las partes de la bomba es causada por desgaste provocado por sólidos abrasivos y por la viscosidad del fluido motriz. La cantidad de sólidos permisibles varía según el concepto de "vida de bomba" y también depende de la viscosidad, sin embargo de 10-15 ppm es aceptable para un aceite de 30-40° API. Para aceites pesados (10 a 20° API) se tolera una mayor cantidad de sólidos, mientras que para agua la tolerancia es menor. El tamaño máximo de partícula no debe ser mayor a 15 micrones mientras que el contenido de sal no debe exceder a 12 lb/1000 bl de aceite. El tratamiento se efectúa en un sistema de tanques diseñados expreso. De estos tanques se envía el fluido motriz a la succión de las bombas recíprocas, 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 fluido motriz 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 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 está supeditado a los siguientes factores: número de pozos por operar, volumen necesario de fluido motriz, presión de operación, sistemas de inyección, características de los pozos que determinan el equipo subsuperficial adecuado, etc.

### 3.4.- SISTEMAS DE INYECCION DE FLUIDO MOTRIZ.

Al mencionar los sistemas de inyección del fluido motriz, se indican dos formas de inyección: una en un circuito abierto y otra en circuito cerrado. Ambos sistemas son iguales en el manejo del fluido motriz desde los tanques de almacenamiento hasta la unidad de bombeo, pero difiere 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.

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



UNIDAD DE POTENCIA

A.- MOTOR  
B.- BOMBA HIDRAULICA  
TRIPLEX

SISTEMA DE TANQUES

C.- ESTABILIZADOR  
D.- ALMACENAMIENTO

EQUIPO SUPERFICIAL

E.- CABEZAL DE DISTRIBUCION  
F.- CABEZAL DEL POZO

EQUIPO SUB-SUPERFICIAL

G.- UNIDAD DE BOMBEO

TUBERIAS

H.- INYECCION, RECOLECCION, Y PRODUCCION

### 3.4.1. Circuito Abierto.

El sistema de inyección de 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 se tenga. La aplicación de este sistema presenta varias ventajas como son: la adición de fluido motriz limpio en pozos que contienen alto porcentaje de agua salada, con lo que se reduce dicho porcentaje y por consiguiente disminuye el efecto de corrosión. - Así mismo 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 (Ver Fig. 3.3 (a)).

### 3.4.2. Circuito 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 un circuito cerrado. Esto se logra por medio de una tubería adicional que va alojada en un dispositivo mecánico llamado "Cámara de Fondo", instalado 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; esto último facilita la programación del mantenimiento de estas unidades. (Ver Fig. 3.3 (b))

## 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 varios tipos de instalaciones subsuperficiales que se usan en la mayoría de los pozos y que pueden ser clasificadas de la siguiente manera:

### 3.5.1. Bomba Fija.

En este tipo de instalación la unidad de bombeo, 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

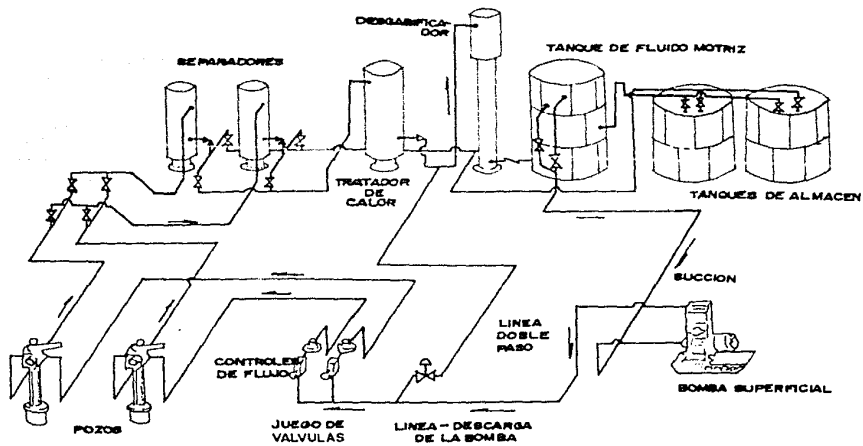


FIG.3-3 (0) **INSTALACION SUPERFICIAL  
PARA VARIOS POZOS  
SISTEMA ABIERTO**

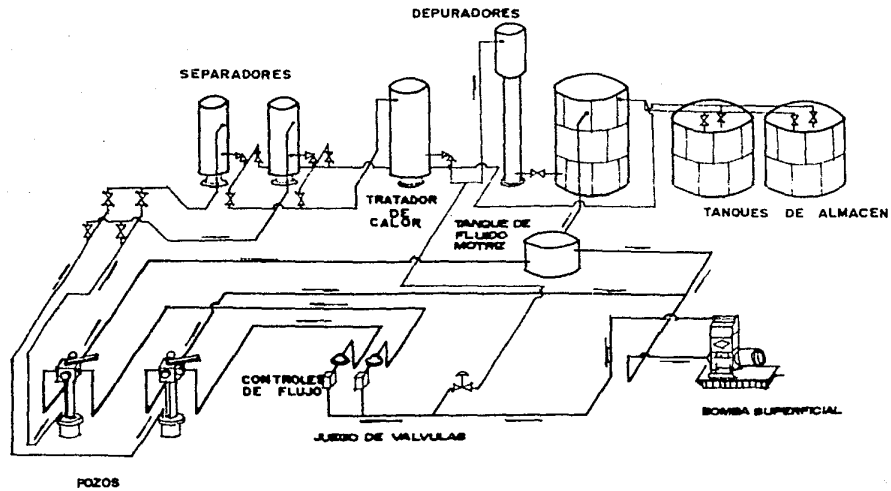


FIG. 3.3(b) INSTALACION SUPERFICIAL PARA VARIOS POZOS  
SISTEMA CERRADO

de producción", que opera únicamente en circuito abierto, los tipos restantes pueden ser operados ya sea en circuito abierto o cerrado. Las características generales de estas instalaciones son las siguientes:

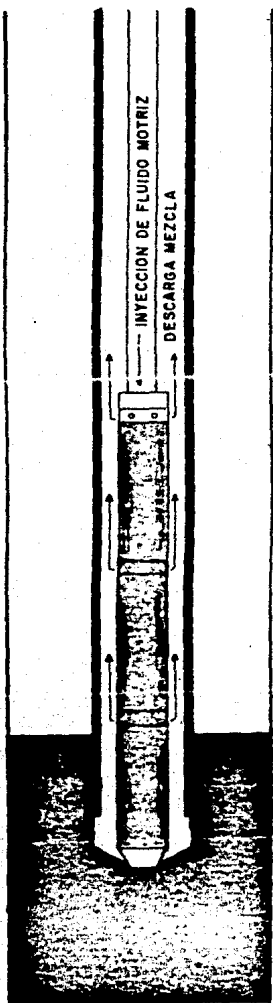
3.a). Bomba fija insertada.- En esta instalación la bomba está conectada a una tubería de inyección que se introduce en la tubería de producción, la cual lleva una zapata en su extremo inferior donde se asienta la bomba. La tubería de inyección puede ser de 3/4", 1" o 1 1/4", dependiendo del diámetro de la tubería de producción. En la Fig. 3.4 se muestra esta instalación operando en circuito abierto, donde la mezcla de fluido motriz-producción retorna a la superficie a través del espacio anular (TP y T inyectora). 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 en 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.

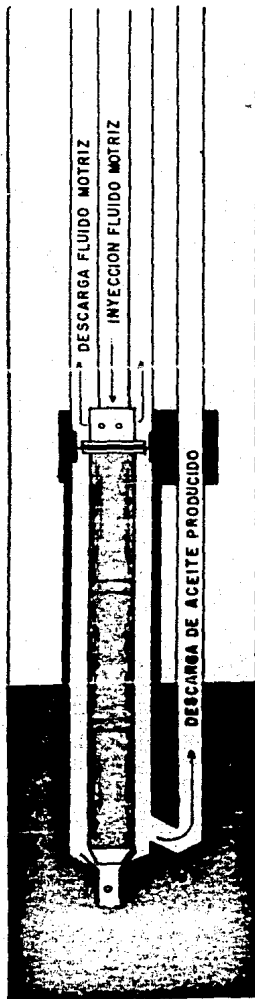
3.c). Bomba fija para tubería de producción.- Esta instalación es similar a la denominada "bomba fija insertada" y puede ser utilizada cuando se requiera una unidad de bombeo de mayor capacidad con la misma instalación. Esta unidad va conectada a las tuberías, tanto la de producción como la de inyección 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 anclada por circulación del fluido motriz y desanclada por circulación inversa.



**FIG. 3.4. BOMBA FIJA INSERTADA EN CIRCUITO ABIERTO.**



**FIG. 3.5. BOMBA FIJA INSERTADA EN CIRCUITO CERRADO.**



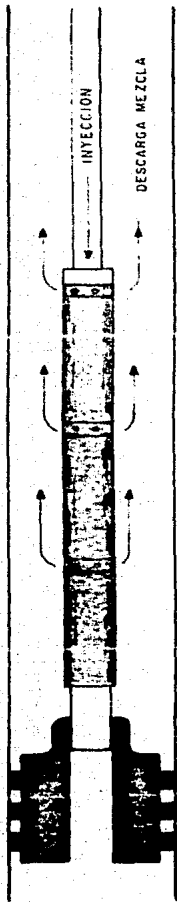


FIG. 3.6 BOMBA FIJA PARA T.R.  
EN CIRCUITO ABIERTO.

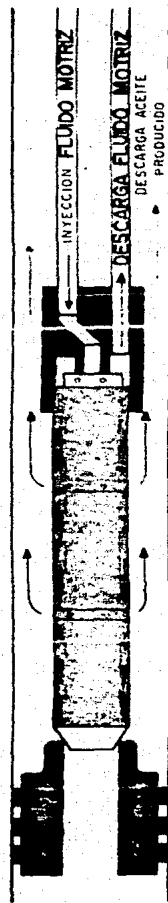


FIG. 3.7. BOMBA FIJA PARA T.R. EN CIRCUITO  
CERRADO CON TUBERIA PARALELA.

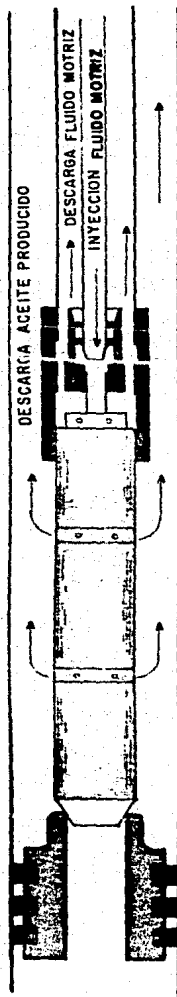


FIG. 3.6. BOMBA FIJA PARA T.R. EN CIRCUITO CERRADO CON TUBERIA CONCENTRICA

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 del 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.

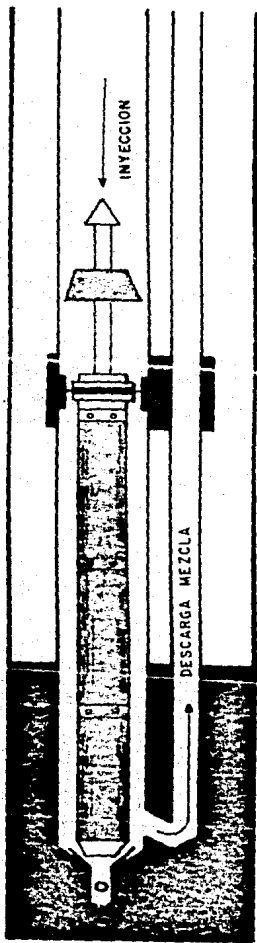
b) Bomba libre para tubería de revestimiento.- Como en el caso de la "bomba fija para tubería de revestimiento", en este tipo de instalación también se usa un empacador recuperable en el extremo de la tubería de producción. En la Fig. 3.11 se muestra esta instalación operando en circuito abierto, donde 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.

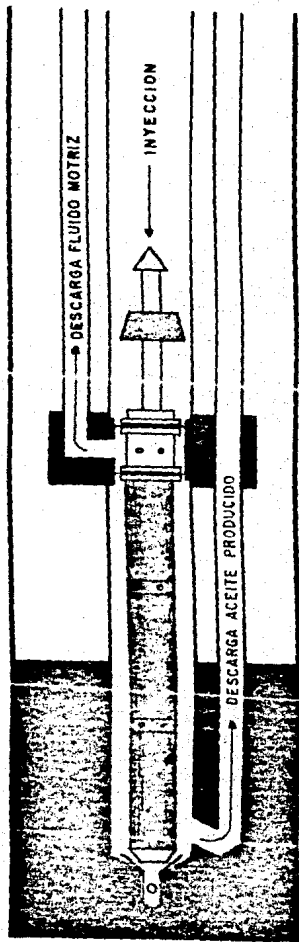
De acuerdo con los diseños desarrollados por cada una de las compañías fabricantes, todos los elementos mecánicos que constituyen el sistema de bombeo hidráulico varían en términos generales; sin embargo, el principio básico de operación es el mismo, por lo que en este Capítulo se describirá el equipo 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 fluido motriz 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**

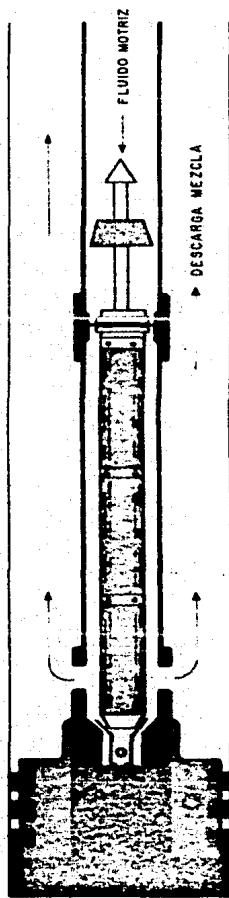


FIG. 3.11. BOMBA LIBRE PARA T.R.  
EN CIRCUITO ABIERTO

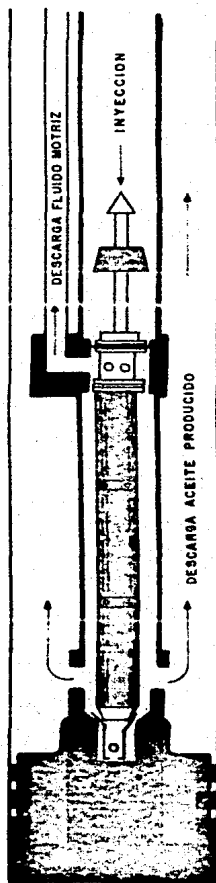


FIG. 3.12. BOMBA LIBRE PARA T.R.  
EN CIRCUITO CERRADO

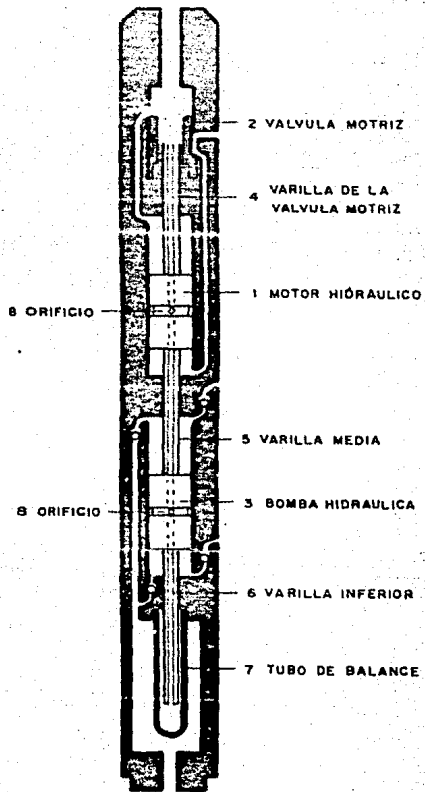


FIG. 3.13. UNIDAD DE BOMBEO HIDRAULICO

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, esto reduce las pérdidas de fluido por escurrimiento y 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 envía a éste a un extremo del cilindro y permite la salida por el otro extremo y así en forma alternativa. Este movimiento es transmitido al pistón de producción, desplazando al fluido producido de la formación, 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 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.

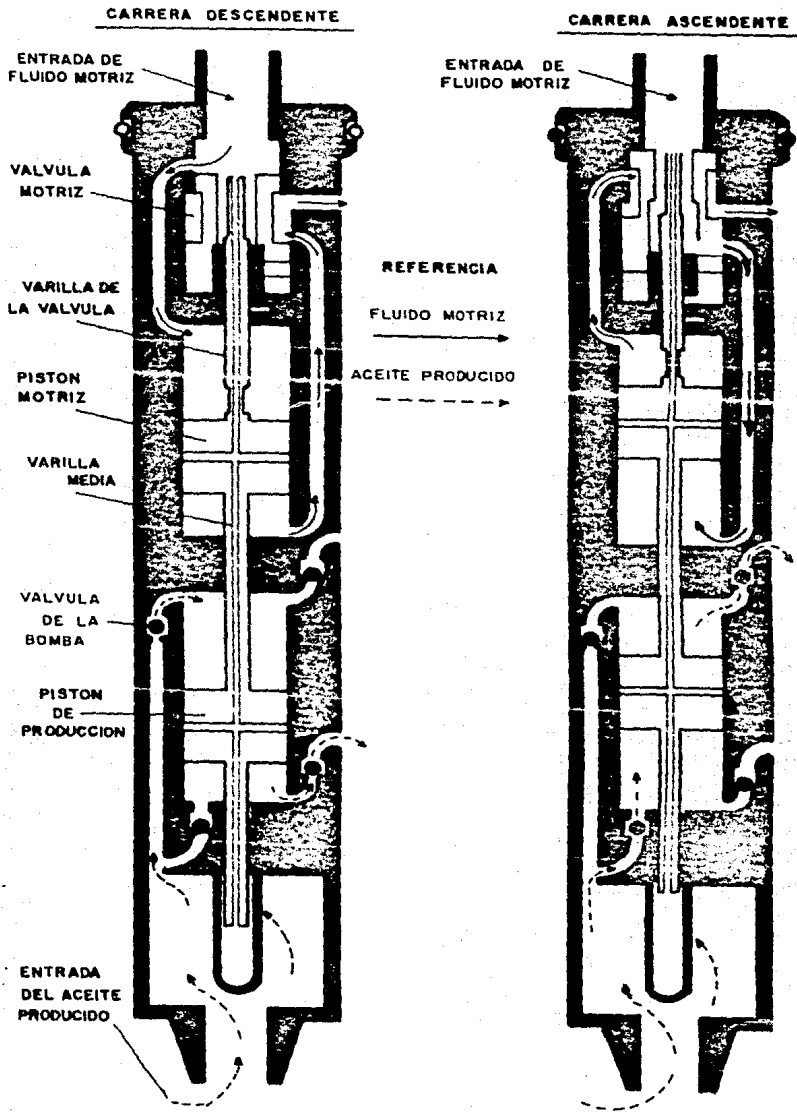
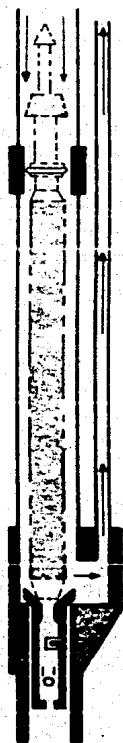
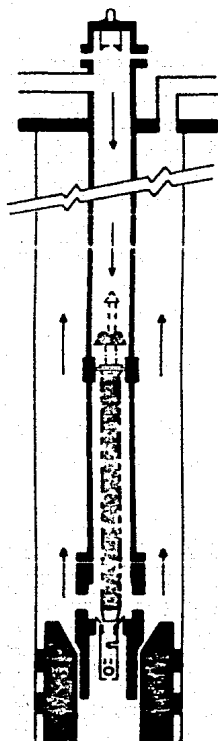


FIG. 3.14. OPERACION GENERAL DE LA UNIDAD DE BOMBEO HIDRAULICO





**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.

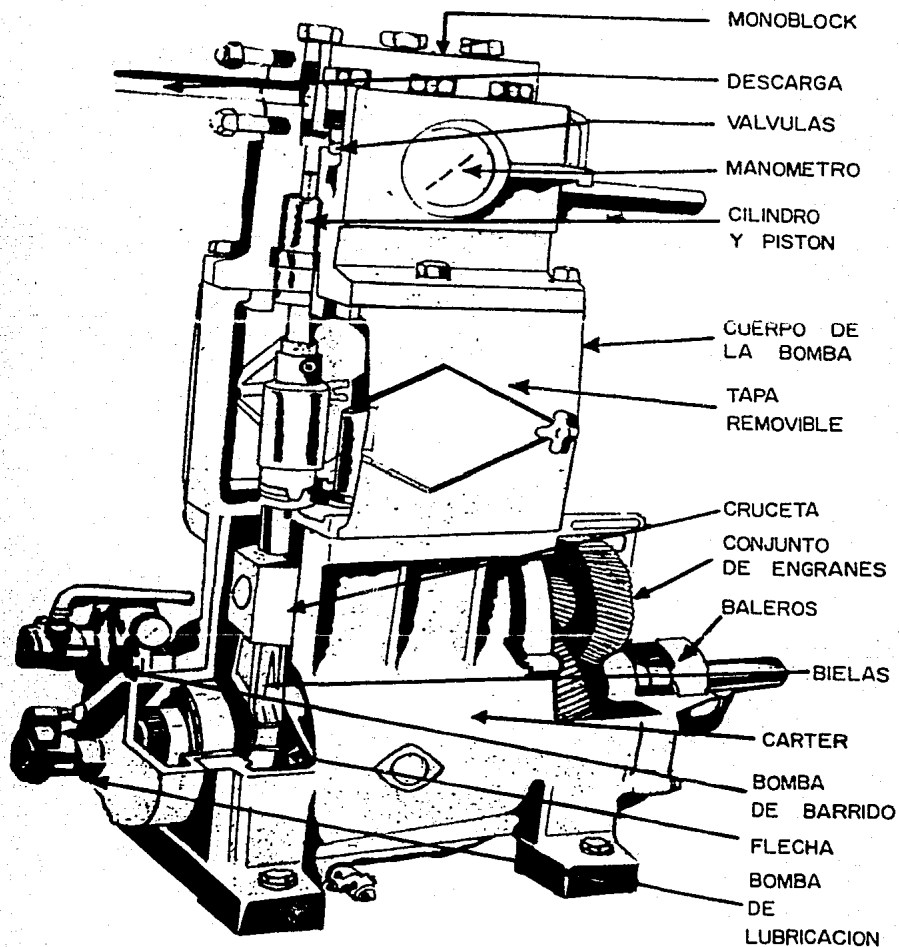
La potencia que requiere el sistema para la inyección del fluido motriz es proporcionada por una unidad constituida por una bomba reciprocante del tipo triplex vertical y accionada por un motor eléctrico o de combustión interna. En la Fig. 3.17 se muestra una bomba triplex que consta fundamentalmente 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 telescopiada, 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 se describe a continuación: 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 reguladoras de flujo (Fig. 3.19), o bien válvulas



**FIG. 3.17 BOMBA RECIPROCANTE TRIPLEX**

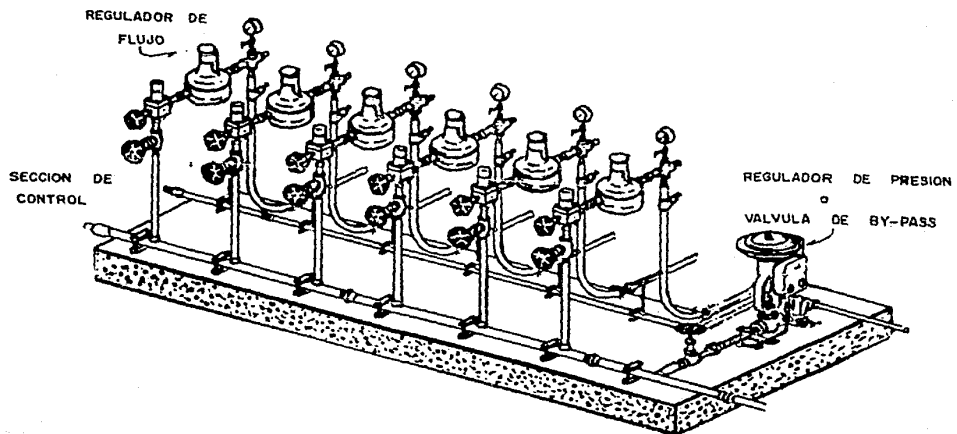


FIG. 3.18 CABEZAL DE DISTRIBUCION

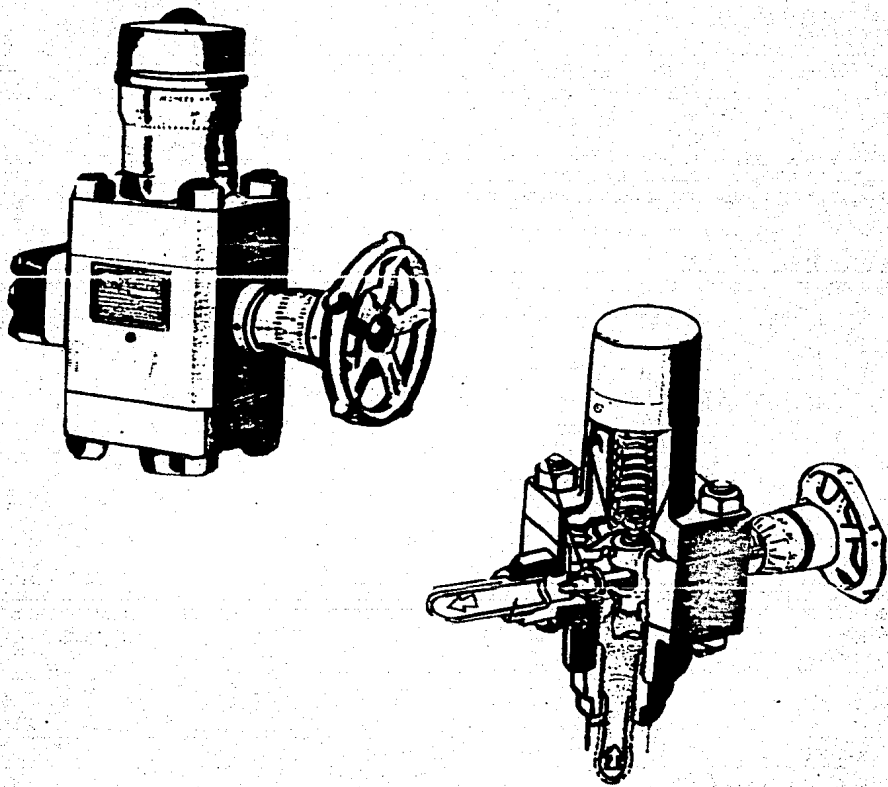


FIG. 3.19 VALVULAS REGULADORAS DE FLUJO

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. Válvula 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 la 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 en 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 acciona 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 mezclada 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-soldador. 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 ésta 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 sea una, dos o tres.

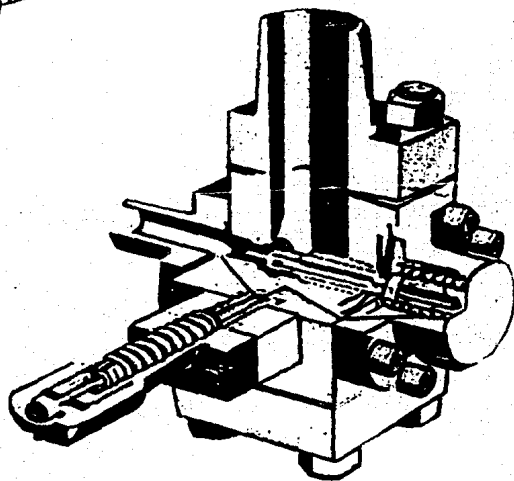
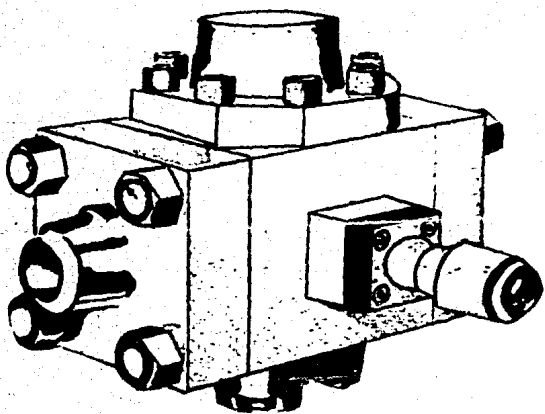


FIG. 3.20 VALVULAS REGULADORAS DE PRESION

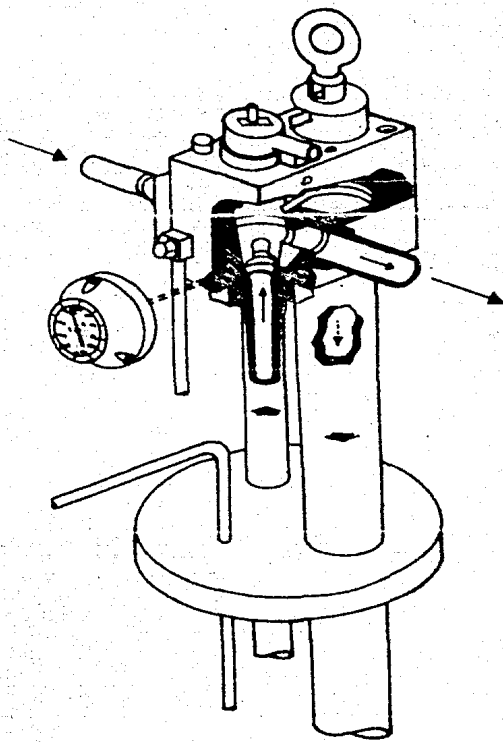


FIG. 3.21 VALVULA DE 4 VIAS



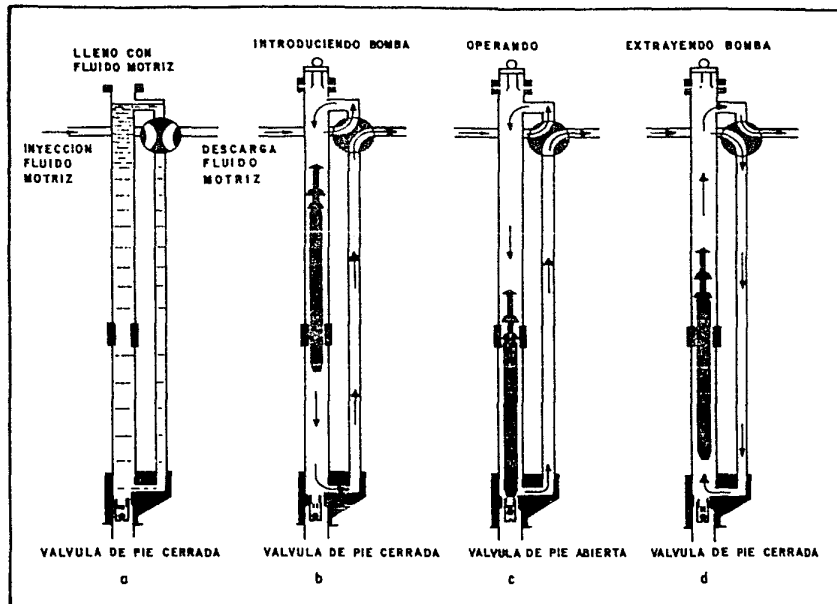


FIG. 3.22 . DIFERENTES POSICIONES DURANTE LA OPERACION EN CIRCUITO ABIERTO DE BOMBA LIBRE CON TUBERIAS PARALELAS



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.

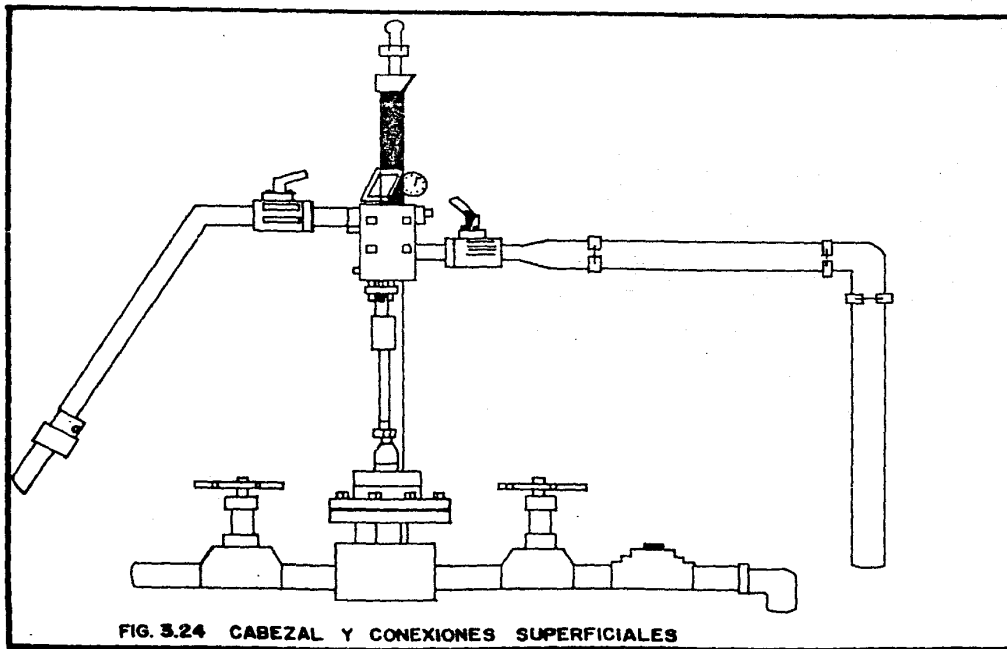
### 3.7.5. Sistema de Tanques para el Almacenamiento y Tratamiento del Fluido Motriz.

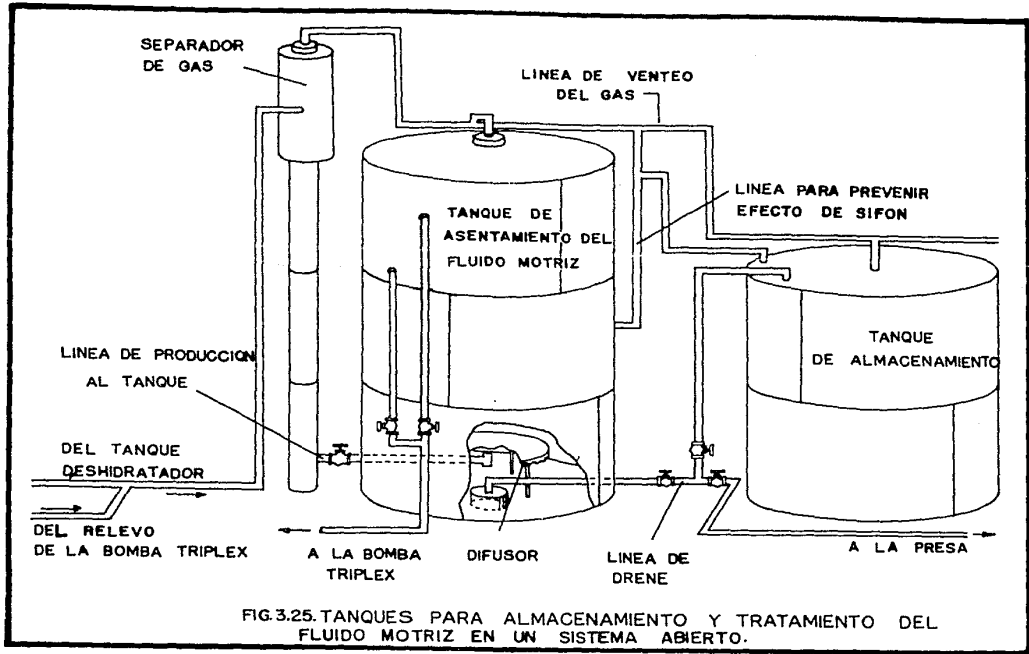
Posiblemente el factor más importante en el funcionamiento eficiente de un sistema de bombeo hidráulico es la calidad del fluido motriz, ya que este fluido recorre todo el sistema a través de la bomba triplex, el cabezal de distribución y la unidad de bombeo. Cualquier impureza que se tenga, ya sea agua o sedimento, causa 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 permita 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 (triple).

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-





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 mane- - jar, las presiones de operación y las longitudes que tienen que cu- - brir; además, la limitación física debida a los diámetros interio- - res de las tuberías de revestimiento es un factor fundamental en - la programación del sistema, equipo y tuberías que deben utili- - zarse.

Existen diversos diámetros de tubería que pueden utilizar- - se para cubrir la gran variedad de problemas que se presentan en - un sistema de esta magnitud. A continuación se presenta una clasi- - ficación general de tuberías indicando su objetivo, tipo y diáme- - tros 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: Tubería 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 coples colocados 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 (abierto o cerrado) y el tipo de fluido motriz (agua o aceite).
- (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) está en una localización urbana o bien es una plataforma de producción costa fuera, 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 para su control.

Si ninguno de los factores antes mencionados se presentan, es conveniente, tanto para el circuito cerrado como para el circuito abierto, utilizar como fluido motriz 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 venteadado por el espacio anular, ya que requiere un arreglo adicional en la sarta de producción, incrementando considerablemente los costos.

Cuando los pozos tienen baja presión de fondo (del orden de 400 lb/pg<sup>2</sup>) y alta relación gas-líquido ( $> 500$  pies<sup>3</sup>/bl), de acuerdo a experiencias de campo, es 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(14)\* 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 interno de la tubería en que puede ser colocada. La segunda columna indica la magnitud de la relación P/E. Estos valores están relacionados con la presión superficial requerida para un levantamiento dado. Para limitar la presión superficial a un máximo aceptable de 5000 lb/pg<sup>2</sup> se usa la siguiente regla práctica.

\* Apéndice 3B



$$\frac{P}{E} = \frac{\text{BOMBA}}{\text{MOTOR}} = \text{máximo} , \quad \frac{P}{E} = \frac{10000}{\text{Profundidad de colocación de la bomba, pies.}} \quad (3.1)$$

La tercera columna de las Figuras indica el máximo desplazamiento de la bomba. Por experiencia de campo se recomienda diseñar para un 85% o menos de la máxima capacidad de la bomba. -- Cuando dos o más diámetros de bomba pueden ser usados, la primera con la máxima capacidad de bombeo de fluidos (bajos valores de -- P/E) debe ser elegida. Esto es debido a que se requiere menor presión del fluido motriz en la superficie.

#### 3.8.4. Gasto del Fluido Motriz

El gasto del fluido motriz está en función 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/día por SPM.
- $Q_1$  = Gasto teórico del fluido motriz, bl/día ( $q_1 \times \text{SPM}$ )
- $Q_1$  = Gasto real del fluido motriz, bl/día.
- $q_4$  = Desplazamiento de la bomba por SPM, bl/día por SPM
- $Q_4$  = Gasto de producción teórico, bl/día ( $q_4 \times \text{SPM}$ )
- $Q_4$  = Gasto de producción real, bl/día ( $Q_4 = Q_5 + Q_6$ )
- $Q_5$  = Producción de aceite, bl/día
- $Q_6$  = Producción de agua, bl/día
- $Q_1/Q_1$  = 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, indicadas por las -- Figs. 3B(1) a la 3B(14). Una bomba hidráulica subsuperficial nueva tiene un motor con una eficiencia aproximada del 95% y la bomba tiene una eficiencia arriba del 90%. Un buen diseño práctico 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 pueden ser ejemplificadas numéricamente como se indica a continuación:

$$Q_4 = Q_4' (Q_4/Q_4') = (q_4 \times \text{SPM}) (Q_4/Q_4') \quad (3.2)$$

$$Q_1 = \frac{Q_1'}{Q_1} = \frac{q_1 \times \text{SPM}}{Q_1'} \quad (3.3)$$

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

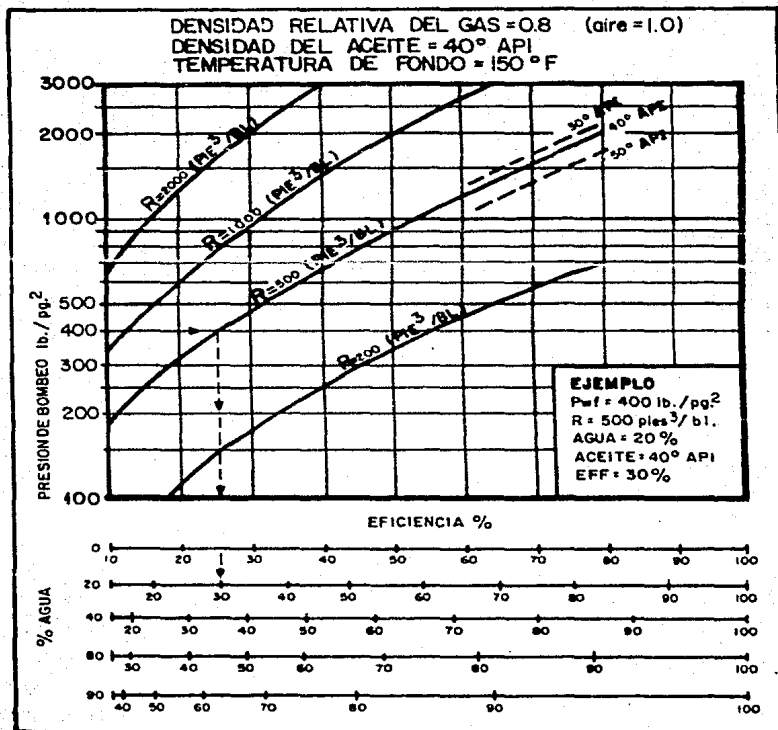
La presión requerida en una bomba hidráulica para operar - bajo condiciones teóricas de operación (no carga) se muestra en la Fig. 3.27. Este nomograma representa las caídas de presión por fricción mecánica e hidráulica a través de la bomba. La viscosidad del fluido motriz a la temperatura de fondo del pozo puede ser obtenida empleando las Figs. 3.28 y 3.29.

Las conversiones de °API a densidad relativa 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 se provoca por el bombeo del fluido de la bomba. Este valor no está bien definido 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  $\Delta P$  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 VOLUMETRICAS TEORICAS PARA BOMBAS DE TUBERIA DE REVESTIMIENTO**

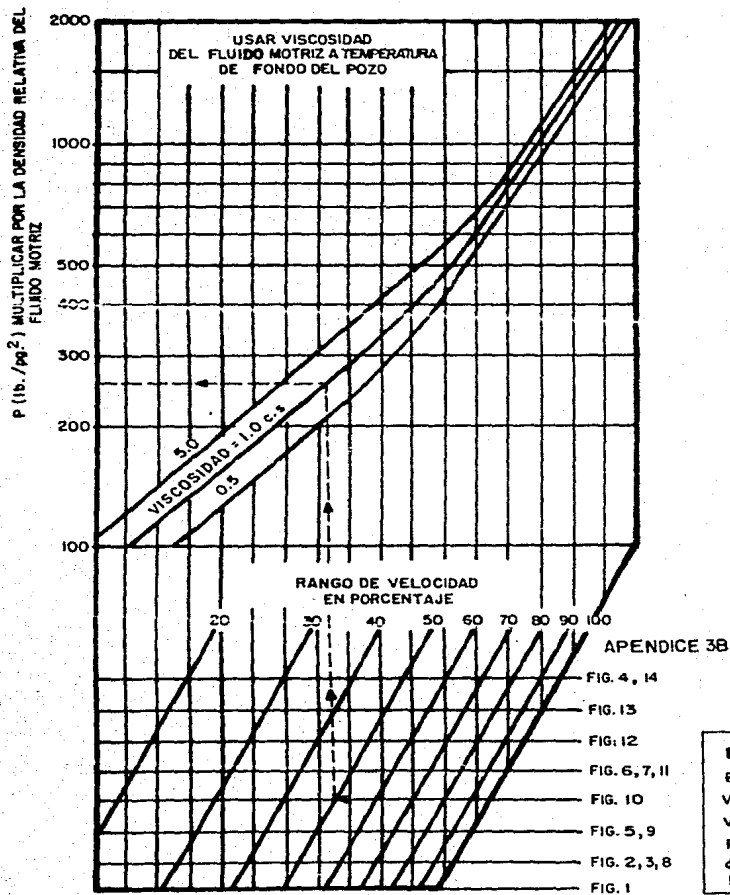
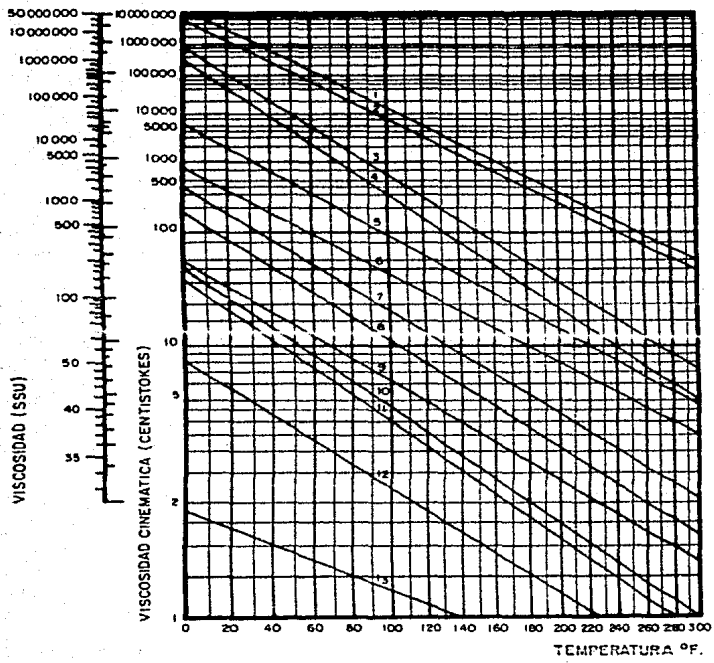
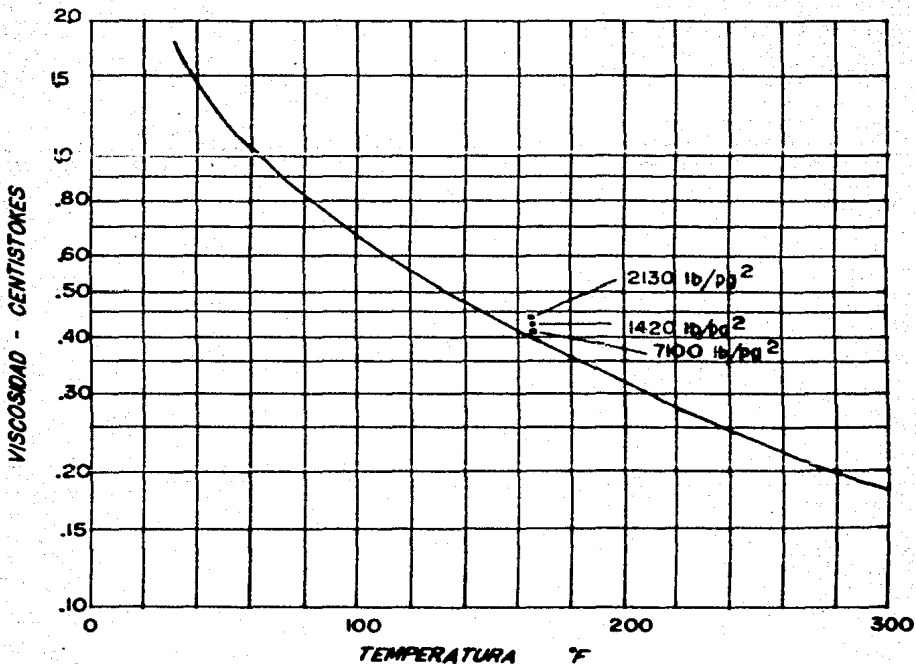


FIG. 3. 27. PRESION REQUERIDA PARA OPERAR UNA BOMBA HIDRAULICA SIN CARGA



	°API			°API	
1	9.5	BOSCAN, VEN.	8	30.6	VENTURA, CALIF.
2	10.7	BOSCAN, VEN.	9	31.1	KETTLEMAN HILLS, CALIF.
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	SANSINENA, CALIF.	12	44.0	DENTON, NEW MEXICO
6	25.6	SCHOLEM ALECHEM, OKLA.	13	50.7	KETTLEMAN HILLS, CALIF.
7	26.8	SEAL BEACH, CALIF.			

FIG. 3. 28. VISCOSIDAD DEL FLUIDO MOTRIZ A TEMPERATURA DE FONDO DEL POZO



**FIG. 3.29 VISCOSIDAD DEL FLUIDO MOTRIZ (AGUA)  
A LA TEMPERATURA DEL POZO.**

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

En el ejemplo mostrado en la Fig. 3.27, la  $\Delta P$  es 216 lb/pg<sup>2</sup>, es decir:

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

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

Suponiendo que se tiene una bomba de 2 1/2", de la Fig. 3B(10), 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,  $F_{PE}$  de 54 lb/pg<sup>2</sup> es correcta. 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, está en proporción directa del gasto de los fluidos que pasan a través de la bomba:

$$F_{PE} = 0.25 \frac{\Delta P \times q_4 \text{ del pistón usado } (Q_4/Q_4^i)}{q_4 \text{ (capacidad máxima del pistón)}} \quad (3.6)$$

Si el ejemplo de la Fig. 3.27 es una bomba de 2 1/2" x 1 3/4" - 1 1/2" (Fig. 3B(10)) 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:

$$F_{EE} = 0.75 \Delta P, \text{ de la Fig. 3.27}$$

$$F_{PE} = 0.25 \Delta P \times q_4/q_4^i \text{ máx. } (Q_4/Q_4^i), \text{ de la ecuación 3.6.}$$

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 de presión por fricción y densidades de los fluidos involucrados en los sistemas cerrado y abierto 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(9)) 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:

$$\begin{aligned}
 & - P_1 A_R - P_2 (A_E - A_R) + P_1 (A_E - A_R) - P_3 (A_P - A_R) + P_4 (A_P - A_R) + P_1 A_R = 0 \\
 & (P_1 - P_2)(A_E - A_R) - (P_3 - P_4)(A_P - A_R) = 0 \\
 & P_1 - P_2 - (P_3 - P_4) \frac{A_P - A_R}{A_E - A_R} = 0 \quad (3.8)
 \end{aligned}$$

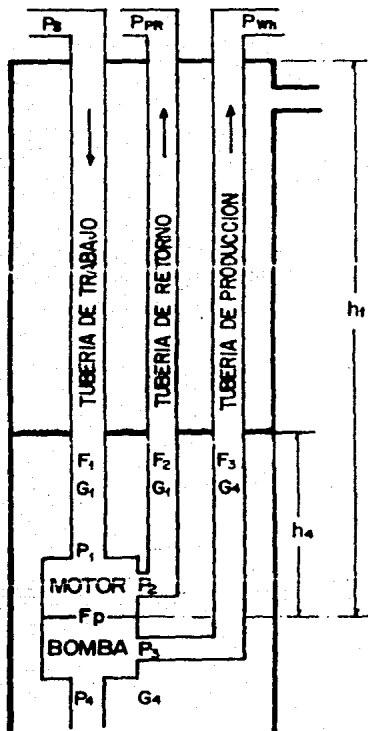
La fricción de la bomba,  $F_p$  no se muestra en la Fig. 3.31 debido a que no opera contra el área. Esta es función de la velocidad de la bomba, del paso del fluido en la bomba y de la fricción mecánica de la bomba. Dada su acción contraria al movimiento, debe tener un signo negativo y la ecuación se 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.





$$P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_3$$

$$P_2 = h_1 G_1 + F_2 + P_{PR}$$

$$P_3 = h_1 G_4 + F_3 + P_{wh}$$

$$P_4 = h_4 G_4 = P_{wf}$$

FIG.3.30A PRESIONES Y PERDIDAS POR FRICCIÓN QUE AFECTAN EL BOMBEO HIDRAULICO EN UN SISTEMA CERRADO.

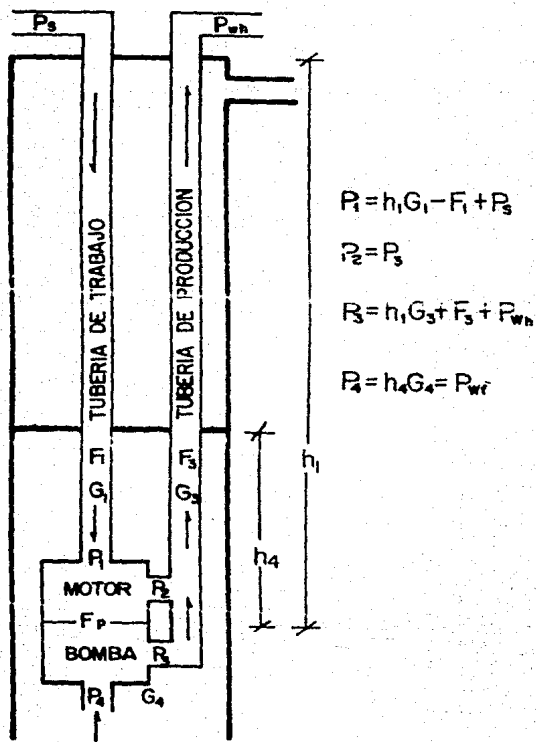


FIG. 3.30B PRESIONES Y PERDIDAS POR FRICCION QUE AFECTAN EL BOMBEO HIDRAULICO EN UN SISTEMA ABIERTO.

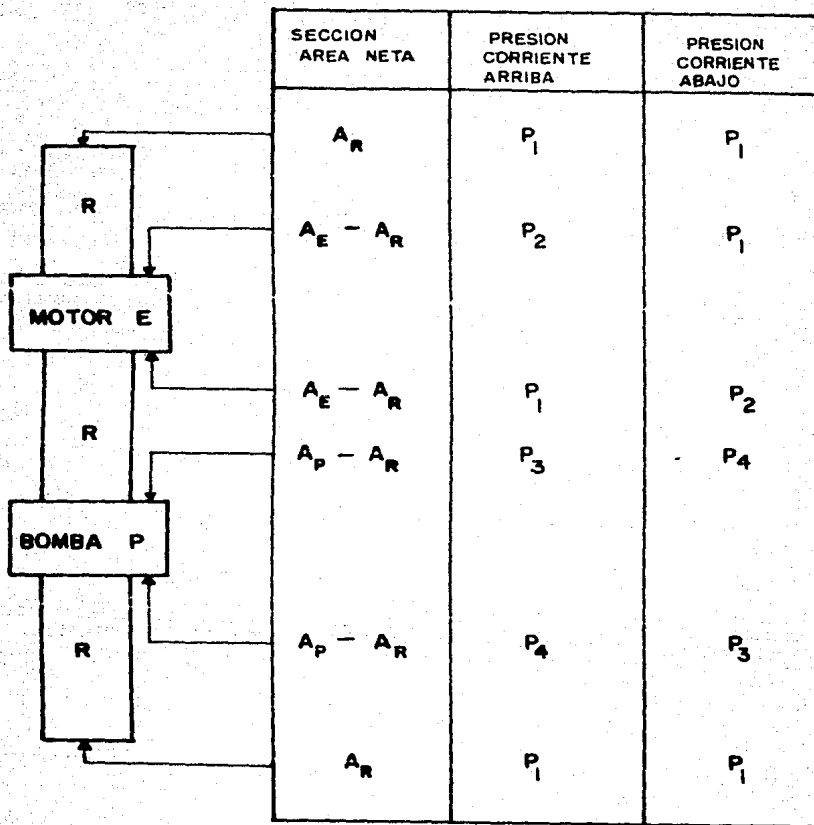


FIG. 3.31 PRESIONES QUE ACTUAN EN UNA BOMBA KOBE TIPO A.

La ecuación algebraica que relaciona áreas de bombas con P/E es diferente para diferentes tipos de bomba, tal que debe substituirse 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. 3.30A.

$$(h_1 G_1 - F_1 + P_s) - (h_1 G_1 + F_2 + P_{PR}) - (h_1 G_4 + F_3 + P_{FL} - h_4 G_4) P/E - F_p = 0$$

Para un desplazamiento ascendente, expresado en palabras es:

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Presión total} \\ \text{abajo del pis-} \\ \text{tón del motor.} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{l} \text{Presión en la} \\ \text{parte superior} \\ \text{del pistón} \\ \text{del motor} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area efect-} \\ \text{va del mo-} \\ \text{tor igual a} \\ \text{1} \end{array} \right] =$$

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Presión neta a través} \\ \text{de la bomba = presión} \\ \text{de descarga = presión} \\ \text{de entrada.} \end{array} \right] \left[ \begin{array}{l} \text{Area efectiva} \\ \text{de la bomba} \\ \text{igual a P/E} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{l} \text{Fricción} \\ \text{en la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] = 0$$

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 este término es casi siempre ignorado porque es muy pequeño. De la Fig. 3B (11) dicho 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  $500 \text{ lb/pg}^2$ , por tanto, multiplicando por 0.07 se tiene un valor de  $35 \text{ lb/pg}^2$  (para el sistema abierto,  $P_2 = P_3$ ).

Algunas bombas tienen valores diferentes de P/E para la carrera ascendente y descendente. Cuando la diferencia entre éstas es pequeña en la tabla aparece el valor promedio; cuando la diferencia es grande, se toma el mayor valor y la bomba tiene una restricción al paso del fluido motriz ya sea en la carrera ascendente o en la descendente con el objeto de tener, prácticamente, 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:

$$\begin{aligned} & \left[ \begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna del} \\ \text{fluido matriz} \end{array} \right] - \left[ \begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] \cdot \left[ \begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna de} \\ \text{retorno} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] + \\ & + \left[ \begin{array}{l} \text{Presión neta} \\ \text{a través del} \\ \text{pistón de la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] \cdot \left[ \begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} = P/E \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Fricción} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] \end{aligned}$$

Reordenando nuevamente 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:

$$\begin{aligned} & \left[ \begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna del} \\ \text{fluido matriz} \end{array} \right] \cdot \left[ \begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{del motor} \\ \text{igual a 1} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Presión en el} \\ \text{fondo de la} \\ \text{columna de} \\ \text{retorno} \end{array} \right] \cdot \left[ \begin{array}{l} \text{Area efectiva} \\ \text{del motor (=1),} \\ \text{más la bomba} \\ \text{( = P/E)} \end{array} \right] - \\ & - \left[ \begin{array}{l} \text{Presión} \\ \text{de fondo} \\ \text{fluyendo} \\ \text{(P}_{wf}\text{)} \end{array} \right] \cdot \left[ \begin{array}{l} \text{Area} \\ \text{efectiva} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} \\ \text{= P/E} \end{array} \right] + \left[ \begin{array}{l} \text{Fricción} \\ \text{de la} \\ \text{bomba} \end{array} \right] \end{aligned}$$

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  $(1 + P/E)$  en la presión superficial de operación,  $P_s$ .

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  $Q_4$  (sistema cerrado) o  $Q_3$  (sistema abierto) encontrar  $F_3$ , donde la gravedad específica de  $Q_3$  se obtiene dividiendo  $G_3$  por 0.433. La viscosidad se obtiene por:

$$\nu_3 = \frac{Q_1 r_1 + Q_5 r_5 + Q_6 r_6}{Q_1 + Q_4} \quad (3.19)$$

- (7) Sustituyendo en la ecuación (3.10) o (3.11) se obtiene el valor de  $P_5$ .

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 siguiente ecuación:

$$h_p = \Delta p \times q \times 1.7 \times 10^{-5} \quad \dots \quad (3.20)$$

donde:

$\Delta p$ , caída de presión, lb/pg<sup>2</sup>

$q$ , gasto de líquido, 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
11	.4331	.4328	.4325	.4322	.4319	.4316	.4313	.4310	.4307	.4304
12	.9930	.9923	.9916	.9909	.9902	.9895	.9888	.9881	.9874	.9868
13	.4301	.4298	.4295	.4292	.4289	.4286	.4282	.4279	.4276	.4274
14	.9861	.9854	.9847	.9840	.9833	.9826	.9820	.9813	.9806	.9799
15	.4271	.4268	.4265	.4262	.4259	.4256	.4253	.4250	.4247	.4244
16	.9792	.9785	.9778	.9772	.9765	.9759	.9752	.9745	.9738	.9731
17	.4241	.4238	.4235	.4232	.4229	.4226	.4224	.4221	.4218	.4215
18	.9725	.9718	.9712	.9705	.9698	.9692	.9685	.9679	.9672	.9665
19	.4212	.4209	.4206	.4203	.4200	.4198	.4195	.4192	.4189	.4186
20	.9659	.9652	.9646	.9639	.9632	.9626	.9619	.9613	.9606	.9600
21	.4183	.4180	.4178	.4175	.4172	.4169	.4166	.4163	.4160	.4158
22	.9593	.9587	.9580	.9574	.9567	.9561	.9554	.9548	.9541	.9535
23	.4155	.4152	.4149	.4146	.4143	.4141	.4138	.4135	.4132	.4130
24	.9529	.9522	.9516	.9509	.9502	.9497	.9490	.9484	.9478	.9471
25	.4127	.4124	.4121	.4118	.4116	.4113	.4110	.4108	.4105	.4102
26	.9465	.9459	.9452	.9446	.9440	.9433	.9427	.9421	.9415	.9408
27	.4099	.4097	.4094	.4091	.4088	.4085	.4083	.4080	.4078	.4075
28	.9402	.9396	.9390	.9383	.9377	.9371	.9365	.9358	.9352	.9346
29	.4072	.4069	.4067	.4064	.4061	.4059	.4056	.4053	.4050	.4048
30	.9340	.9334	.9328	.9321	.9315	.9309	.9303	.9297	.9291	.9285
31	.4045	.4043	.4040	.4037	.4034	.4032	.4029	.4027	.4024	.4021
32	.9279	.9273	.9267	.9260	.9254	.9248	.9242	.9236	.9230	.9224
33	.4019	.4016	.4014	.4011	.4008	.4005	.4003	.4000	.3998	.3995
34	.9218	.9212	.9206	.9200	.9194	.9188	.9182	.9176	.9170	.9165
35	.3992	.3990	.3987	.3985	.3982	.3979	.3977	.3974	.3972	.3969
36	.9159	.9153	.9147	.9141	.9135	.9129	.9123	.9117	.9111	.9108
37	.3957	.3954	.3952	.3949	.3946	.3944	.3941	.3939	.3936	.3934
38	.9100	.9094	.9088	.9082	.9076	.9071	.9065	.9059	.9053	.9047
39	.3941	.3939	.3936	.3933	.3931	.3929	.3926	.3923	.3921	.3918
40	.9042	.9036	.9030	.9024	.9018	.9013	.9007	.9001	.8996	.8990
41	.3918	.3913	.3911	.3908	.3906	.3904	.3901	.3898	.3896	.3894
42	.8984	.8978	.8973	.8967	.8961	.8956	.8950	.8944	.8939	.8933
43	.3891	.3888	.3886	.3884	.3881	.3879	.3876	.3874	.3871	.3868
44	.8927	.8922	.8916	.8911	.8905	.8899	.8894	.8888	.8883	.8877
45	.3866	.3864	.3862	.3859	.3857	.3854	.3852	.3849	.3847	.3845
46	.8871	.8866	.8860	.8855	.8849	.8844	.8838	.8833	.8827	.8822
47	.3842	.3840	.3837	.3835	.3833	.3830	.3828	.3825	.3823	.3821
48	.8816	.8811	.8805	.8800	.8794	.8789	.8783	.8778	.8772	.8767
49	.3818	.3816	.3813	.3811	.3809	.3807	.3804	.3802	.3799	.3797
50	.8762	.8756	.8751	.8745	.8740	.8735	.8729	.8724	.8718	.8713
51	.3795	.3792	.3790	.3787	.3785	.3783	.3781	.3778	.3776	.3774
52	.8708	.8702	.8697	.8692	.8686	.8681	.8676	.8670	.8665	.8660
53	.3771	.3769	.3767	.3765	.3762	.3760	.3758	.3755	.3753	.3751
54	.8654	.8649	.8644	.8639	.8633	.8628	.8623	.8618	.8614	.8607
55	.3748	.3746	.3744	.3742	.3739	.3737	.3735	.3732	.3730	.3728
56	.8602	.8597	.8591	.8586	.8581	.8576	.8571	.8565	.8560	.8555
57	.3726	.3723	.3721	.3719	.3716	.3714	.3712	.3710	.3707	.3705



T A B L A 3.1  
( Continuación )

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	3646	3646	3644	3642	3639
37	8398	8393	8388	8383	8378	8373	8368	8363	8358	8353
	3637	3635	3633	3631	3629	3626	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
	8229	8227	8225	8223	8221	8217	8217	8215	8213	8211
39	8179	8174	8169	8164	8159	8154	8149	8144	8139	8134
	3594	3592	3590	3588	3586	3584	3582	3580	3577	3576
40	8129	8124	8119	8114	8109	8104	8099	8094	8089	8084
	3574	3571	3569	3567	3565	3563	3561	3559	3557	3555
41	8079	8074	8069	8064	8059	8054	8049	8044	8039	8034
	3553	3551	3548	3547	3544	3542	3540	3538	3536	3534
42	8029	8024	8019	8014	8009	8004	7999	7994	7989	7984
	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	8059	8054	8049	8044	8039	8034	8029	8024	8019	8014
	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	3455
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	3386	3386	3384	3382	3380	3378
50	7795	7792	7788	7783	7779	7775	7770	7766	7762	7758
	3376	3375	3373	3371	3369	3367	3365	3363	3362	3360
51	7751	7749	7745	7741	7736	7732	7728	7724	7720	7715
	3356	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	7366	7362	7358	7354
	3200	3198	3197	3195	3194	3192	3190	3188	3187	3185

Sugerencia: es conveniente sustituir esta tabla por las ecuaciones:

$$y_f = 131.5 \frac{1.1-5}{T_{API}} \quad \text{y gradiente} = y_f \times .4331, \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

### 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. Puede emplearse un sistema central o unidades individuales de potencia de fluido motriz.

#### Procedimiento:

- (1) Determinar la presión de fondo fluyendo requerida para el gas to deseado.
- (2) Decidir el tipo de instalación (abierta o cerrada) y si se ven tea 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) Calcular la presión de levantamiento del fluido de retorno - (carga + fricción +  $P_{wh}$ ).
- (11) Determinar la presión efectiva de la columna del fluido motriz (carga estática-fricción).
- (12) Determinar las pérdidas de presión por fricción en la bomba.
- (13) Determinar la presión de operación superficial del fluido motriz.
- (14) Seleccionar una bomba triplex adecuada.

### EJEMPLO 3.1

Determinar la presión de operación del fluido motriz dados los siguientes datos:

$$\begin{aligned} Q_5 &= 200 \text{ bl/día de } 40^\circ\text{API} \\ Q_6 &= 100 \text{ bl/día de } \gamma_w = 1.03 \\ P_4 &= 600 \text{ lb/pg}^2 \\ h_1 &= 10.000 \text{ pie} \\ P_{FL} = P_{wh} &= 75 \text{ lb/pg}^2 \end{aligned}$$

Temperatura en el fondo del pozo =  $180^\circ\text{F}$

Densidad del fluido motriz =  $40^\circ\text{API}$

Suponer:

Bomba: 252016 Fig. 3.B(7); sistema abierto paralelo con tubería de inyección del fluido motriz de 2 7/8 pg. D.E. y tubería de producción de 2 3/8 pg. D.E. con gas venteado a la superficie por el espacio anular, por lo cual no se requiere la RGA.

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

Solución:

$$\begin{array}{l} \text{de la Figura 3.B (7)} \end{array} \left\{ \begin{array}{l} q_1 = 16.5 \text{ bl/día por SPM} \\ q_4 = 10.6 \text{ bl/día por SPM} \\ P/E = 0.64 \end{array} \right.$$

$$Q_4 = Q_5 + Q_6 = 200 + 100 = 300 \text{ bl/día}$$

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

(2) De la Figura 3.28, la viscosidad para  $40^\circ\text{API}$  a  $180^\circ\text{F}$  (entre las líneas 11 y 12) es aproximadamente 1.5 centistokes. De la Tabla 3.1 la densidad relativa de  $40^\circ\text{API}$  = 0.8251.

∴ de la Fig. 3B (7) la velocidad máxima de bombeo es 51 SPM y el porcentaje de velocidad de bombeo =  $\frac{33.3}{51} \times 100 = 65$

con el % de velocidad de bombeo y entrando a la Fig. 3.27 en forma vertical hasta intersectar con la viscosidad = 1.5 centistokes

y en forma horizontal hasta el eje de las ordenadas se obtiene:

$$\Delta p \approx (410) \cdot (\gamma_f) \quad \text{y como } \gamma_f = 0.8251$$

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

como el  $F_{PE}$  es pequeño ( $47 \text{ lb/pg}^2$ ) se desprecia; por lo que:

$$F_p = \Delta p = 338 \text{ lb/pg}^2$$

$$(3) \quad Q_1 = \frac{q_1 \times \text{SPM}}{Q_1 / Q_1} = \frac{(16.5)(33.3)}{0.9} = 610 \text{ bl/día}$$

(4) En el paso (2) la viscosidad del fluido motriz fue calculado a la temperatura de fondo, pero para ser más precisos en la determinación del factor de fricción en la IP, es necesario calcular la temperatura desde el fondo hasta la superficie.

Suponiendo que la temperatura del fluido que retorna a la superficie es de  $100^\circ\text{F}$  se tendrá una temperatura promedio de:

$$\frac{180 + 100}{2} = 140^\circ\text{F}$$

de la Fig. 3.28 la viscosidad promedio del aceite = 2.1 centistokes a  $140^\circ\text{F}$  y sustituyendo un gasto de 610 bl/día, densidad = 0.8251 y IP de 27/8 pg, en la expresión del apéndice 3A se tiene:

$$F_1 = 13 \text{ lb/pg}^2$$

(5) De la Tabla 3.1 con 40 °API,  $G_1 = G_5 = 0.3574 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$

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

$$G_3 = \frac{Q_1 G_1 + Q_5 G_5 + Q_6 G_6}{Q_1 + Q_4}$$

$$G_3 = \frac{(610)(0.3574) + (200)(0.3574) + (100)(0.446)}{610 + 300} = 0.367 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

(6) La densidad relativa de  $Q_3 = \frac{0.367}{0.433} = 0.848$

La viscosidad del agua  $\gamma_6$  a  $140^\circ\text{F}$  (de la Fig. 3.29) es  $\approx 0.46$  centistokes.

$$\gamma_3 = \frac{Q_1 \gamma_1 + Q_5 \gamma_5 + Q_6 \gamma_6}{Q_1 + Q_4}$$

$$\gamma_3 = \frac{(610)(2.1) + (200)(2.1) + 100(0.46)}{610 + 300} = 1.92 \text{ centistokes}$$

Sustituyendo  $Q_1+Q_4 = 910$  bl/día,  $\gamma_3=1.92$  centistokes, densidad = 0.848 para una TP de retorno de  $2 \frac{3}{8}$  pg, en la expresión del Apéndice 3A se tiene:

$$F_3 = 73.61 \text{ lb/pg}^2$$

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

$$p_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_s$$

$$p_1 = (10000 \times 0.3574) - 13 + P_s$$

$$p_1 = 3561 + P_s$$

de los pasos (5) y (6),  $G_3 = 0.367$  y  $F_3 = 73.61$  entonces:

$$p_3 = h_1 G_3 + F_3 + P_{wh}$$

$$p_3 = (10000 \times 0.367) + 73.61 + 75 = 3818.61 \text{ lb/pg}^2$$

del paso (2);  $F_p = 338 \text{ lb/pg}^2$  y de los datos:  $P_4=600 \text{ lb/pg}^2$  y  $P/E = 0.64$

Sustituyendo en la ecuación (3.13)

$$p_1 - p_3 - (p_3 - p_4)P/E - F_p = 0$$

$$(3561 + P_s) - 3818.61 - (3818.61 - 600) 0.64 - 338 = 0$$

$$\therefore P_s = 2655.51 \text{ lb/pg}^2$$

$$\begin{aligned} \text{HP superficial} &= \Delta p \times q \times 1.7 \times 10^{-5} \\ &= (2655.5)(610)(1.7)(10^{-5}) \end{aligned}$$

$$\text{HP} = 27.53$$

$$\begin{aligned} \text{HP bomba subsup.} &= (3818.61 - 600)(300)(1.7)(10^{-5}) \\ \text{HP} &= 16.41 \end{aligned}$$

### EJEMPLO 3.2

Calcular la presión de inyección del fluido de trabajo -- ( $p_c$ ), empleando las mismas condiciones del ejemplo 3.1, teniendo como datos adicionales conocidos:  $R=200$  pie<sup>3</sup>/bl y  $P_{PR} = 30$  lb/pg<sup>2</sup>.

Suponer:

Un sistema cerrado, el gas pasa por la bomba, con tubería inyectora de 2 7/8 pg, tubería de retorno de 1 1/4 pg y como tubería de producción se utiliza el espacio anular (7 pg) arreglo similar a la Fig. 3.12,

Seleccionar la Fig. 3B (8) Apéndice 3B para 2 1/2" x 1 7/16" x 1 1/4"

Solución:

de la Fig. 3B (8)

$$q_1 = 7.13 \text{ bl/día por SPM}$$

$$q_4 = 4.92 \text{ bl/día por SPM}$$

$$P/E = 0.700$$

Dado que el gas pasa por la bomba se utiliza la Fig. 3.26 para saber el desplazamiento requerido de la bomba (eficiencia). Por tanto si  $p_{wf} = 600$  lb/pg<sup>2</sup> y  $R=200$  pie<sup>3</sup>/bl con un % de agua de  $\frac{100}{300} \times 100 = 33.33\%$  resulta una eficiencia teórica de la bomba  $\approx 80\%$ .

Si se supone una eficiencia de la bomba debida al resbalamiento - del 85%, la eficiencia total de la bomba es  $\frac{Q_4}{Q_1} = 0.80 \times 0.85 = 0.68$

$$(1) \quad \text{SPM} = \frac{Q_4}{q_4 \times \frac{Q_4}{Q_1}} = \frac{300}{4.92 \times 0.68} = 89.7$$

(2) De la Fig. 3B (8), la velocidad máxima de desplazamiento es de 100 SPM; por ciento de velocidad, es igual a:

$$\frac{89.7}{100} \times 100 = 89.7$$

Entrando a la Fig. 3.27, con el valor determinado previamente de 1.5 centistokes y 89.7% da:

$$\Delta p \times V_f = (460)(0.8251)$$

$$\therefore \Delta p \approx 380 \text{ lb/pg}^2$$

para saber si  $F_{PE}$  es despreciable, se puede analizar de la forma siguiente:

$$F_{PE} = 0.25 \Delta p \left( \frac{Q_4 \text{ del pistón seleccionado}}{Q_4 \text{ del desplazamiento máximo del pistón}} \right) \times \frac{Q_4}{Q_4}$$

$$F_{PE} = (0.25)(380) \left( \frac{4.92}{7.03} \right) (0.68) = 45.21 \text{ lb/pg}^2$$

cuando  $F_{PE}$  es menor a  $50 \text{ lb/pg}^2$ , los fabricantes de bombas, recomiendan despreciarlo.

$$\therefore F_p = \Delta p = 380 \text{ lb/pg}^2$$

$$(3) Q_1 = \frac{Q_1 \times \text{SPM}}{Q_1} = \frac{(7.13)(89.7)}{0.9} \approx 711 \text{ bl/día}$$

(4) Sustituyendo  $Q_1 = 711 \text{ bl/día}$ , TP inyectora  $2 \frac{7}{8} \text{ pg}$  y  $2.1$  centistokes de viscosidad en la expresión del Apéndice 3A se tiene:

$$F_1 = \approx 13.64 \text{ lb/pg}^2$$

y para:  $T_{PR} = 1 \frac{1}{4} \text{ pg}$ ,  $Q_1 = 711 \text{ bl/día}$  y  $2.1$  centistokes:

$$F_2 = \approx 264 \text{ lb/pg}^2$$

$$(5) G_4 = \frac{Q_5 G_5 + Q_6 G_6}{Q_4} \quad \text{donde } G_6 = \delta_w^A \times G_w = (1.03)(0.433)$$

$$G_4 = \frac{(200)(0.3574) + (100)(0.446)}{300}$$

$$G_4 = \frac{71.5 + 44.6}{300} = 0.387 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

(6) Densidad relativa de  $Q_4$

$$\delta_4 = \frac{0.387}{0.433} = 0.894$$

Suponiendo que la  $T$  superficie =  $100^\circ\text{F}$  la temperatura promedio =  $\frac{T_s + T_f}{2} = 140^\circ\text{F}$  y entrando a la Fig. 3.28 se obtiene la viscosidad promedio del aceite  $\nu_1 = 2.1$  centistokes.

A la T promedio = 140°F y empleando Fig. 3.29 se obtiene  $\gamma_6 \approx 0.46$  centistokes la viscosidad de  $\gamma_4$  es:

$$\gamma_4 = \frac{200(2.1) + (100)(0.46)}{300} = \frac{466}{300} = 1.55 \text{ centistokes}$$

La caída de presión por fricción en las dos tuberías (de retorno y producción), empleando la expresión del apéndice 3A y con un -- gasto de 300 bl/día y  $\gamma_4 = 1.55$  es despreciable:

$$\therefore F_3 = 0$$

$$(7) \quad P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_s$$

$$P_1 = (10000)(0.3574) - 13.64 + P_s$$

$$P_1 = 3560 + P_s$$

$$P_2 = h_1 G_1 + F_2 + P_{PR}$$

$$P_2 = (10000)(0.3574) + 264 + 30 = 3868 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_3 = h_1 G_4 + F_3 + P_{wh}$$

$$P_3 = (10000)(0.387) + 0 + 75 = 3945 \text{ lb/pg}^2$$

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

$$(P_s + 3560) - 3868 - (3945 - 600)0.7 - 380 = 0$$

$$P_s - 688 - (3345)(0.7) = 0$$

$$P_s = 688 + 2342$$

$$\therefore P_s = 3030 \text{ lb/pg}^2$$

(8) Cálculo del HP requerido en la superficie

$$HP = \Delta p \times Q \times 1.7 \times 10^{-5}$$

$$HP = (3030)(711)(1.7)(10^{-5}) = 36.62$$

(9) Cálculo del HP en la bomba subsuperficial.

$$HP = (3945 - 600) (300)(1.7)(10^{-5})$$

$$HP = 17.0$$



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 (A CHORRO)

## 4.1. GENERALIDADES

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 total es convertida a una carga por velocidad. La tobera descarga un chorro en la cámara de entrada de los fluidos del pozo, la cual tiene comunicación con la formación. En la cámara de mezclado cuyo diámetro es mayor al 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 carga por velocidad se convierte en carga por presión estática; cuando esta presión es mayor que la ejercida por la columna de fluidos en el espacio anular, se establece el flujo 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 se tiene en lo compacto de la sección de trabajo compuesta por la tobera, la entrada a la cámara de mezclado y el difusor, esto facilita su instalación, además permite al bombeo hidráulico 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, tipo pistón. Sin embargo, se ha incrementado su empleo para pozos de grandes gastos (10 000 bl/día) y fluidos 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 es muy similar, 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 A, con descarga en el espacio anular y anclada en la tubería de re-vestimiento. 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 B, 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 usar cámara de mezclado y toberas grandes, 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. Una característica 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 un solo sentido.

## 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.

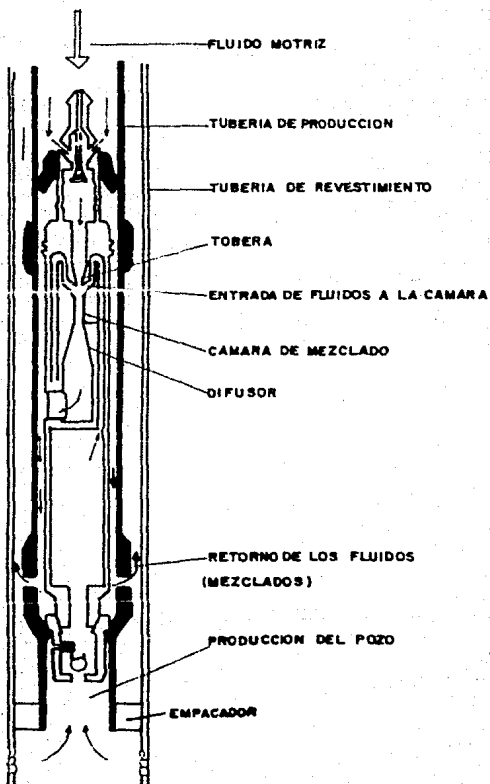
De la consideración efectuada por Gosline y O'Brien, refiriéndose a la Fig. 4.4, se definieron los siguientes términos:

$$* M = \frac{q_3}{q_1} \quad (4.1)$$

$$q_1 = \frac{q_3}{M} \quad (4.1a)$$

$$R = \frac{A_j}{A_t} \quad (4.2)$$

\* Nomenclatura al final del capítulo.



**FIG. 4.1 BOMBA KOBE TIPO "A" DE CHORRO**

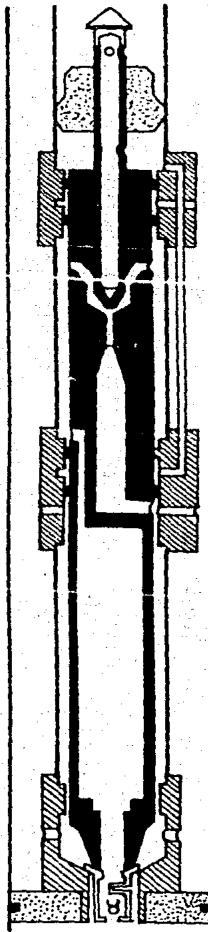


FIG. 4.2 BOMBA KOBE TIPO B DE T.R.



LEYENDA:

- FLUIDO PRODUCIDO
- FLUIDO MOTRIZ
- FLUIDO MOTRIZ MAS FLUIDO PRODUCIDO

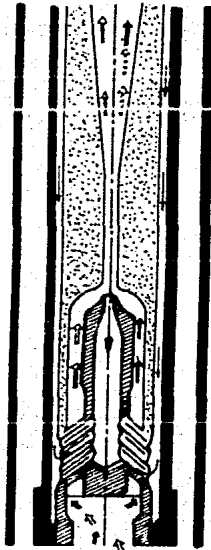
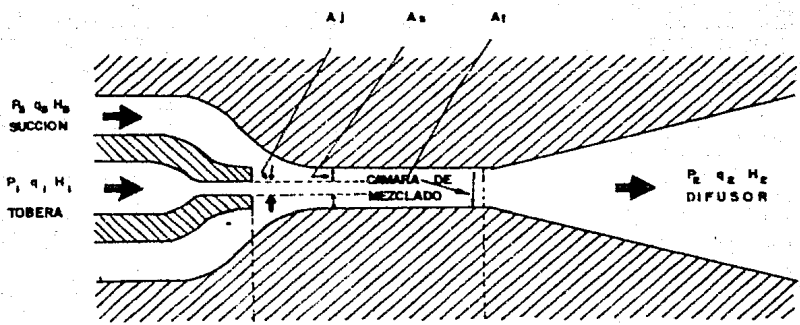


FIG. 4.3. TIPOS DE BOMBAS JET.



**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 la pérdida 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 en forma aproximada:

$$F_t = \rho K_t (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} \quad (4.12)$$

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 en flujo por tubería. Similarmenete para el difusor, la succión y en la tobera respectivamente se tienen las siguientes pérdidas de energía:

$$F_d = \rho K_d (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} \quad (4.13)$$

$$F_s = \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} \quad (4.14)$$

$$F_j = \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.15)$$

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:

$$F_f = \rho K_t (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_d (q_1 + q_3) \frac{v_t^2}{2g} + \rho K_s (q_3) \frac{v_s^2}{2g} + \rho K_j (q_1) \frac{v_j^2}{2g} \quad (4.16)$$

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:

$$\begin{aligned} (\rho)(H_1 - H_2) = M(\rho)(H_2 - H_3) + (\rho) \frac{(v_j - v_t)^2}{2g} + M(\rho) \frac{(v_s - v_t)^2}{2g} + \\ + (\rho)(K_t + K_d)(1+M) \frac{v_t^2}{2g} + (\rho) K_s M \frac{v_s^2}{2g} + (\rho) \frac{v_j^2}{2g} \end{aligned} \quad (4.19)$$

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:

$$\begin{aligned} (H_1 - H_2) = M(H_2 - H_3) + \frac{[v_j - v_j R(1+M)]^2}{2g} + M \frac{(Mv_j \frac{R}{1-R} - v_j R(1+M))^2}{2g} \\ + (K_d + K_t)(1+M) \frac{[v_j R(1+M)]^2}{2g} + K_s M \frac{[Mv_j \frac{R}{1-R}]^2}{2g} + K_j \frac{v_j^2}{2g} \\ (H_1 - H_2) = M(H_2 - H_3) + \frac{v_j^2}{2g} [1 - R(1+M)]^2 + \frac{v_j^2}{2g} M \left[ M \frac{R}{1-R} - R(1+M) \right]^2 + \\ + (K_t + K_d)(1+M) \frac{v_j^2}{2g} [R(1+M)]^2 + K_s M \frac{v_j^2}{2g} \left[ \frac{MR}{1-R} \right]^2 + K_j \frac{v_j^2}{2g} \\ (H_1 - H_2) = M(H_2 - H_3) + \frac{v_j^2}{2g} \left\{ K_j + K_s M^3 \left( \frac{R}{1-R} \right)^2 + (K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 + \right. \\ \left. + [1 - R(1+M)]^2 + M \left[ M \frac{R}{1-R} - R(1+M) \right]^2 \right\} \end{aligned} \quad (4.23)$$

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:

$$\begin{aligned}
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2} \left\{ K_j + K_s M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + \right. \\
 &+ (K_t + K_d)(1+M^3)R^2 + 1 - 2R(1+M) + R^2(1+M)^2 + M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 - 2M^2(1+M) \left(\frac{R^2}{1-R}\right) + M(1+M)^2 R^2 \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2} \left\{ (1+K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 - 2R - 2RM + R^2 + 2R^2M + R^2M^2 - \\
 &- 2\left(\frac{R^2}{1-R}\right)M^2 - 2\frac{R^2}{1-R}M^3 + R^2M + 2R^2M^2 + R^2M^2 \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2} \left\{ (1+K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 + (R^2 + 3R^2M + 3R^2M^2 + R^2M^3) - 2R - 2RM - \\
 &- 2\left(\frac{R^2}{1-R}\right)M^2 - 2\frac{R^2}{1-R}M^3 \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) - (1+K_s)M^2} \left\{ (1+K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 + R^2(1+M)^3 - 2R(1+M) - \\
 &- 2\frac{R^2}{1-R}M^2(1+M) \left. \right\} \\
 (H_1 - H_2) &= M(H_2 - H_3) + \frac{(H_1 - H_3)}{(1+K_j) + (1+K_s)M^2} \left\{ (1+K_j) + \right. \\
 &+ (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (1+K_t + K_d)(1+M)^3 R^2 - 2R(1+M) - 2\frac{R^2}{1-R}M^2(1+M) \left. \right\}
 \end{aligned}
 \tag{4.30}$$

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:

$$N = \left[ (1+K_j) + (1+K_s)M^3 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 + (1+K_j+K_d)(1+M)^3 R^2 - 2R(1+M) - 2R(1+M) - 2\left(\frac{R^2}{1-R}\right) M^2 (1+M) \right] / \left[ (1+K_j) - (1+K_s)M^2 \left(\frac{R}{1-R}\right)^2 \right] \quad (4.32)$$

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, donde M es función del flujo en la bomba, de esta forma, de la ecuación (4.1):

$$M = \frac{q_3}{q_1}$$

La ecuación (4.36) es función exclusivamente de M para un tipo de bomba. Además respecto a la ecuación (4.36) la carga total puede aproximarse empleando una presión estática, de manera que:

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{1 - N}{N + M} = f(M) \quad (4.37)$$

En lo sucesivo, la carga total  $H_i$  puede ser considerada como una presión estática,  $P_i$ , 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. Además para altas cargas de descarga, por ejemplo en un pozo profundo, la geometría de la bomba (representada por  $R$ ) y la relación de gastos  $M$ , deben seleccionarse de manera que se obtenga un valor de  $H$  alto.

#### 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:

$$E = \frac{(HP)_{q_3}}{(HP)_{q_1}} = \frac{q_3 (P_2 - P_3)}{q_1 (P_1 - P_2)} \quad (4.40)$$

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 seleccionadas cubren un rango amplio; desde una carga alta para gastos bajos (relación A con R = .410) -- hasta una carga baja y gasto alto (relación E con R = .100). En la tabla 4.1 se encuentran el diámetro y área de tobera así como el área de la cámara de mezclado, de las bombas disponibles.

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

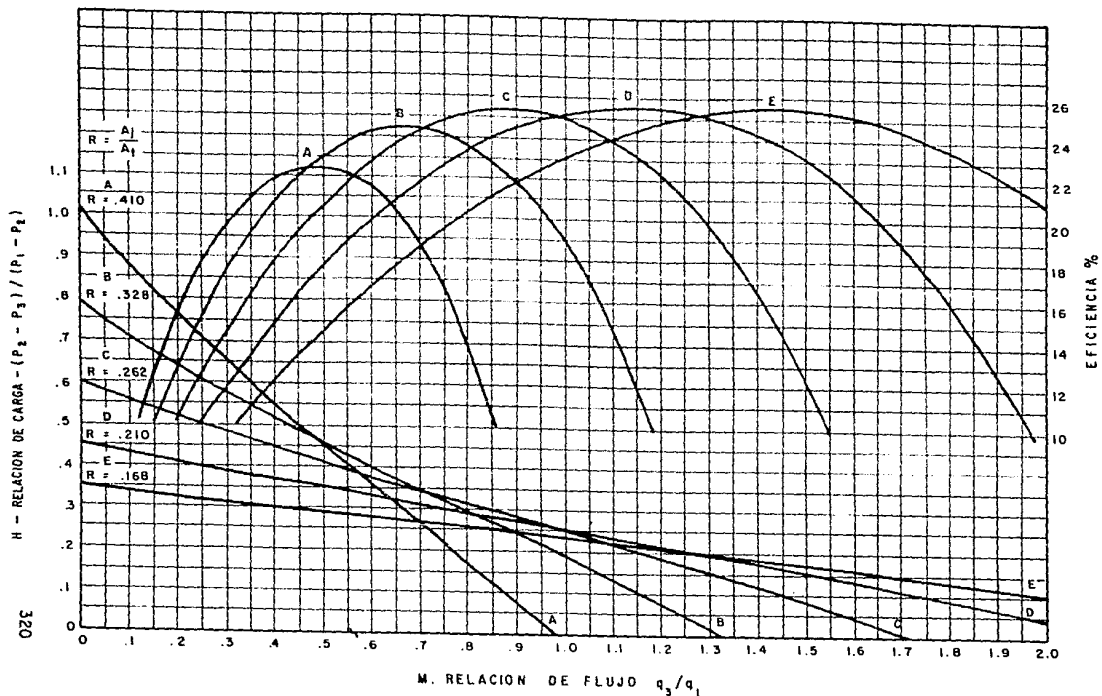


FIG. 4.5. GRAFICA DE H. CONTRA M PARA DIFERENTES VALORES DE R.



Una bomba con alta carga se emplea en pozos profundos. - Notar que la máxima eficiencia de la relación A se tiene para  $M = .5$ . Esto significa que por cada barril producido ( $q_3$ ) deben suministrarse dos barriles de fluido motriz ( $q_1$ ). Por otra parte, las bombas para alto gasto se emplean en pozos someros y solo requieren de .7 barriles de fluido motriz para cada barril de fluido producido, para un valor de  $M = 1.45$  en el punto de máxima eficiencia.

Debe quedar claro que el comportamiento descrito por la Fig. 4.5 solo muestra los puntos de operación normal sin cavitación, considerando los coeficientes de pérdida y las relaciones de áreas anteriormente descritos.

Ejemplo 4.1. Dadas las siguientes presiones:

$$P_1 = 6000 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_2 = 3000 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_3 = 1000 \text{ lb/pg}^2$$

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 se lee una eficiencia del 19%.

Para una relación de bombeo B con las mismas presiones,  $H = 0.667$ , pero el punto de operación de  $M = 0.16$  da 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 \*

A partir de la ec. (4.25) la presión a la entrada de la cámara de mezclado ( $P_a$ ) siempre es menor que la carga a la succión  $H_3$ . Si  $P_a$  es menor a  $P_r$  (presión de vapor del fluido bombeado) - entonces se presenta la cavitación. Ya que  $P_v$  es la presión mínima permisible a la entrada de la cámara, el gasto a la succión bajo estas condiciones, es el máximo para el valor de  $H_3$  correspondiente.

Tratar de bajar  $P_a$  a que sea menor a  $P_r$ , incrementando el gasto en la tobera, provoca mayor volumen de vapor en la succión. Por lo que el choque de las burbujas de vapor contra la cámara -- provoca un daño severo debido a los microcohetes a alta velocidad resultado del colapso asimétrico de las burbujas. Por tal motivo evitar la cavitación es muy importante en las bombas a chorro.

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 obtenida de la ecuación (4.29), e  $I_c$  es el índice de cavitación determinado experimentalmente, por tanto:

\* Ver apéndice 4A.

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 a  $M_c$  no habrá cavitación. -- Cuando se experimenta un incremento del valor de  $M$  hasta alcanzar  $M_c$  se tendrá cavitación en la entrada de la cámara de mezclado y -- el comportamiento de la bomba puede desviarse del esperado de -- 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:

$$M_c = \frac{1-0.328}{0.328} \sqrt{1+0.15 \sqrt{1.35 \frac{1000}{(6000-1000)+1000}}} = 0.789$$

De los resultados del ejemplo 4.1:

M de la curva A = 2.85

y M de la curva B = 0.160 y estos valores son menores que los respectivos de  $M_c$ ; por lo tanto el bombeo puede operar sin cavitación.

Ahora bien si  $P_1$  se incrementa a 8000 lb/pg<sup>2</sup>,

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{3000 - 1000}{8000 - 3000} = 0.4$$

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.

$$R = 0.410$$

Relación A: M = 0.555 (de la Fig. 4.5)

$$E = 22.2\%$$

$$M_c = \frac{1-0.410}{0.410} \sqrt{1+0.15 \sqrt{1.35 \frac{1000}{(8000-1000)+1000}}} = 0.477$$

Como se observa el valor determinado de  $M_c$  es menor que M; por tanto, el bombeo presenta cavitación.

$$R = 0.328$$

Relación B: M = 0.605

$$E = 24.2\%$$

$$M_c = \frac{1-0.328}{0.328} \sqrt{1+0.15 \sqrt{1.35 \frac{1000}{(8000-1000)+1000}}} = 0.680$$

Como en este caso M es menor que  $M_c$ , no existe cavitación y además la eficiencia es alta.

$$R = 0.262$$

Relación C: 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 presenta cavitación, pero la eficiencia es baja y menor que en la relación B.

$$\begin{aligned} \text{Relación D: } & R = 0.210 \\ & M = 0.245 \\ & E = 9.8 \% \\ & M_c = 1.248 \end{aligned}$$

Esta relación es la que está más alejada del problema de presentar cavitación, pero la eficiencia tiene una declinación significativa.

Del 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<sub>1</sub>, P<sub>2</sub> y P<sub>3</sub>, 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<sub>c</sub> 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.

En la Fig. 4.5 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 es idéntico; sin embargo, se demostró anteriormente que para casos semejantes las características de cavitación de las bombas no son las mismas. Sin embargo la respuesta a un cambio de presión de descarga es 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.

Al incrementar 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, en 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 incrementa  $P_1$  para recuperar la pérdida de producción. Por esta razón, una forma 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 incrementar 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:

$$\text{Sensibilidad a la contrapresión} = X = \left( \frac{dP_1}{dP_2} \right)_{q_3, P_3} = \text{constante}$$

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 intersección del eje vertical y  $m$  es la pendiente de la línea, Fig. 4.6:

A partir de la ecuación (4.49), se tiene que:

$$M = \frac{H-I}{-m} = \frac{I-H}{m} \quad (4.50)$$

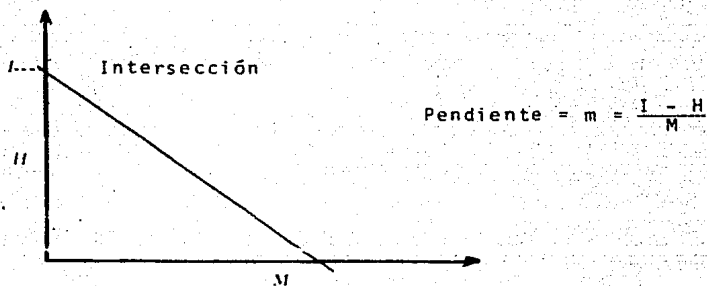


FIG. 4.6. APROXIMACION DE LAS CURVAS DE H - M

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  $q_3$ :

$$0 = \frac{1}{2\sqrt{P_1 - P_3}} \frac{\partial P_1}{\partial P_2} (1) - \frac{1}{2} \frac{\frac{\partial P_1}{\partial P_2}}{\sqrt{P_1 - P_3}} H + \sqrt{P_1 - P_3} \frac{\partial}{\partial P_2} \left( 1 - \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} \right)$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{1}{2} - \frac{H}{2} \right) - \frac{H}{2} \frac{\partial P_1}{\partial P_2} + (P_1 - P_3) \frac{\partial}{\partial P_2} \left( 1 - \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} \right)$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{1}{2} - \frac{H}{2} \right) + (P_1 - P_3) \left\{ 0 - \left[ \frac{(P_1 - P_2) - (P_2 - P_3) \frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1}{(P_1 - P_2)^2} \right] \right\}$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{1}{2} - \frac{H}{2} \right) - (P_1 - P_3) \left[ \frac{1 - H \left( \frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1 \right)}{(P_1 - P_2)^2} \right]$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{1}{2} - \frac{H}{2} \right) - \frac{P_1 - P_3}{P_1 - P_2} \left[ 1 - H \left( \frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1 \right) \right]$$

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:

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{1}{2} - \frac{H}{2} \right) - (H+1) \left[ 1 - H \left( \frac{\partial P_1}{\partial P_2} - 1 \right) \right] = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{1}{2} - \frac{H}{2} \right) - (H+1) + H(H+1) \frac{\partial P_1}{\partial P_2} - H(H+1) = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left[ \frac{1}{2} - \frac{H}{2} + H(H+1) \right] - (H+1) - H(H+1)$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left[ \frac{1}{2} - \frac{H}{2} + H(H+1) \right] - H - 1 - H^2 - H = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{1 - H + 2H(H+1)}{2} \right) - H^2 - 2H - 1$$

$$0 = \frac{\partial P_1}{\partial P_2} \left( \frac{1 - H + 2H(H+1)}{2} \right) - (H+1)^2$$

$$\frac{\partial P_1}{\partial P_2} = \frac{2(H+1)^2}{1 - H + 2H(H+1)} = x \quad (4.55)$$

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  $\frac{\int P_1}{\int P_2} = 4.24$

para  $H = 0.265$ , mientras que la relación A tiene:

con  $I = 1$  siendo que  $\frac{\int P_1}{\int P_2} = 2.28$ .

por tanto, la relación E puede requerir un incremento en  $P_3$  de --  $150 \times 4.24 = 636 \text{ lb/pg}^2$ , para el incremento de  $P_2$  de  $150 \text{ lb/pg}^2$  - 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 baja potencia. Además, cualquier dato erróneo del pozo puede afectar la presión de descarga de la bomba, así como el gradiente del fluido, la contrapresión en la línea de flujo del pozo y la relación gas-aceite, provocan mayores errores en la predicción del comportamiento en relaciones pequeñas (E) que con relaciones grandes como (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 de terminados. Los rangos de producción pueden variar dependiendo -- del pozo, de 100 bl/día a 15000 bl/día; para esto se dispone de una variedad considerable de toberas.

En la Tabla 4.1 se presenta un conjunto de toberas. Se -- observa que el incremento de área de una tobera a otra es del -- 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 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 y de la densidad del fluido motriz.

La ecuación (4.44) puede reacomodarse de la siguiente ma-- nera, para trabajar con las unidades del campo:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\rho}} \quad (4.56)$$

Donde:

$q_1$  (bl/día)

$A_j$  ( $pg^2$ )

$P_1$  y  $P_3$  (lb/ $pg^2$ )

$\rho$  = densidad relativa fluido motriz (agua=1.0)

$K_j = 0.15$

Despejando  $A_j$  de la ecuación (4.56):

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\rho}}} \quad (4.57)$$

Las cámaras de mezclado que se presentan en la Tabla 4.1 están dispuestas en orden creciente de su velocidad y están dimen-- sionadas 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 son 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 es- tándar.
			4 -12	4-13 serie de alto volu- men.
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 es- tándar.
			4 -16	4-17 serie de alto volu- men.
3"	5 -13	5-16 (tipo A)	4 -18	4-19 serie de alto volu- men.
	7 -15	7-19 (tipo B)		

No todas las toberas y cámaras de mezclado son útiles -- para una sarta de TP, ya que comunmente se emplean bombas libres cuyo diámetro exterior está limitado por la restricción de que -- tienen que pasar por el interior de la T.P. La Tabla 4.3 contiene el tamaño de tobera que actualmente ofrecen dos fabricantes.

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 rela- ción A de bombeo? considerando una densidad relativa del fluido -- = 0.8 (agua = 1.0).

(1) Calcular  $q_1$  con la ecuación (4.56):

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}$$

$$q_1 = 1214.5 (0.01414) \sqrt{\frac{5500-1250}{0.8}} = 1252 \text{ bl/día}$$

(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):

$$M = \frac{q_3}{q_1}; q_3 = q_1 (M) = 1252 (0.54) = 676 \text{ bl/día.}$$

Ejemplo 4.4.

Si se desean producir 1000 bl/día con una presión ( $P_3$ ) de 650 lb/pg<sup>2</sup> y una presión de descarga ( $P_2$ ) de 2000 lb/pg<sup>2</sup>, 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/pg<sup>2</sup>? 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) Determinar 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/pg<sup>2</sup>.

- (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.

$$\text{Relación A: } M_c = \left(\frac{1-0.410}{0.410}\right) \sqrt{1+0.15} \times \sqrt{\frac{650}{1.35(4842-650)+650}}$$

$$M_c = 0.495$$

$$\text{Relación B: } M_c = \left(\frac{1-0.328}{0.328}\right) \sqrt{1+0.15} \times \sqrt{\frac{650}{1.35(5750-650)+650}}$$

$$M_c = 0.645$$

$$\text{Relación C: } M_c = \left(\frac{1-0.262}{0.262}\right) \sqrt{1+0.15} \times \sqrt{\frac{650}{1.35(6787-650) - 650}}$$

$$M_c = 0.881$$

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 presentan 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 C a  $M = 0.881$ , ya que en estas condiciones se tiene la máxima eficiencia.

Partiendo de la Fig. 4.5,  $H = 0.285$

$$P_1 = \frac{1}{0.285} [(2000(1+0.285)-650)] = 6736.8 \text{ lb/pg}^2$$

- (6) Calcular  $q_1$  a partir de  $M = q_3/q_1$  para la relación C:

$$q_1 = \frac{q_3}{M} = \frac{1000}{0.881} = 1135 \text{ bl/día}$$

- (7) Calcular  $A_j$  con la ecuación (4.50):

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma}}}; \quad A_j = 0.01071 \text{ pg}^2$$

Refiriéndose a la Tabla 4.1, se observa que el diámetro de la tobera más próxima a la calculada anteriormente es la No. 6.

#### 4.4.2. Dimensionamiento de un Bombeo Jet para un Pozo.

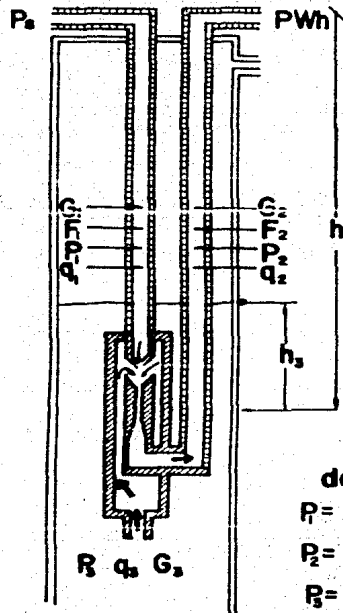
Hasta aquí solo se ha tratado a la bomba sin considerar los efectos que varían en el pozo, tales como el gradiente de presión causado por la columna de fluidos, temperatura, relación gas-aceite, la presión proporcionada por el fluido motriz o limitaciones en el flujo.

La Fig. 4.7 muestra las presiones y pérdidas por fricción que afectan a la bomba jet instalada en un pozo. La Fig. 4.7 es básicamente una combinación de las Figs. 4.4 y 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 de dimensionamiento de una bomba para un pozo puede ser determinado por varios caminos. Uno de ellos puede ser, experimentar con todas las combinaciones de tobera y cámaras de mezclado, las cuales están enlistadas en la Tabla 4.1, 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 de "porcentaje de sumergencia". Refiriéndose a la Fig. 4.7 se observa que la carga total de bombeo es  $h_1$  y la sumergencia es - - -



donde:

$$P_1 = h_1 G_1 - F_1 + P_a$$

$$P_2 = h_2 G_2 + F_2 + P_w h$$

$$P_3 = h_3 G_3$$

**Fig. 4.7 PRESIONES Y CAIDAS DE PRESION POR FRICCION QUE AFECTAN EL BOMBEO HIDRAULICO 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:

$$Mc = \frac{1-R}{R} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{ICH_v}} = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{I_c}} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{H_v}} \quad (4.61)$$

Y sabiendo que la ecuación (4.46) es:

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

Substituyendo la ecuación (4.46) en la ecuación (4.61) se obtiene:

$$Mc = \frac{1-R}{R} \frac{1}{\sqrt{I_c}} \sqrt{\frac{P_3 - P_v}{(P_1 - P_3) / (1+K_j) - (1+K_s) \frac{McR^2}{(1-R)^2}}} \quad (4.61a)$$

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

$$\beta_R = \frac{Ic \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2}{1 + K_j - \left(\frac{McR}{1-R}\right)^2} \quad (4.66)$$

$$\text{Entonces } \frac{f_{h3}}{\left(\frac{1}{H} + 1\right) (1 - f_{h3})} = \beta_R$$

$$\begin{aligned} y \quad f_{h3} &= \left(\frac{1}{H} + 1\right) \beta_R - \left(\frac{1}{H} + 1\right) f_{h3} \beta_R; \text{ y } f_{h3} \left[1 + \left(\frac{1}{H} + 1\right) \beta_R\right] = \\ &= \left(\frac{1}{H} + 1\right) \beta_R \\ f_{h3} &= \frac{\left(\frac{1}{H} + 1\right) \beta_R}{1 + \left(\frac{1}{H} + 1\right) \beta_R} \end{aligned} \quad (4.67)$$

donde  $\beta_R$  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 bombeo (diferente valor de  $M$ ). Esto puede observarse en el punto de 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. Con el valor de  $I_c = 1.35$  que fue usado para calcular los valores de la Tabla 4.5, se requiere entre el 30 y 40% de sumergencia para operar la bomba 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 succión de la bomba para evitar la cavitación, cuando se opera a una eficiencia máxima. Pueden tolerarse presiones de succión menores (menor porcentaje de sumergencia) sólo si la bomba es operada a un valor menor al de máxima eficiencia. Esto puede lograrse si se instala una bomba de mayor tamaño, para un menor valor de  $M$ , con la misma producción.

Una regla común, derivada a partir de las consideraciones anteriores es que en el bombeo cerca de la eficiencia máxima, se necesita un mínimo de sumergencia del 20%.

La fricción en la columna del fluido de retorno y la contrapresión en la línea de flujo pueden incrementar este requerimiento. La ecuación (4.48) debe ser usada, entonces, para verificar que no exista la cavitación para 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 de diseño tal que se puede estimar 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 de flujo multifásico vertical. Los cálculos para determinar la presión de fondo requiere de un proceso iterativo, mismo que se facilita 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, se calcula con la siguiente expresión:

$$P_3 = P_1 - \left( \frac{q_1}{1214.5 A_j} \right)^2 \gamma_f \quad (4.67a)$$

Como se indicó en la Fig. 4.7,  $P_1$  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 en la tubería de inyección ( $F_1$ ).

$$P_3 = P_s + h_1 G_1 - F_1 - \left( \frac{q_1}{1214.5 A_j} \right)^2 \gamma_f \quad (4.67b)$$

Con la ecuación (4.67 b) se puede calcular la presión de entrada en la bomba, conocidos la presión y el gasto del fluido - matriz. Las caídas de presión por fricción en la tubería de inyección y en la tubería de producción se pueden 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 matriz, el gradiente del fluido de la columna de retorno debe ser determinado por la mezcla del fluido matriz y el fluido producido. Si el fluido matriz es el aceite producido y no se tiene agua, el gradiente de la columna del fluido matriz y el gradiente de la columna de fluidos producidos es el mismo. Sin embargo, si se tiene agua presente, tanto en el fluido matriz como en el fluido producido, el gradiente de la columna de retorno depende del valor de  $M$  al cual está operando la bomba.

$$G_2 = 0.4331 \left[ \frac{q_1 (\gamma_f)}{q_1 + q_3} + \frac{q_3 f_w (\gamma_w) + q_3 (1 - f_w) (\gamma_o)}{q_1 + q_3} \right] \text{ lb/pg}^2/\text{pie}$$

donde:  $f_w$  es el porcentaje de agua producida, y  $q_1 = \frac{q_3}{M}$  de la ecuación (4.1), entonces:

$$G_2 = 0.4331 \left[ \frac{\left( \frac{\gamma_f}{M} + f_w (\gamma_w) \right)}{\frac{1}{M} + 1} + \frac{(1 - f_w) (\gamma_o)}{\frac{1}{M} + 1} \right] \quad (4.68)$$

En un cálculo inicial, cuando M es desconocido, se puede -- hacer M=1, entonces se tiene lo siguiente:

$$G_2 = 0.2166 \left[ (\gamma_f) + f_w \gamma_w + (1-f_w) (\gamma_o) \right] \quad (4.69)$$

Siendo:

- $\gamma_f$  = Densidad relativa del fluido motriz (agua = 1.0)  
 $\gamma_w$  = Densidad relativa del agua producida (agua = 1.0)  
 $\gamma_o$  = Densidad relativa del aceite producido (agua = 1.0)

#### b) Relaciones con diferentes rangos.

La ecuación (4.37) puede ser modificada 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 considerese como -- 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/pg<sup>2</sup>. 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 encontrar el rango de  $H$  dentro del cual se puede operar.

La Fig. 4.5 muestra que relaciones son capaces de bombear dentro de ese rango de  $H$ . la Tabla 4.6 se incluye como un ejemplo - para ver la aplicación de varias relaciones de áreas.

La contrapresión en la línea de flujo se ha considerado de 80 lb/pg<sup>2</sup>, y  $G_1$  igual a  $G_2$ , con un valor de 0.355 lb/pg<sup>2</sup>/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)	
	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; y el operador manejará menor volumen de fluido motriz (relación E); de esta manera se reduce la caída de presión por la fricción en la tubería y - - -

el volumen de fluido que se trata en la superficie. Otros ingenieros pueden preferir manejar grandes volúmenes de fluidos en la superficie y cambiar equipo cuando se tengan decrementos asociados con bajas presiones de operación (relación A).

Las pérdidas por fricción de los fluidos pueden ser menos manejando pequeños volúmenes bombeados a alta presión. Así mismo el tratamiento y separación de la mezcla en la superficie (fluido motriz y fluido producido) puede ser fácil. Para los ejemplos del texto se han empleado cámaras grandes (valores de R pequeños) y se han considerado como los más convenientes. Sin embargo una aplicación exitosa de estas "sensibles" relaciones, depende de tener datos confiables del comportamiento del pozo.

d) Selección de la relación de área 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 (4.27a) despreciando la fracción  $F_1$  y  $F_2$ . Con este resultado para H, obtener la relación más eficiente R y M de la Fig. 4.5.

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:

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma_f}}}$$

A partir de la Tabla 4.1, seleccionar un diámetro de tobera ligeramente menor al calculado y que necesite una presión de operación mayor que el valor considerado de  $4000 \text{ lb/pg}^2$ . El área de la tobera considerada puede requerir una presión de operación más baja que la presión inicial considerada  $P_5$ .

e) Correlación de la diferencia entre el área calculada de la tobera y el tamaño disponible de la tobera.

Las ecuaciones utilizadas son:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma_f}}$$

$$M = \frac{q_3}{q_1}$$

$$P_1 = \frac{1}{H} [P_2 (1+H) - P_3]$$

Restando  $P_3$  en 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:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{\left( \frac{1}{H} + 1 \right) (P_2 - P_3)}{\gamma_f}} \quad (4.76)$$

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:

$$q_3 = M (1214.5) A_j \sqrt{\frac{\left( \frac{1}{H} + 1 \right) (P_2 - P_3)}{\gamma_f}} \quad (4.78)$$

Agrupando términos conocidos:

$$\frac{q_3}{1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_2 - P_3}{\gamma_f}}} = M \sqrt{\left( \frac{1}{H} + 1 \right)} \quad (4.79)$$

Definiendo:

$$\theta_R = \frac{q_3}{1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_2 - P_3}{\gamma_f}}} \quad (4.80)$$

El problema se ha reducido a determinar los valores de  $H$  y  $M$  que satisfaga la ecuación (4.79) y que estén contenidos en las curvas  $H$ - $M$  para cada relación particular de  $R$ . En las Figs. 4.8 a 4.12 se grafican valores de  $\theta_R$  y de  $M$  para varios valores de  $R$ .

Se calcula  $\theta_R$  para el tamaño de la tobera seleccionada y -



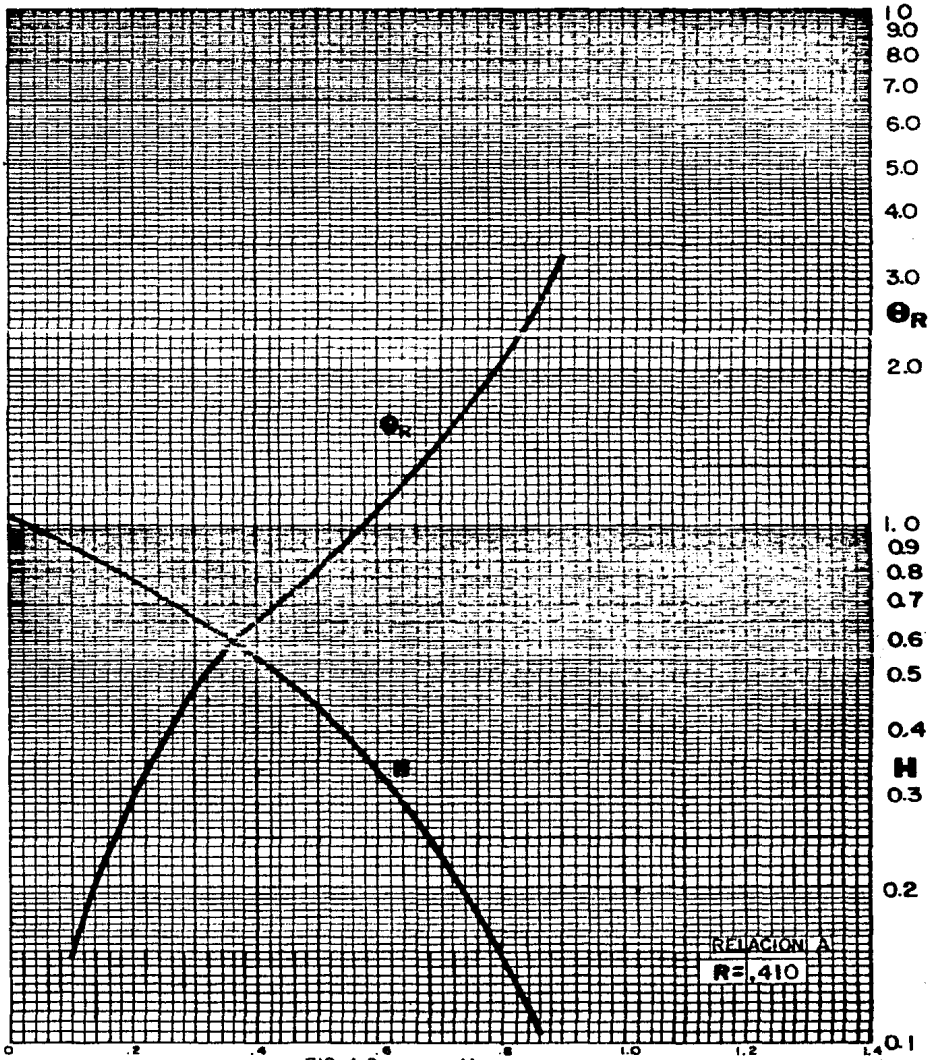


FIG. 4.8

$M = q_3/q_1$

RELACION A  
 $R = 410$

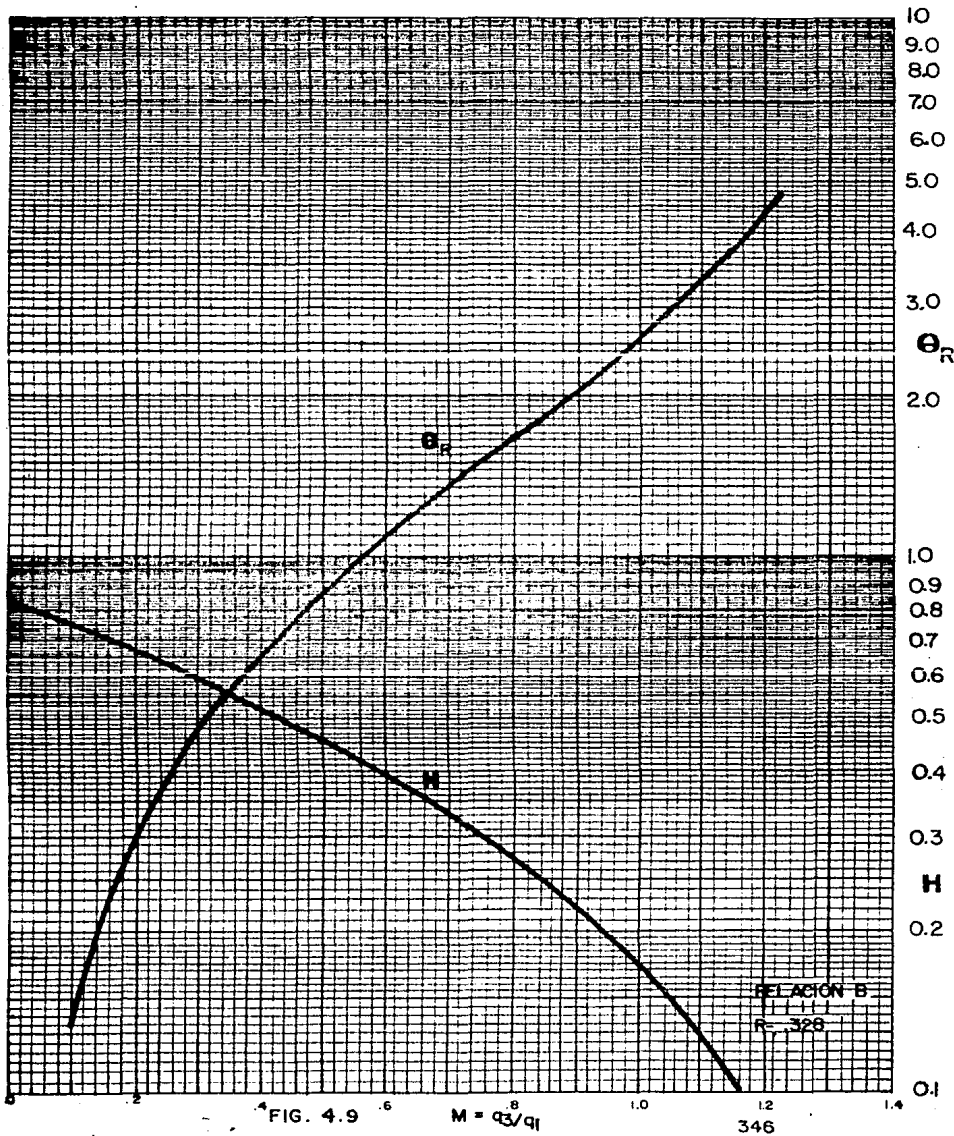


FIG. 4.9

$M = \frac{q_3}{q_1}$

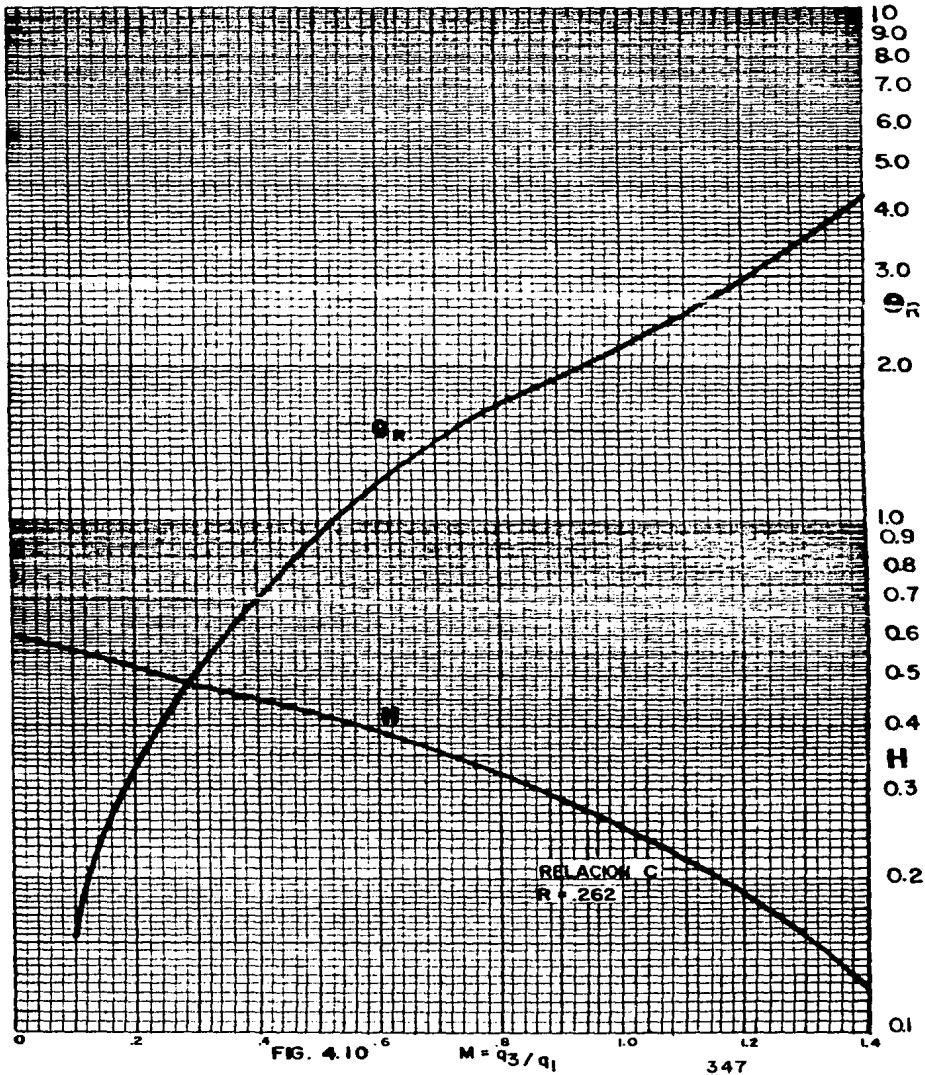


FIG. 4.10

$M = q_3/q_1$

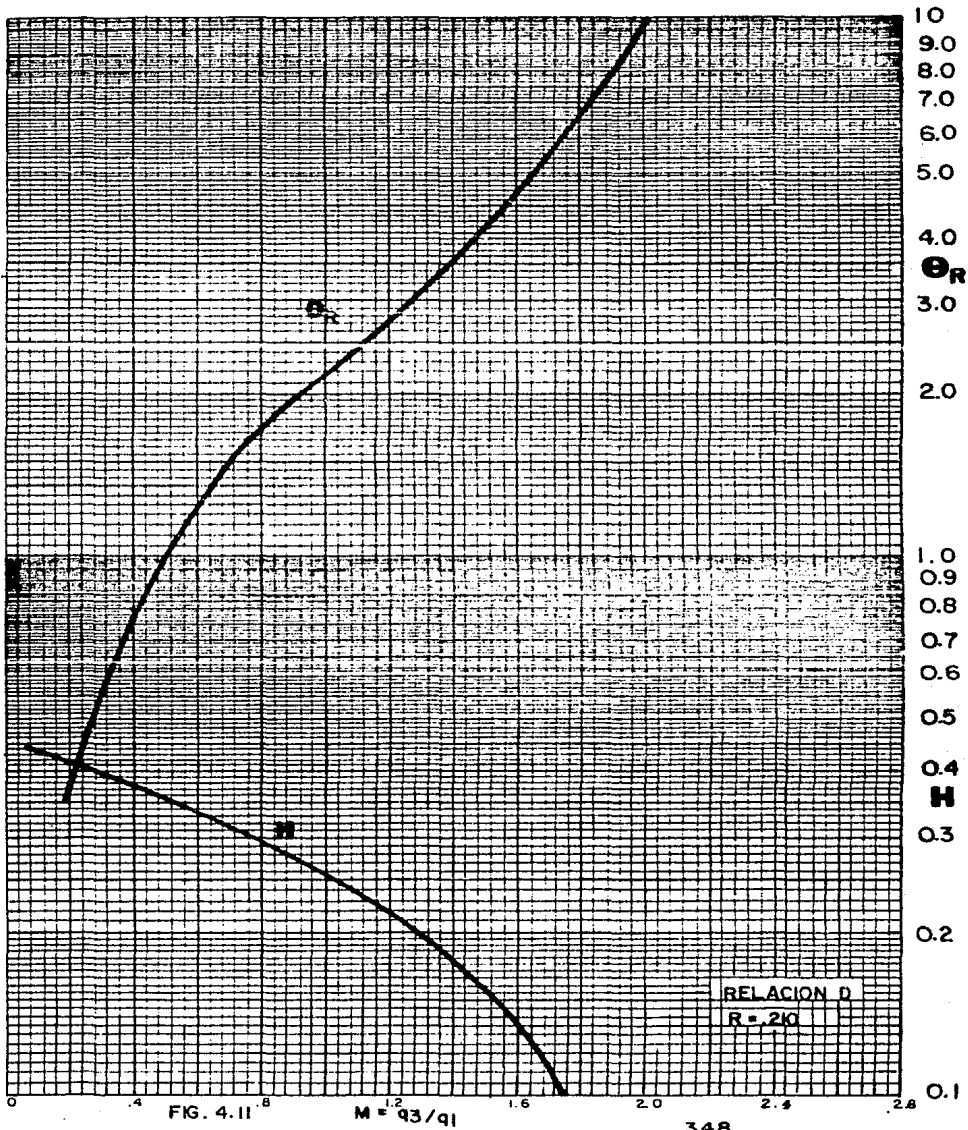


FIG. 4.11

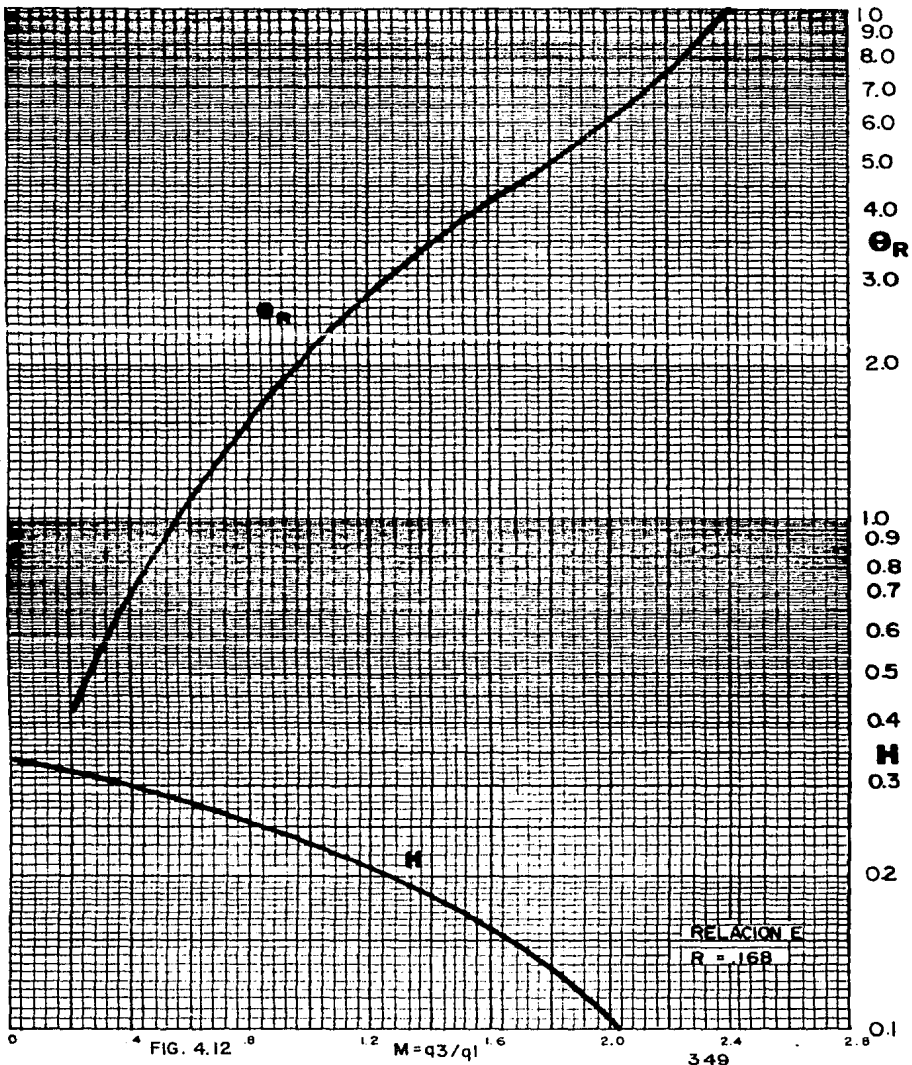


FIG. 4.12

$M = q_3/q_1$

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).

$$P_s = P_1 - h_1 G_1 + F_1 \quad (4.81)$$

(4.1a). El gasto del fluido motriz,  $q_1$ , se obtiene de la ecuación

Las correcciones obtenidas por este procedimiento generalmente pueden no ser suficientes, tanto que en algunos casos necesitan recalcularse las densidades de los fluidos de las columnas y las pérdidas por fricción en las tuberías.

#### 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/pg<sup>2</sup>

Presión en la línea de descarga = 80 lb/pg<sup>2</sup>

Presión de fondo estática ( $P_{ws}$ ) = 1500 lb/pg<sup>2</sup>

Índice de productividad (constante) = 0.2 (bl/día) (lb/pg<sup>2</sup>)

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 pies<sup>3</sup>/bl

Producción deseada = 200 bl/día

Seleccionar una bomba hidráulica jet apropiada, determinar 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 el diseño, considerar  $K_j = .15$ ,  $I_c = 1.35$ .

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 se dispone de más de 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/pg<sup>2</sup>/1000 pie. Para los cálculos iniciales los términos de fricción en la tubería de inyección se pueden despreciar. También las pérdidas de presión por fricción en el espacio anular -- 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/pg<sup>2</sup>/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. 4.7 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/pg<sup>2</sup>, 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. 4.7:

$$P_2 = 7600 \text{ pies} \times 0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} + 80 = 2778 \text{ lb/pg}^2$$

$$H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{2778 - 500}{6698 - 2778} = 0.581$$

(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 eficientemente 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 declina 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 observa que las áreas de tobera más cercanas al valor calculado corresponden 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  $\theta_R$ :

$$\theta_R = \frac{200}{1214.5 (0.00579) \sqrt{\frac{2778-500}{0.8203}}} = 0.540$$

De la Fig. 4.8,  $M = 0.335$  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:

$$h_p = 1.7 \times 10^{-5} q_1 \times P_s, \text{ ecuación (3.18)}$$



$$h_p = 1.7 \times 10^{-5} (597) (3788) = 38.4$$

(6) Comprobación del punto de cavitación, ecuación (4.48):

$$M_c = \frac{(1 - 0.410)}{0.410} \sqrt{1.15 \sqrt{1.35 \frac{500}{6482-500} + 500}} = 0.373$$

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/pg<sup>2</sup>, usando 597 bl/día 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 de 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 para que el gas libre puede descargar por el espacio anular. En este arreglo la bomba maneja 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 es difícil de predecir. Además el gasto del fluido motriz puede incrementarse para ayudar a bombear el gas libre, -- sin embargo esto no es recomendable en bombas reciprocantes debido a las altas velocidades de bombeo ya que tiende a disminuir -- la vida de la bomba. Como consecuencia la mayoría de las instalaciones de bombeo jet emplean el ensamble de fondo de T.R. y ésta será el tipo de instalación que se considerará en adelante.

Una segunda consideración es el efecto del gas en el gradiente de los fluidos de retorno. Es necesario emplear correlaciones de flujo multifásico, pero esto es complicado debido al -- hecho de que  $M$ , no es constante para bombas jet.

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 el porcentaje de agua en la tubería de retorno es función de  $M$ , presentando de nuevo complicaciones, en el cálculo del gradiente por flujo multifásico.

El concepto de la cavitación se vuelve muy difícil de tratar si hay gas. En pruebas de laboratorio con agua la detección de la cavitación es más o menos predecible.

Aún en pruebas de laboratorio con aceite es más o menos estable a presiones debajo del punto de cavitación. Sin embargo, el aceite crudo libera gas continuamente cuando la presión es menor a la de saturación. En términos de comportamiento de bomba, esto provoca un efecto de estrangulamiento sobre la bomba a medida que la presión disminuye. Una cavitación franca no se lleva a cabo, sin embargo, y aunque ésta existe, hay evidencia de que la presencia de gas libre reduce el daño.

Surge una última cuestión respecto al gas; y se refiere a cómo afecta la presencia de las dos fases durante el mezclado y recuperación de presión en la bomba jet. Ya que una cierta cantidad de gas ocupa parte de la garganta se incrementan la velocidad de los fluidos. Esto puede tener influencia considerable en el término de pérdida por mezclado, la longitud de la garganta para lograr una buena mezcla y los términos por fricción. Además es difícil predecir el comportamiento del difusor con flujo en dos fases, y con la incertidumbre del gasto al cual el gas entra en solución. Todos estos efectos son diferentes y varían de uno a otro fabricante.

Sin embargo, pueden obtenerse soluciones aproximadas que ilustran la naturaleza de las técnicas analíticas de predicción y dan resultados razonables para usar una bomba jet y sus requerimientos de potencia.

Una consideración que da predicciones razonables en el comportamiento de la bomba jet cuando hay gas, es que el pozo produce igual cantidad de gas y líquido respecto a un volumen base.

Esta consideración es sólo una aproximación, pero esto da resultados razonables hasta para 10 partes de gas por una de líquido a condiciones de fondo. La Fig. 3.26 del capítulo 3 puede emplearse tanto para bombas jet como tipo pistón.

En este procedimiento, se considera un valor para  $P_s$ , -- calculando  $H$  y haciendo una corrección de  $M$  basado en la eficiencia volumétrica esperada, obtenida de la Fig. 3.26. El efecto -- del levantamiento del gas en la columna de retorno, puede cambiar marcadamente el valor de la presión de descarga de la bomba ( $P_2$ ). Esto hace que  $H$  cambie. El primer paso es calcular  $P_2$  usando una correlación apropiada de flujo multifásico o bien las curvas de -- gradiente, como se explicó en el capítulo 1. Un valor arbitrario de  $M = 0.5$  se sugiere 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:

$$RGL = \frac{\text{gas total}}{\text{fluido motriz} + \text{fluido producido}}$$

$$RGL = \frac{(R.G.A.) (\text{Producción de aceite})}{q_1 + q_3}$$

$$RGL = \frac{(R.G.A.) (1-f_w) q_3}{\frac{q_3}{M} + q_3} = \frac{R.G.A. (1-f_w)}{\frac{1}{M} + 1}$$

$$RGL = \frac{M(R.G.A.) (1-f_w)}{1 + M} \quad (4.82)$$

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 calcularse el valor de H. Como si no hubiera gas presente, la Fig. 4.5 muestra que relación proporciona la mayor eficiencia para el valor calculado de H. Este resultado de M puede ser multiplicado por el valor de la eficiencia obtenida de la Fig. 3.26 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 de flujo multifásico, 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 tamaño de la tobera se selecciona en base al valor de M "líquido", usando las ecuaciones (4.1a) y (4.50) como si no hubiera gas.

Son muchas las fuentes potenciales de error en la secuencia de cálculo descrita anteriormente, incluyendo imprecisión en los cálculos de la presión de descarga de la bomba y las aproximaciones involucradas en el caso de la Fig. 3.26 del Capítulo 3. En suma, datos de campo imprecisos, particularmente la relación gas-aceite, pueden influenciar grandemente el resultado de los cálculos.

Por tales razones, los cálculos arriba mencionados, deben emplearse como medios para lograr una estimación razonable y no es necesario usar las curvas de  $\theta_R$  para afinar los valores. Además, mediante pruebas de campo, variando el tamaño de bomba, es posible obtener la combinación óptima. Este tipo de pruebas individuales para cada pozo, es más práctico en bombas jet que con cualquier otro tipo de bombeo; ya que se tienen las bombas "libres" y de que las toberas y cámaras de mezclado pueden cambiarse en el sitio mismo 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 pie<sup>3</sup>/bl.

(1) Considerando  $M = 0.5$ , de la ecuación (4.82):

$$RGL = \frac{0.5 (300)(1-0)}{1.5} = 100 \text{ pie}^3/\text{bl}$$

(2) Si  $M=0.5$ ,  $q_1 = 400 \text{ bl}/\text{día}$  y empleando la ecuación del apéndice 3A,  $F_1 = 2.00 \text{ lb}/\text{pg}^2/1000 \text{ pie}$ . De esta manera:

$$P_1 = 7600 \text{ pies} \times (0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}) - (2 \text{ lb/pg}^2 \times 7.6 \text{ pie}) + 4000$$

$$P_1 = 6683 \text{ lb/pg}^2$$

Observese que la fricción,  $F_1$ , es solamente  $15 \text{ lb/pg}^2$  y la variación de  $F_1$  con respecto a  $H$  puede despreciarse 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:

$$P_3 = 1500 \text{ lb/pg}^2 - \frac{200 \text{ bl/día}}{0.2 \text{ lb/día/lb/pg}^2} = 500 \text{ lb/pg}^2$$

$$(5) \quad H = \frac{P_2 - P_3}{P_1 - P_2} = \frac{2760 - 500}{6683 - 2760} = 0.576$$

Observese 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, ( gas + líquido ) 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 sin gas.

(8) Recalculando RGL para  $M = 0.198$ .

$$\text{RGL} = \frac{0.198(300)(1-0)}{1.198} = 50 \text{ pies}^3/\text{bl}$$

(9) Recalculando  $P_2$ :

Para  $M = 0.198$ ,  $q_1 = 1010$  bl/día y  $q_1 + q_3 = 1210$  bl/día.

A partir de una correlación apropiada 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. 4.5

$$M = 0.52 (0.36) = 0.187$$

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):

$$A_j = \frac{q_1}{1214.5 \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma_f}}} = \frac{1053}{1214.5 \sqrt{\frac{6683 - 500}{0.8203}}} = 0.0100 \text{ pg}^2$$

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:

$$q_1 = 1214.5 A_j \sqrt{\frac{P_1 - P_3}{\gamma_f}}$$

$$q_1 = 1214.5 (0.01131) \sqrt{\frac{6683 - 500}{0.8203}}$$

$$q_1 = 1193 \text{ bl/día}$$

(12) Verificación de la cavitación:

$$M_c = \frac{1 - 0.410}{0.410} \sqrt{1.15 \sqrt{1.35(6683 - 500) + 500}} = 0.3895$$

$M_c = 0.389$ , 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 exclusivamente líquido. Evidentemente, hay una forma de amortiguar el efecto que ocurre cuando el gas libre pasa a través de la bomba. Se requiere de trabajos experimentales en esta área. La cavitación debe ser siempre verificada para pozos que producen agua.

(13) Y de la ecuación  $HP = \Delta P \times q \times 1.7 \times 10^{-5}$

$$HP = 1.7 \times 10^{-5} (1193 \text{ bl/día}) (4000 \text{ lb/pg}^2)$$

$$HP = 81 \text{ hp}$$

Observese que esta potencia duplica a la potencia requerida, cuando el gas no está presente. Las presiones de producción relativamente bajas en la entrada de la bomba, se deben a la presencia de gas libre que hace que disminuya la eficiencia de bombeo de líquido en 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. Para ciertas instalaciones en pozos, la magnitud relativa de los efectos de estrangulamiento y levantamiento con gas puede invertirse, haciendo posible usar menores valores de R y de tobera. En el siguiente ejemplo se ilustra esta situación.

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 pies<sup>3</sup>/bl

Presión de fondo estática = 1920 lb/pg<sup>2</sup>

Índice de productividad = 4 bl/día/lb/pg<sup>2</sup>

Presión en la cabeza del pozo = 120 lb/pg<sup>2</sup>

Profundidad de colocación = 8000 pies

Temperatura en la cabeza del pozo = 100 °F

Temperatura en el fondo del pozo = 170 °F

Producción deseada = 800 lb/día (aceite + agua)

Densidad del aceite = 41 API

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 en la presión de descarga, puede deducirse que, en general, el uso de agua como fluido motriz puede, elevar las -- presiones de operación. No obstante, la densidad de la columna del fluido motriz da un alto valor de  $P_1$ , dada la operación superficial la densidad del fluido de la columna de retorno 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):

$$RGL = \frac{0.5 (300)(1-0.5)}{1.5} = 50 \text{ pie}^3/\text{bl}$$

(2) Si  $M=0.5$ ,  $q_1 = 1600 \text{ bl/día}$  y  $TP=2 \frac{7}{8} \text{ pg}$ , empleando la ecuación del apéndice 3A,  $F_1 = 7.8 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pie}$ .

$$P_1 = \frac{8000 \text{ pie} (0.355 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}) - 7.8 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pie} \times 8000 \text{ pie} + 4000 \text{ lb/pg}^2}{}$$

$$P_1 = 6778 \text{ lb/pg}^2 \text{ para una presión de operación superficial de } 4000 \text{ lb/pg}^2.$$

(3)  $q_1 + q_3 = (1600 + 800) = 2400 \text{ bl/día}$

$$f_{w2} = \frac{0.5(0.5)}{1.5} = 0.167, \text{ de la ecuación (4.83):}$$

De correlaciones 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. 3.26\* usando la relación de solubilidad del gas - en el aceite 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 producen efectos de choque sin gas.

(8) Recalculando  $P_1$  a  $q_1 = 800 \text{ bl/día}$ :

$$F_1 = 2.22 \text{ lb/pg}^2/1000 \text{ pies}$$

$$P_1 = 8000 \times 0.355 - (2.22 \times 8) + 4000 = 6822$$

$$P_1 = 6822 \text{ lb/pg}^2$$

(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  $M = 1.0$ ,  $q_1 = 800 \text{ bl/día}$  y  $q_1 + q_3 = 1600 \text{ bl/día}$  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 iteración, es evidente que el cambio en  $M$  es suficientemente pequeño que no requiere cálculos adicionales. Entonces, considerando  $M = 1.1$ :

$$q_1 = \frac{800}{1.1} = 727 \text{ bl/día}$$

(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 seleccionando la tobera más grande, el gasto del fluido motriz puede ser aproximado por:

$$q_1 = 1214.5 (0.00905) \sqrt{\frac{6822-1720}{0.8203}} = 867 \text{ bl/día}$$

y la hp está dada por:

$$HP = 1.7 \times 10^{-5} (867 \text{ bl/día}) (4000 \text{ lb/pg}^2)$$

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).

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

$$M_c = \frac{1-0.210}{0.210} \sqrt{1.15} \sqrt{\frac{1720}{1.35 (6822 - 1720) + 1720}}$$

$M_c = 1.80$ , (como es mayor que el valor de operación de --  
 $M = 1.1$  el bombeo no presenta cavitación).

Los métodos ilustrados anteriormente son confiables para las ecuaciones básicas que gobiernan el comportamiento del bombeo hidráulico a chorro pero son laboriosos. Los fabricantes de bombas tipo chorro tienen que utilizar diferentes técnicas involucrando un conjunto de gráficas, nomogramas y programas de cómputo para predecir el comportamiento de cualquier bombeo bajo diferentes condiciones del pozo. Técnicas semejantes involucran coeficientes exactos para las pérdidas, diámetros de toberas y cámaras de mezclado, parámetros de la cavitación y correcciones en el comportamiento del flujo multifásico. Frecuentemente en este tipo de bomba, especialmente cuando se incluyen correcciones en el número de Reynolds, pueden obtenerse eficiencias altas tanto como las -- que se establecieron en la primera parte de este capítulo.

En general, el procedimiento empleado en esas secciones, para predecir el comportamiento del bombeo a chorro en un pozo dado, es suficientemente preciso para comparar este método de bombeo con otros métodos artificiales de producción.

Aunque en este capítulo se presentan 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 caso de que no

tenga suficiente sumergencia, otros métodos de bombeo deben ser --  
usados. No obstante, el grado de aplicabilidad parece ser bueno. --  
Sin embargo, fue originalmente considerado sólomente para pozos --  
con gastos altos, este sistema también puede ser considerado en --  
ciertos casos para pozos con volumen bajo.

Además para este sistema, la experiencia teórica y práctica que se tenga en el bombeo hidráulico incrementa el conocimiento para mejorar el diseño de la instalación y 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, $pg^2$
$A_s$	Area de la cámara de mezclado, $pg^2$
$A_t$	Area de flujo total de la cámara de mezclado, $pg^2$ .
$f_w$	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.
$E$	Eficiencia
$F_d$	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 circui to de succión por unidad de tiempo.
$F_t$	Pérdida de energía por fricción en la cámara de mezclado por unidad de tiempo.
$F_1$	Pérdida de presión del fluido motriz en la tu bería (de inyección), $lb/pg^2$ .
$F_2$	Pérdida de presión en el circuito de retor- no, $lb/pg^2$
$f_{h3} = h_3/h_1$	Por ciento de sumergencia.
$G_1$	Gradiente del fluido motriz en la tubería de inyección, $lb/pg^2/pie$ .
$G_2$	Gradiente del fluido de la columna de retor- no, $lb/pg^2/pie$ .

## SIMBOLO

## DEFINICION

$G_3$	Gradiente del fluido de formación, lb/pa <sup>2</sup> /pie
g	Aceleración de la gravedad
$H_v$	Carga por velocidad del fluido motriz en la tobera,
H	Relación adimensional de recuperación de carga.
HP	Potencia, hp.
HP <sub>q1</sub>	Potencia sumergida del fluido motriz, hp.
HP <sub>q3</sub>	Potencia adicionada al fluido producido, hp.
$H_1$	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 de fluido sobre la succión bomba, pies.
I	Punto de intersección del eje vertical con la curva de aproximación H-M en forma de línea recta.
Ic	Indice de cavitación.
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, $q_3/q_1$

## SIMBOLO

## DEFINICION

Mc	Relación de flujo en el límite de cavitación
m	Pendiente de aproximación a t la línea recta de la curva H-M.
N	Variable usada para definir H.
P <sub>1</sub>	Presión a la entrada de la tobera, lb/pg <sup>2</sup>
P <sub>2</sub>	Presión de descarga, lb/pg <sup>2</sup>
P <sub>3</sub>	Presión de succión, lb/pg <sup>2</sup>
P <sub>a</sub>	Presión a la entrada de la cámara de mezclado, lb/pg <sup>2</sup> .
P <sub>b</sub>	Presión en la salida de la cámara de mezclado, lb/pg <sup>2</sup> .
P <sub>wh</sub>	Contra-presión en la línea de flujo, lb/pg <sup>2</sup> .
P <sub>v</sub>	Presión de vapor, lb/pg <sup>2</sup>
Q <sub>1</sub>	Gasto del fluido motriz, bl/día.
Q <sub>2</sub>	Gasto del fluido de producción, fluido motriz y fluido de succión, bl/día.
Q <sub>3</sub>	Gasto de succión, bl/día
R	Relación de áreas, A <sub>j</sub> /A <sub>t</sub>
RGL	Relación gas-líquido, pies <sup>3</sup> /bl
RGA	Relación gas-aceite, pies <sup>3</sup> /bl
v <sub>j</sub>	Velocidad del fluido en la tobera, pie/seg.
v <sub>s</sub>	Velocidad del fluido en la succión de la parte posterior del área de la tobera, pie/seg.
v <sub>t</sub>	Velocidad del fluido en la cámara de mezclado, pie/seg.
X	Sensibilidad a la contrapresión
Y	Número de toberas

$\gamma_f$  Densidad relativa del fluido motriz (agua = 1.0).

$\theta_R$  Variable adimensional para determinar M y H.

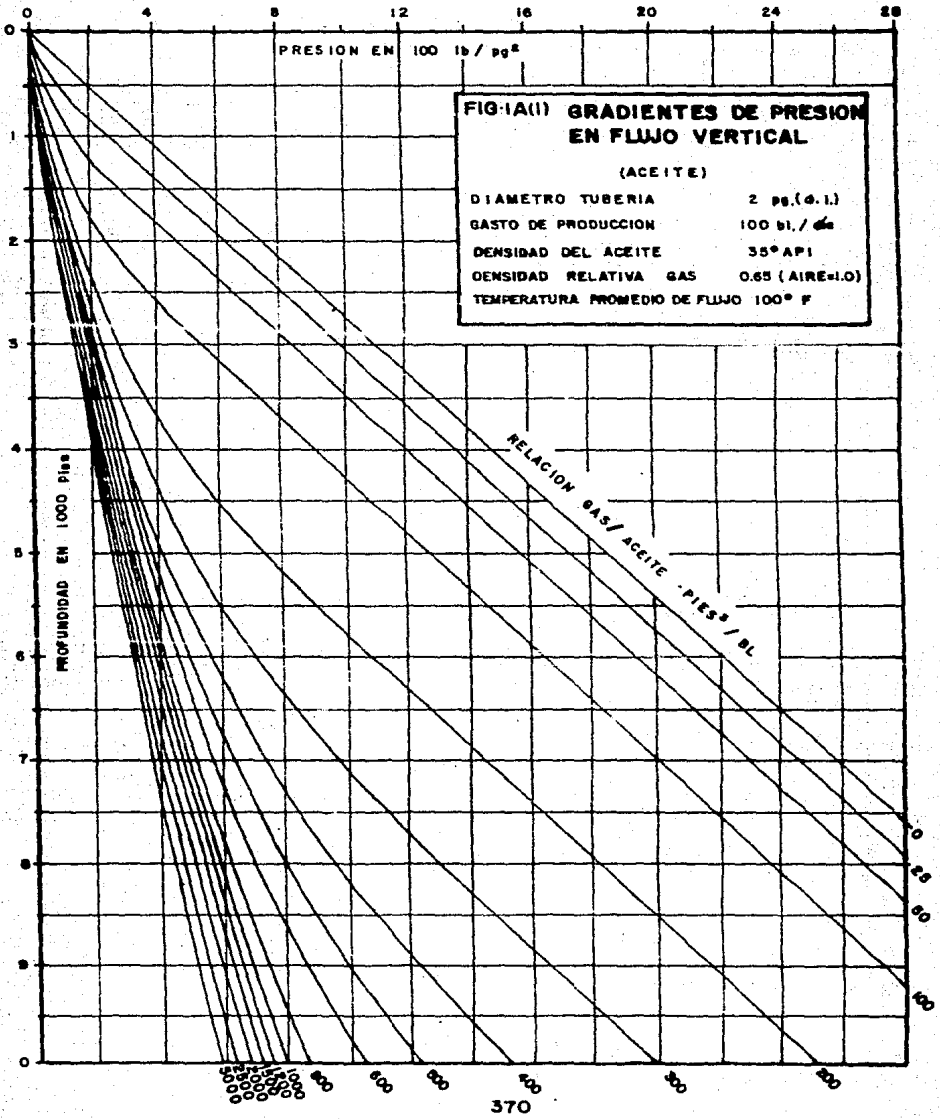
$B_R$  Variable algebraica para calcular  $f_{h_3}$

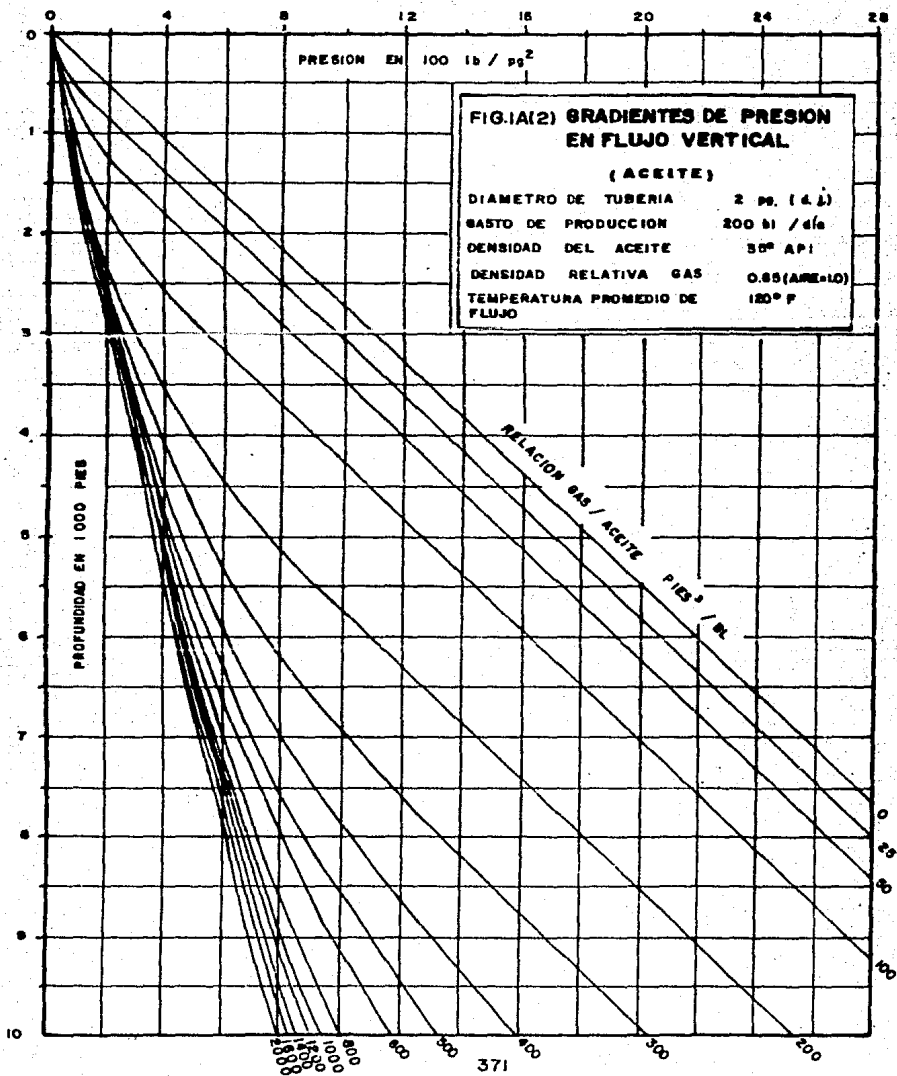
$\rho$  Densidad del fluido motriz, lb/pie<sup>3</sup>

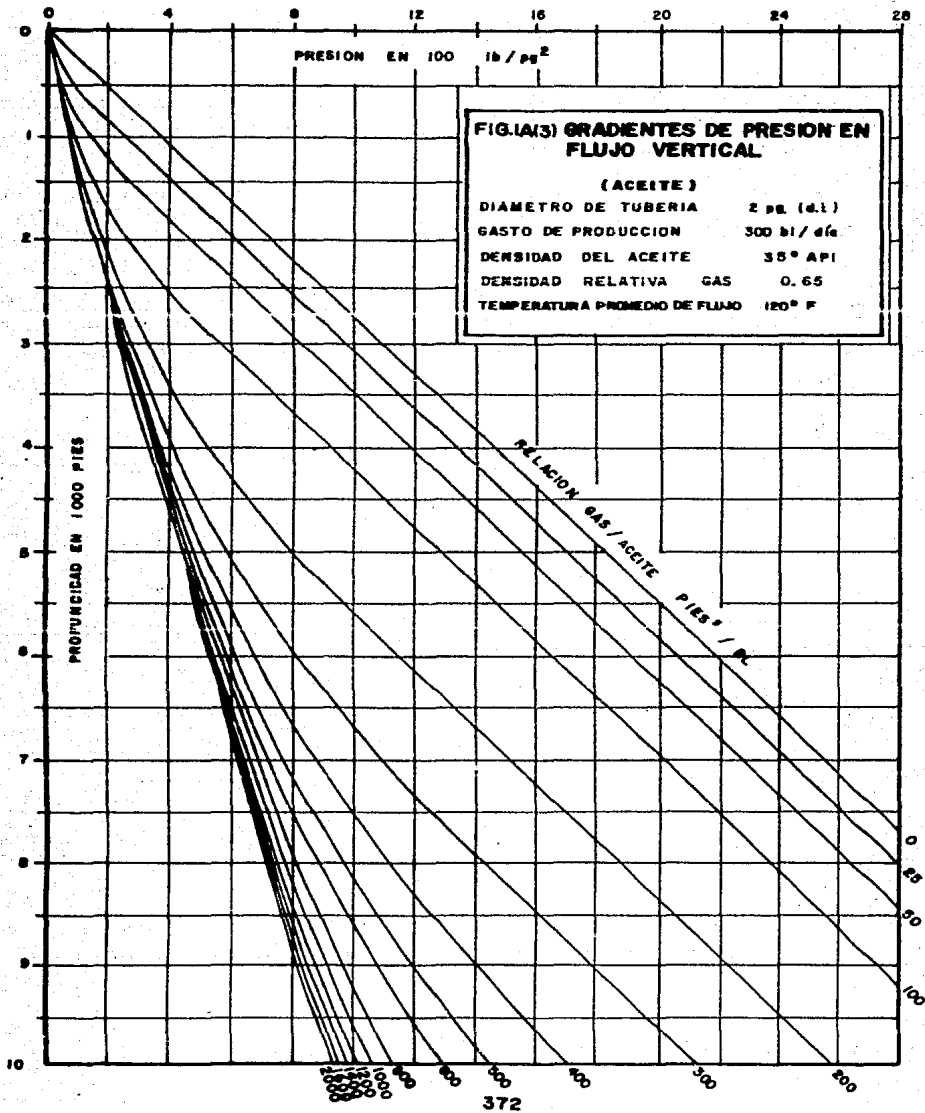
1. Brown Kermit. E.: "The Technology of Artificial Lift Methods". Volumen 2b. Petroleum Publishing Co. 1980.
2. Petrie, H.L. and Smart, E.: "Jet pumping oil Wells" World Oil, November 1983.



APENDICE IA



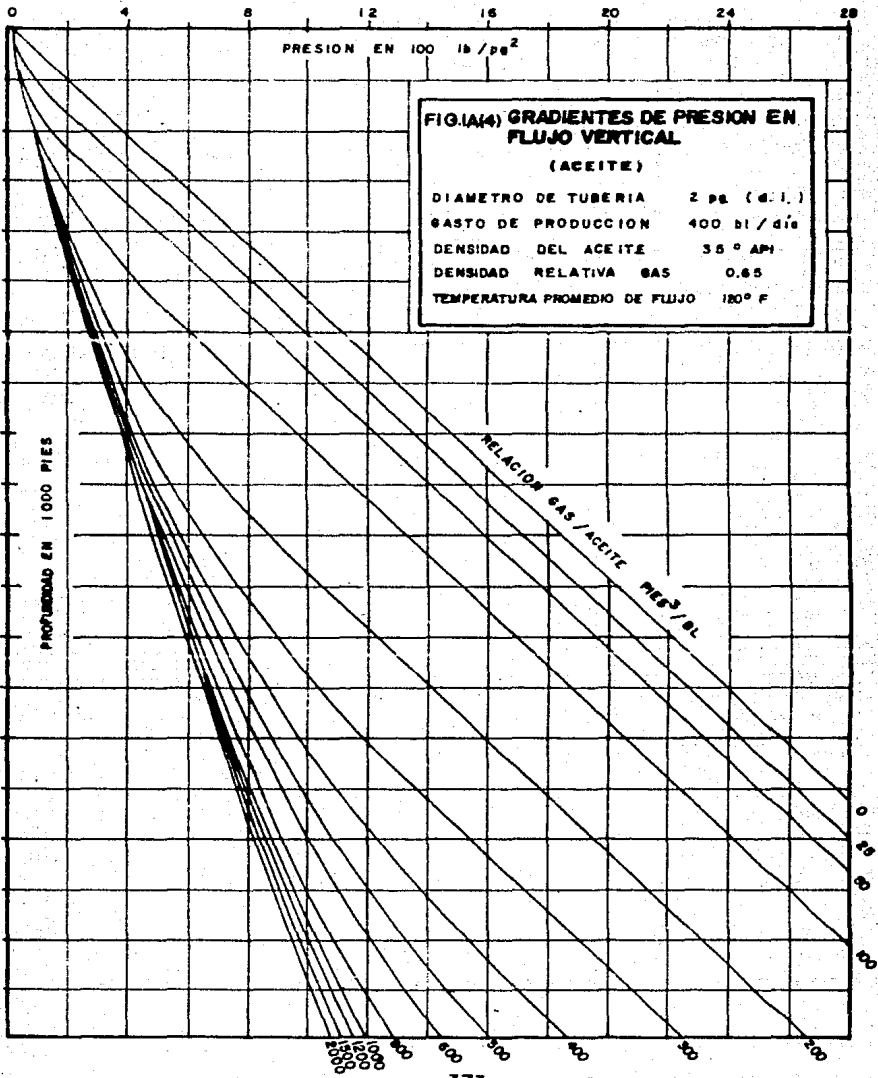


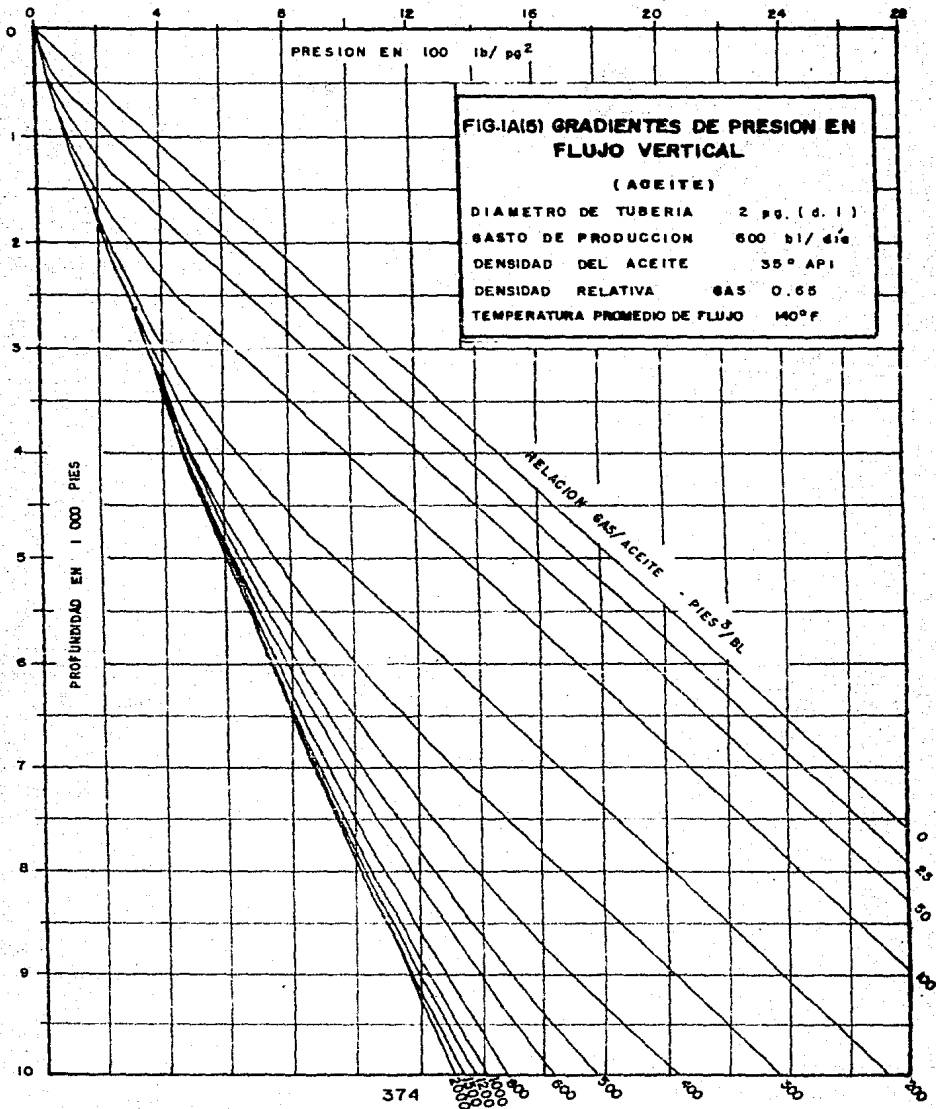


**FIG. 1(A)3) GRADIENTES DE PRESION EN FLUJO VERTICAL**

(ACEITE)

DIAMETRO DE TUBERIA	2 ps. (d.l.)
GASTO DE PRODUCCION	300 bbl / día
DENSIDAD DEL ACEITE	35° API
DENSIDAD RELATIVA GAS	0.65
TEMPERATURA PROMEDIO DE FLUJO	120° F





**FIG.1A(5) GRADIENTES DE PRESION EN FLUJO VERTICAL**

(ACEITE)

DIAMETRO DE TUBERIA 2 pg. (d. i.)  
 GASTO DE PRODUCCION 600 b/d  
 DENSIDAD DEL ACEITE 35° API  
 DENSIDAD RELATIVA GAS 0.65  
 TEMPERATURA PROMEDIO DE FLUJO 140°F

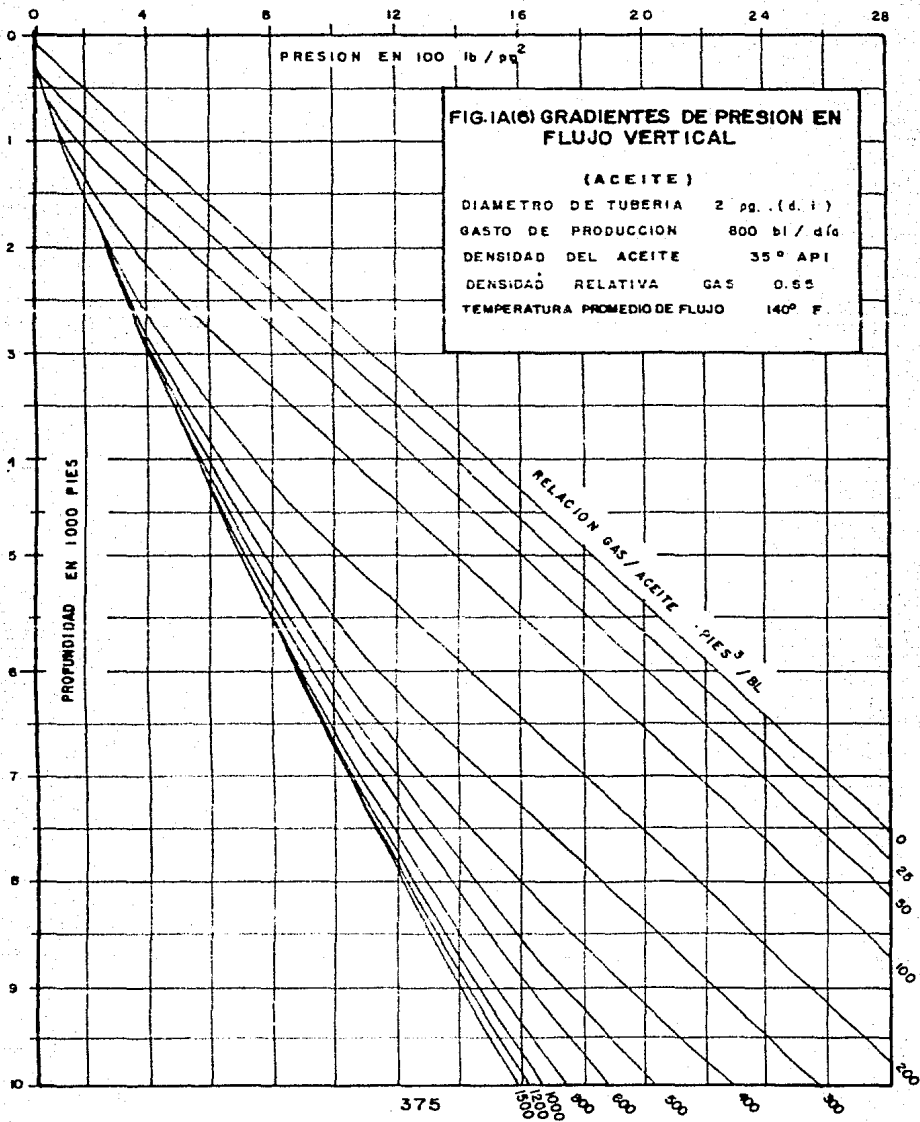
RELACION GAS/ACEITE - PIES/DL

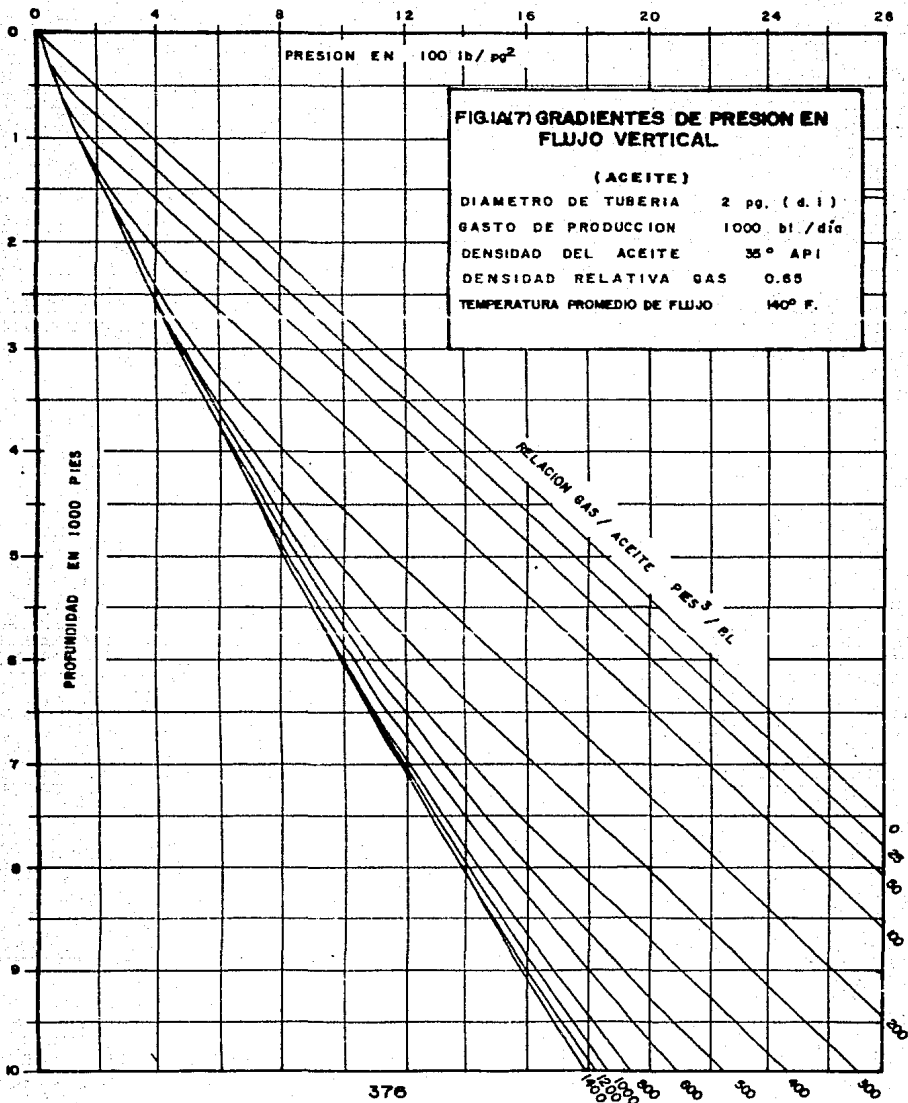
0  
25  
50  
100

374 380 390 400 410 420 430 440 450 460 470 480

PROFUNDIDAD EN 100 PIES

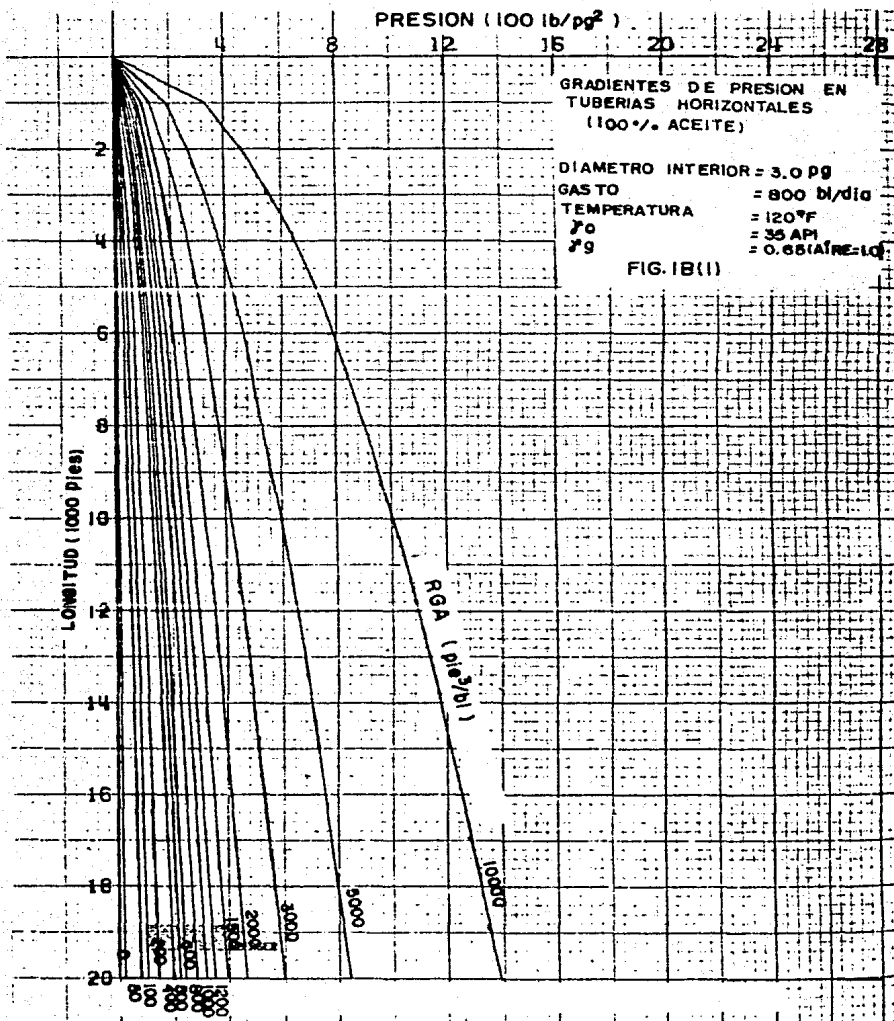
PRESION EN 100 lb/pg<sup>2</sup>

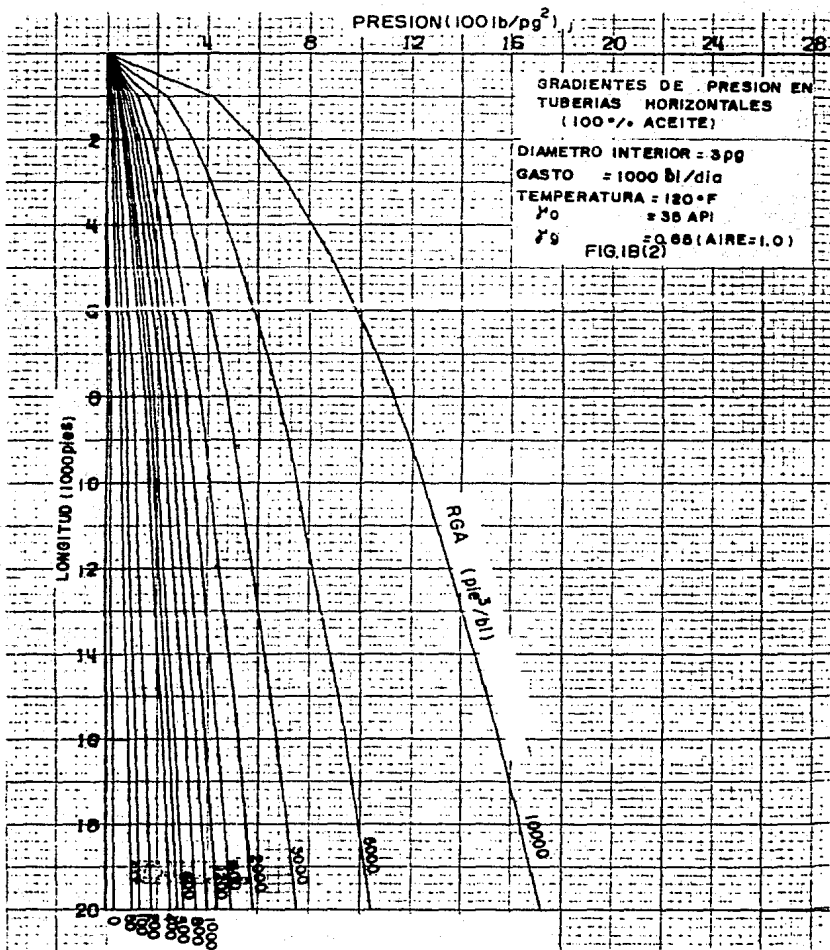


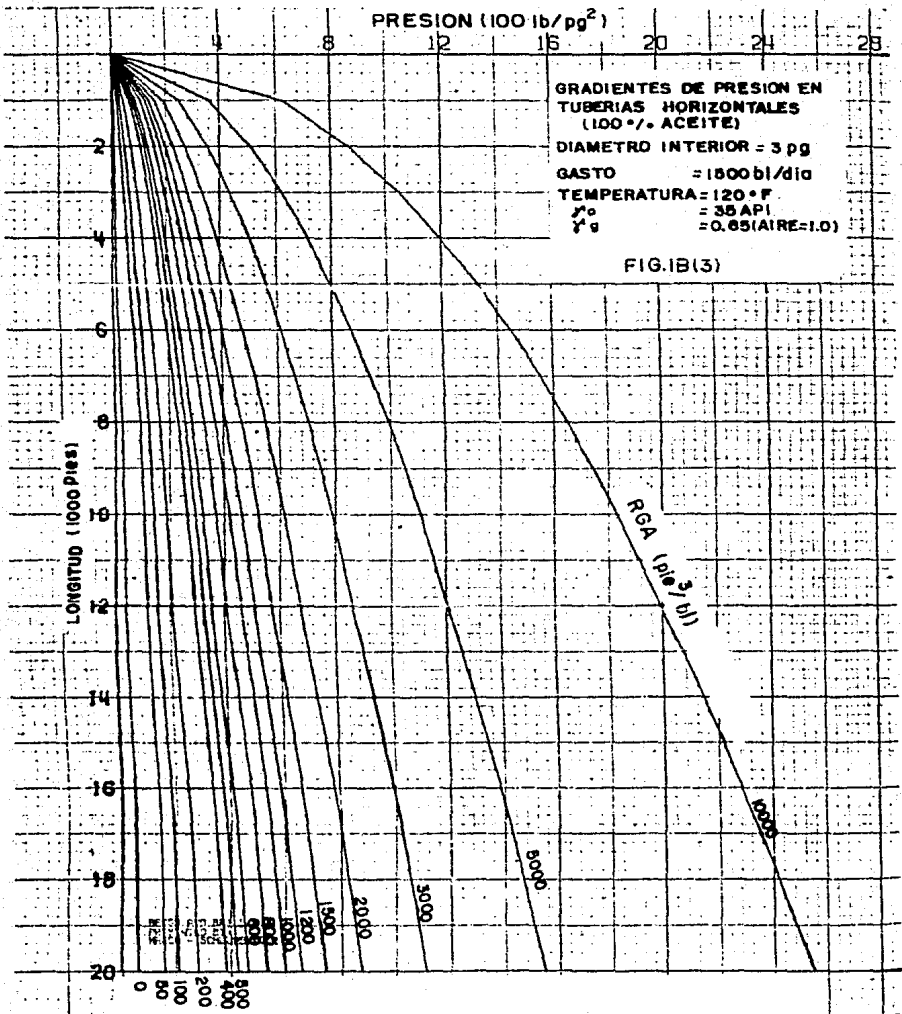


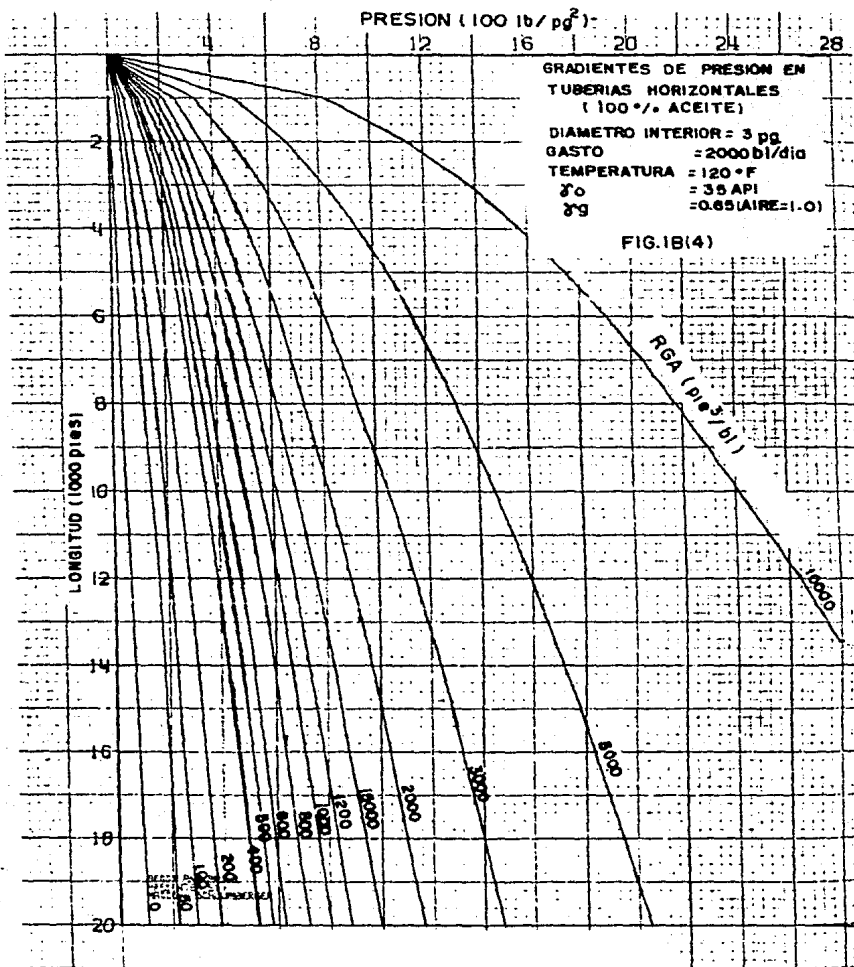


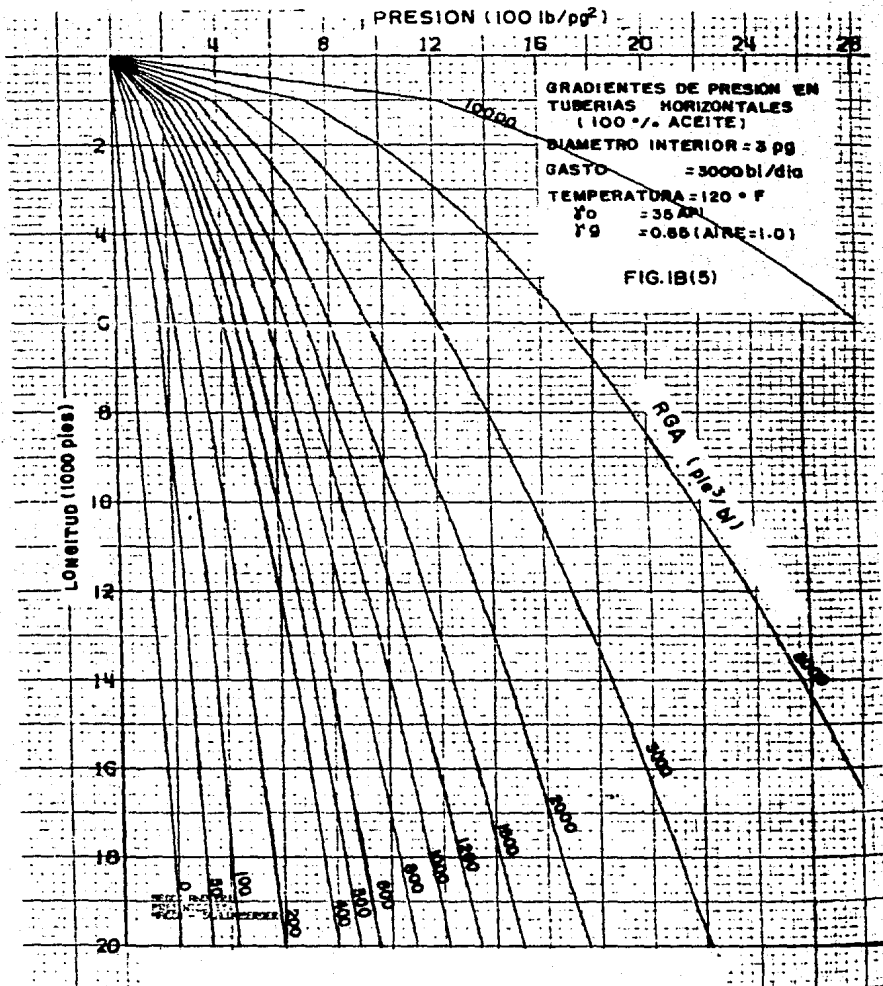
APENDICE IB



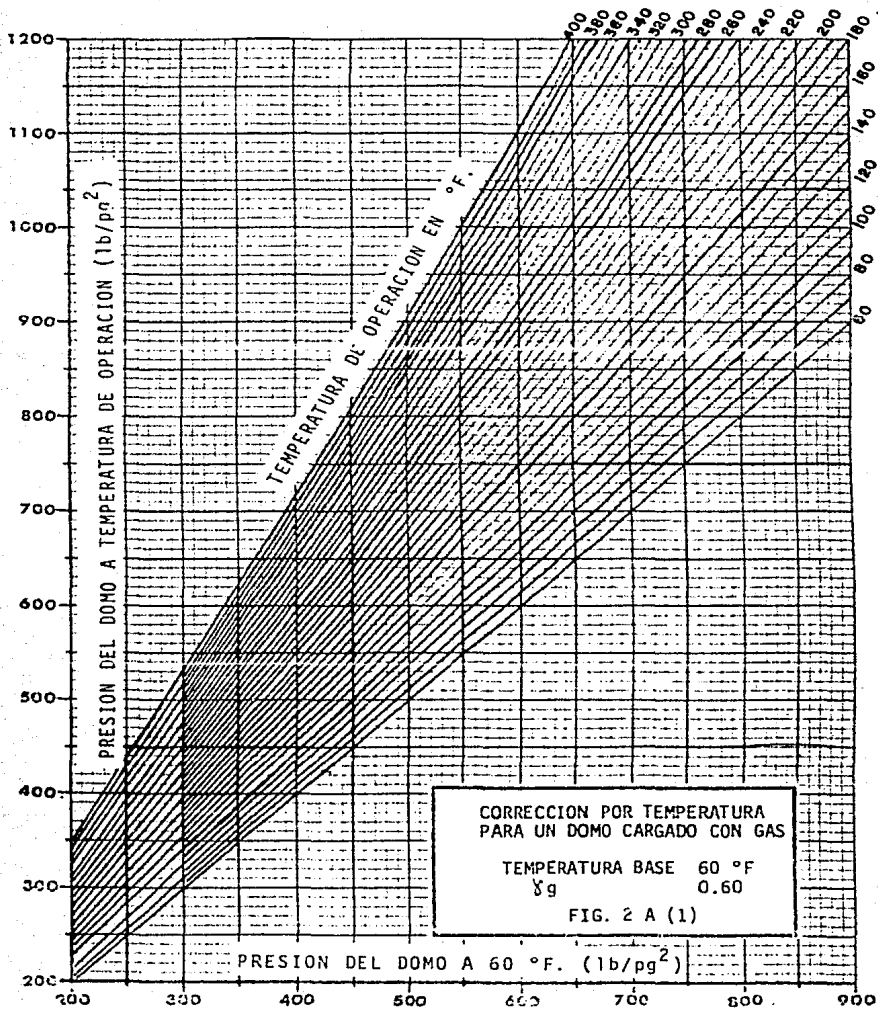




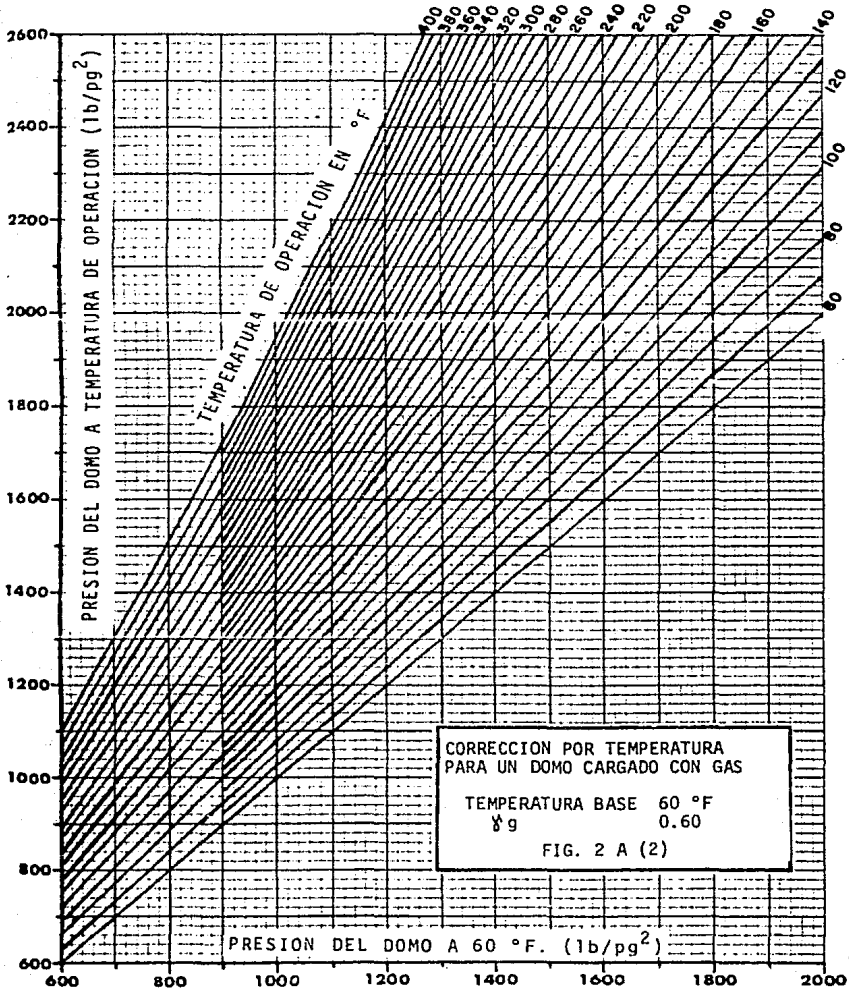


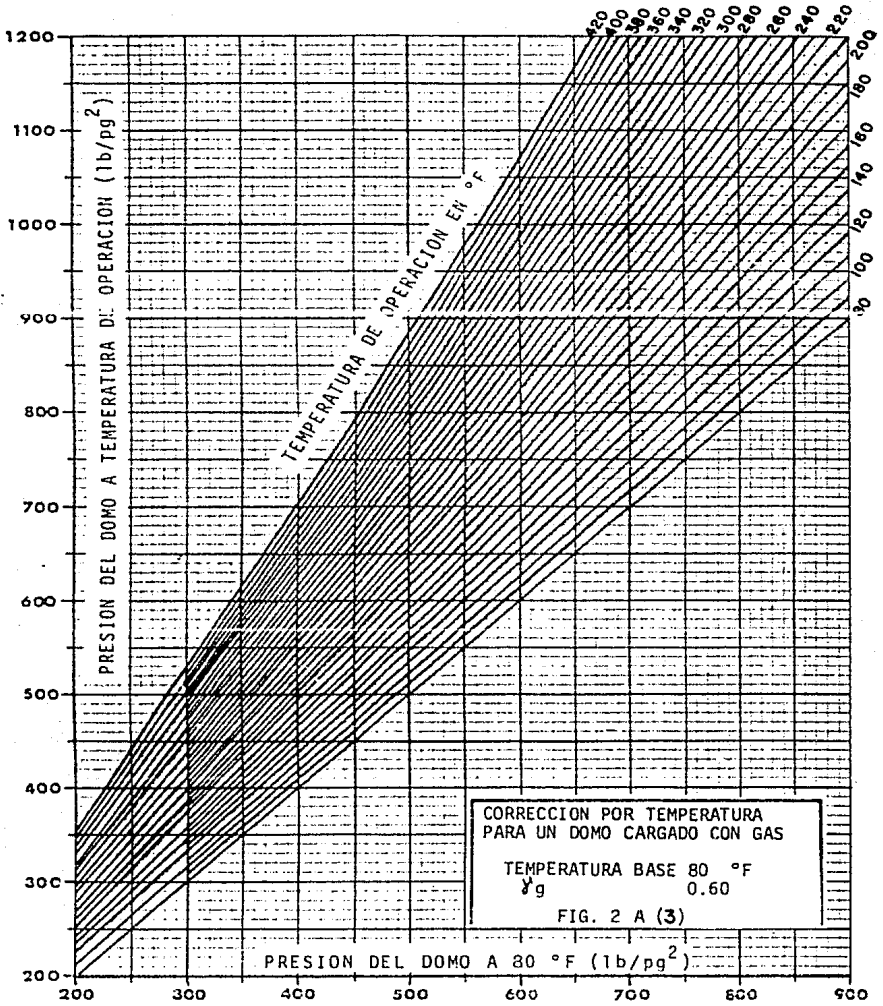


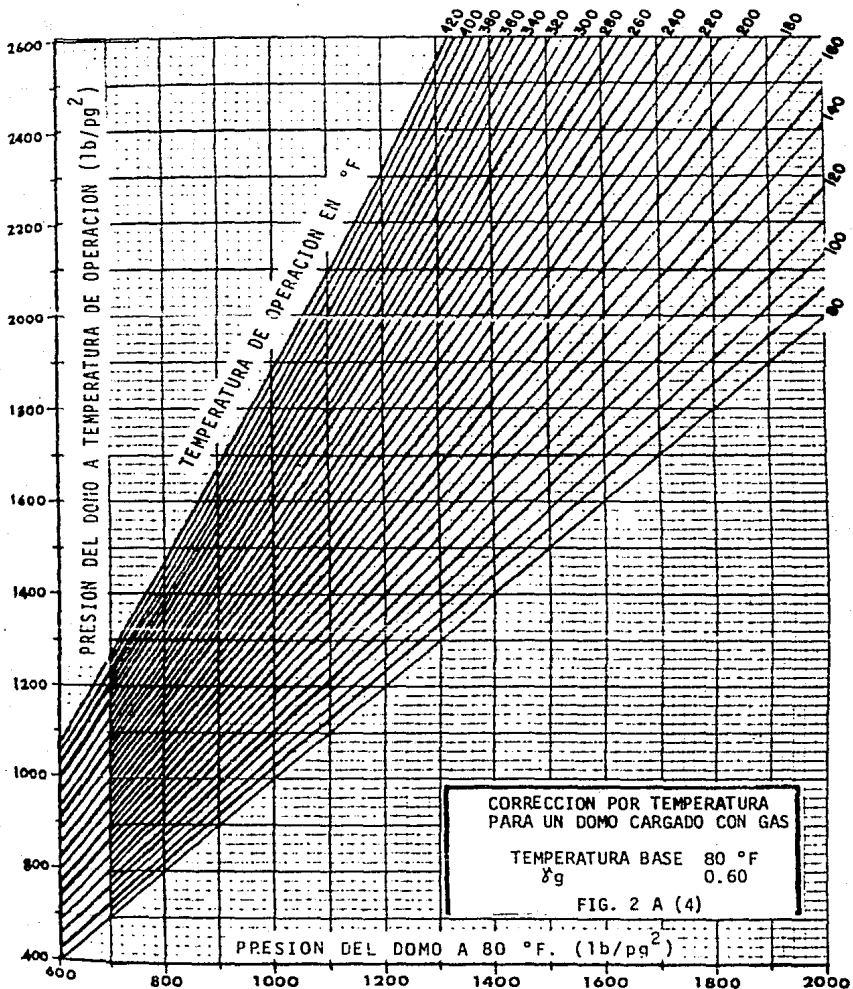
APENDICE 2A











APENDICE 2B

GRADIENTE DE LA COLUMNA DEL GAS DE INYECCION.

Numerosas ecuaciones han sido desarrolladas para flujo de gas a través de tuberías. Estas ecuaciones resultan a partir de diferentes suposiciones aplicadas a la ecuación fundamental de energía. En el caso de flujo estacionario, este balan ce de energía puede ser expresado como sigue:

$$144Vdp + \frac{vdv}{2agc} + \frac{gdH}{gc} + \frac{fv^2}{2gcd} dL + Ws = 0 \quad (2.81)$$

$$\frac{144}{p} dp + \frac{vdv}{2agc} + \frac{gdH}{gc} + \frac{fv^2}{zgcd} dL + Ws = 0 \quad (2.82)$$

El segundo término en las ecuaciones anteriores expresa la energía cinética. Este término generalmente se desprecia en las ecuaciones de flujo en tuberías. Si el trabajo mecánico no se hace sobre el gas (compresión) o por el gas (expansión por medio de una turbina a máquina), el término Ws es cero.

La ecuación de energía puede ser escrita en forma reducida como:

$$\frac{144}{p} dp + \frac{g}{gc} dH + \frac{fv^2}{2gc} \frac{dL}{d} = 0 \quad (2.83)$$

o

$$144 \int_1^2 \frac{dp}{p} + \frac{g}{gc} \int_1^2 dH + \frac{2}{2gc} \int_1^2 fv^2 dL = 0 \quad (2.84)$$

La densidad de un gas en un punto en una tubería vertical a una presión p y temperatura T puede ser escrita como:

$$\rho_g = \frac{28.97 \gamma_g p}{Z R T} \quad (2.85)$$

La velocidad del gas v<sub>g</sub> en una sección transversal de una tubería vertical puede ser definida como:

$$v_g = \frac{4m}{\pi d^2 \rho_g} = \frac{4m Z R T}{\pi d^2 (28.97) \gamma_g p} \quad (2.86)$$

Combinando las ecuaciones 2.84, 2.85 y 2.86; y empleando unidades de Ingeniería Petrolera, la ecuación general para flujo vertical es:

$$\int_1^2 \frac{Z dp}{p} = \int_1^2 \frac{28.97 \gamma q dL}{10.732 (144) T} = \int_1^2 \frac{0.01875 \gamma dL}{T} \quad (2.87)$$

Suponiendo una temperatura promedio constante en el intervalo de interés, se tiene que la ec. 2.87 es ahora:

$$\int_1^2 \frac{Z dp}{p} = \frac{0.01875 \gamma L}{T} \dots \quad (2.88)$$

donde d está en pg.

Si q es igual a cero, la ec. 2.88 queda:

$$\int_1^2 \frac{Z dp}{p} = \int_1^2 \frac{0.01875 \gamma dL}{T} \dots \quad (2.89)$$

La ec. 2.89 puede ser escrita como:

$$\int_{p \text{ sup}}^{p \text{ fondo}} \frac{Z dp}{p} = \int_0^L \frac{0.01875 \gamma dL}{T} \dots \quad (2.810)$$

Si se toma a T y Z como valores promedio  $\bar{T}$  y  $\bar{Z}$  e integrando ambos miembros de la ec. 2.810 se tiene:

$$P \text{ fondo} = P \text{ sup} e \left( \frac{0.01875 \gamma q L}{\bar{Z} \bar{T}} \right) \dots \quad (2.811)$$

## N O M E N C L A T U R A

- d = diámetro interior de la tubería, pie o pq. (según se indique).
- f = factor de fricción de Moody, adimensional.
- g = aceleración debido a la gravedad, pies/seg<sup>2</sup>
- gc = 32.17 = factor de conversión, lbm pie/lbf seg<sup>2</sup>
- H = distancia en la dirección vertical, pies
- L = Longitud de la sarta de flujo, pies.
- m = gasto másico, lbm/seg.
- p = presión, lb/pg<sup>2</sup> abs.
- qg = gasto de flujo, millones pies<sup>3</sup>/día
- R = constante universal del gas
- T = temperatura absoluta, °R
- Vg = velocidad del gas, pies/seg.
- v = velocidad promedio del fluido, pie/seg.
- ws = trabajo mecánico hecho por o sobre el gas (ws=0)
- Z = factor de desviación del gas
- $\frac{ydv}{Z_0gc}$  = caída de presión debido a efecto de energía cinética.
- $\frac{fv^2 dL}{2gcd}$  = caída de presión debido a efectos de fricción.
- 28.97 = peso molecular del aire
- ρg = densidad del gas, lbm/pie<sup>3</sup>
- Yg = densidad relativa del gas a condiciones estándar (aire = 1)
- ρ = densidad del fluido, Lbm/pie<sup>3</sup>

$\alpha$  = factor de corrección para compensar la variación de la velocidad.  
(está en el rango de 0.5 para flujo laminar a 1.0 para flujo turbulento. Un valor de 0.90 es usualmente satisfactoria para problemas prácticos de flujo de gas).



# APENDICE 3A

A P E N D I C E 3A

PERDIDAS DE PRESION POR FRICCION EN TUBERIAS VERTICALES  
EN SISTEMAS DE BOMBEO HIDRAULICO.

En un sistema de Bombeo Hidráulico, los fluidos pueden fluir por secciones circulares o por espacios anulares. A su vez los fluidos se encuentran sujetos a cambios de temperatura y presión que consecuentemente afectan la viscosidad y densidad relativa a lo largo del pozo.

Debido a estas variaciones de viscosidad, el flujo en las --sartas de tubería pueden presentarse en forma laminar o turbulenta. Por lo que el cálculo de las pérdidas de presión por fricción en instalaciones de bombeo hidráulico presentan varios problemas no encontrados en sistemas hidráulicos ordinarios.

1) Determinación del tipo de flujo

La pérdida de presión por fricción, representada como columna de fluido puede obtenerse aplicando la ecuación de Darcy\*

$$H_f = f \frac{1}{d} \times \frac{v^2}{2g}$$

a su vez, el número de Reynolds se puede obtener mediante:

$$RE = \frac{dv\rho}{\mu}$$

Este número, determina el tipo de flujo en el que se encuentra el sistema. Puede ser considerado flujo laminar si RE tiene valor menor de 1200; en el período de 1200 a 2500 el flujo se encuentra en forma transicional, mientras que para valores mayores de 2500 es turbulenta la forma del flujo dentro del ducto.

El valor del factor de fricción, se encuentra en función del tipo de flujo, para un sistema en régimen laminar el comportamiento es lineal, por lo que se puede calcular mediante:

$$f = \frac{64}{RE}$$

\*Nomenclatura al final del apéndice.

En un régimen turbulento, el efecto ejercido por la rugosidad de la tubería es considerable (diagrama de Moody), lo que implica que el factor de fricción no se comporte en forma lineal con respecto a RE - como en el caso anterior.

Pozos operando con bombeo hidráulico, en condiciones normales, -- el valor de RE no excede a 50000. De esta manera puede establecerse una relación para expresar el factor de fricción en forma lineal con el número de Reynolds, en condiciones de turbulencia:

$$f = \frac{0.236}{RE^{0.21}}$$

El tamaño de la tuberías de conducción de fluidos en un bombeo -- hidráulico, se encuentran en un rango de 1/2 a 4 pg. (en función del tamaño de la T.R. y de la bomba de fondo, cuyos tamaños comerciales son de 2, 2 1/2, 3 y 4 pg., es como se eligen las tuberías). Rango -- para el cual las constantes empleadas en la ecuación anterior se comportan adecuadamente.

ii) Variación de la viscosidad con respecto a la profundidad.

El gradiente de presión, y la variación de temperatura en el pozo, crean a su vez cambios en la densidad relativa y viscosidad de los -- fluidos, los cuales determinan el valor del factor de fricción.

Se ha encontrado que la variación de la viscosidad se comporta de manera exponencial con respecto a la profundidad, y un gradiente de -- viscosidad puede ser inducido. Para evaluar dicho gradiente, sólo es necesario conocer las condiciones en los puntos extremos del pozo -- (cabeza y fondo):

$$\eta = \frac{\int_{x1}^{x2} \nu \, dx}{(x2 - x1)}$$

Las ecuaciones presentadas en el inciso anterior pueden ser intro-ducidas, solamente considerando un elemento dx corto, con lo que la -- carga de fluido se puede expresar como:

$$H_f = \int_{x1}^{x2} f \, dx \frac{1}{d} \frac{v^2}{2g}$$

considerando un régimen laminar se tiene:

$$\int_{x_1}^{x_2} f \, dx = \frac{64}{dv} \int_{x_1}^{x_2} \sqrt{\quad} \, dx$$

y para régimen turbulento:

$$\int_{x_1}^{x_2} f \, dx = \frac{0.236}{(dv)^{0.21}} \int_{x_1}^{x_2} \sqrt{\quad}^{0.21} \, dx$$

Observando las ecuaciones anteriores se puede apreciar que empleando el gradiente de viscosidad se puede calcular el factor de fricción y por consiguiente las pérdidas de presión por fricción; tanto en secciones anulares como circulares.

iii) Pérdidas de presión por fricción.

Para propósitos prácticos, es conveniente emplear valores en los parámetros con unidades comunes y usuales; se introducen constantes adecuadas para esto:

Número de Reynolds (adimensional)

$$RE = 7.741 \times 10^3 \frac{d \, v \, \rho}{\mu}$$

Velocidad de flujo (pie/seg)

$$v = 11.91 \times 10^{-3} \frac{q}{d}$$

1.- Secciones circulares.

a) Régimen laminar.

Las pérdidas de presión por fricción (lb/pg<sup>2</sup>) en este régimen pueden calcularse:

$$P_f = 7.95 \times 10^{-6} \frac{\mu \, L \, q}{d^4}$$

b) Régimen turbulento.

$$P_f = 11.46 \times 10^{-6} \frac{\rho \, f \, L \, q^2}{d^5}$$

donde:

$$f = 0.0361 \left( \frac{\sqrt{\quad}}{dv} \right)^{0.21} = 0.0911 \left( \frac{dv}{q} \right)^{0.21}$$

combinando ambas ecuaciones , la pérdida de presión por fricción es:

$$P_f = 1.045 \times 10^6 \frac{\gamma V^{0.21} q^{1.79} L}{d^{4.79}}$$

## 2.- Secciones anulares

En una sección anular (en bombeo hidráulico) siempre se tendrá -- flujo de retorno o de abajo hacia arriba, además es probable que la -- tubería que se encuentra adentro no esté concéntrica a la exterior.

Tomando a  $d_1$  como diámetro interior de la tubería mayor (T.R.) y --  $d_2$  diámetro exterior de la tubería menor (T.P.), la ecuación para el cálculo de la velocidad a través del espacio anular puede escribirse:

$$v = 11.91 \times 10^3 \frac{q}{d_1^2 - d_2^2}$$

Ha sido introducido (Davis, Atherton, Kratz y otros) el concepto de que el factor por fricción debe ser incrementado por un término de:

$$\phi_1 (d_1, d_2) = \left( \frac{d_1}{d_1 - d_2} \right)^{0.1}$$

y en flujo turbulento disminuir en la misma cantidad. La corrección -- anterior es mucho más pequeña que le expuesta por otros autores (Lamb-1931).

También, como se mencionó, la tubería puede no estar concéntrica, por lo que se puede tomar una correlación, en función de la excentricidad:

$$\phi_2 (e) = (1 + 1.5 e^2)$$

donde  $e$  es la relación de distancias entre el centro de las dos tuberías al claro radial concéntrico. En desarrollos recientes ( Tao y Donovan) es considerado el caso de turbulencia, la relación para este régimen es compleja, sin embargo, para propósitos de este escrito puede aproximarse a:

$$\phi_3 (e) = (1 + 1.5 e)^{0.25}$$

a) Régimen laminar

La pérdida de presión por fricción (lb/pg<sup>2</sup>) es:

$$7.95 \times 10^{-6} \mu L q \left( \frac{d_1}{d_1 - d_2} \right)^{0.1}$$

$$PL = \frac{7.95 \times 10^{-6} \mu L q \left( \frac{d_1}{d_1 - d_2} \right)^{0.1}}{(d_1 - d_2) (d_1^2 - d_2^2)^2 \left( \frac{d_1}{d_1 - d_2} \right)^{0.1} (1 + 1.5 e^2)^{0.25}}$$

b) Régimen turbulento

$$11.46 \times 10^{-6} \gamma^4 f L q^2$$

$$PL = \frac{11.46 \times 10^{-6} \gamma^4 f L q^2}{(d_1 - d_2) (d_1^2 - d_2^2)^2 \left( \frac{d_1}{d_1 - d_2} \right)^{0.1} (1 + 1.5 e^2)^{0.25}}$$

donde:

$$f = 0.0911 \left( \frac{(d_1 + d_2) \gamma}{q} \right)^{0.21}$$

combinando las dos últimas ecuaciones se obtiene finalmente:

$$PL = \frac{1.045 \times 10^{-6} \gamma^{0.21} q^{1.79} L}{(d_1 - d_2)^{1.21} (d_1^2 - d_2^2)^{1.79} \left( \frac{d_1}{d_1 - d_2} \right)^{0.1} (1 + 1.5 e^2)^{0.25}}$$

Es posible calcular las pérdidas de presión por fricción en sargas de tuberías; con parámetros comunes y conocidos. Sin necesidad de recurrir a gráficas, nomogramas, tablas, etc., que aparte de ser tedioso su empleo, se expone a errores de lecturas e interpretación.

El ingeniero de producción puede determinar el efecto de la temperatura y la presión sobre la viscosidad y densidad relativa, sólo requiere conocer la viscosidad en los puntos extremos del pozo (cabeza, fondo) y con el método descrito encontrar el gradiente de viscosidad.

Pueden conocerse las pérdidas de presión por fricción en secciones circulares y/o anulares.

Las pérdidas de presión por fricción en secciones circulares o anulares, pueden determinarse también con la siguiente ecuación:

$$PF = \frac{2.02 \times 10^{-8} L [(D_1^2 - D_2^2) / (D_1 - D_2)]^{0.21}}{(D_1 - D_2)(D_1^2 - D_2^2)^2 [D_1 / (D_1 - D_2)]^{0.1}} \left[ \left( \frac{\mu}{G} \right)^{0.21} G \right] q^{1.79}$$

Donde:

- $p_f$  = Caída de presión por fricción, (lb/pg<sup>2</sup>)
- 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).
- $\mu$  = Viscosidad del fluido a condiciones medias de Presión y temperatura, (cp)
- G = Gradiente del fluido a condiciones medias de Presión y temperatura, (lb/pg<sup>2</sup>/pie)
- q = Gasto de fluido (bl/dfa).

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.





APENDICE 3B

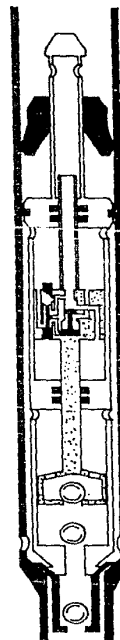
## BOMBA SARGENT—MOTOR Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO		VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		CASTO bl/dia	bl/dia por EPM MOTOR BOMBA	
* 2 x 1-1/16	.67	186	13.3	6.9
2 x 1-1/4	.93	259	13.3	9.6
2 x 1-1/2	1.33	373	13.3	13.8
2-1/2 x 1-1/4	.58	257	21.2	9.5
2-1/2 x 1-1/2	.83	370	21.2	13.7
2-1/2 x 1-3/4	1.13	502	21.2	18.6
2-1/2 x 2	1.47	653	21.2	24.2
3 x 1-1/2	.53	418	36.1	15.5
3 x 1-3/4	.72	570	36.1	21.1
3 x 2	.94	742	36.1	27.5
3 x 2-1/4	1.20	940	36.1	34.8
3 x 2-1/2	1.47	1161	36.1	43.0
4 x 2-1/4	.68	940	63.5	34.8
4 x 2-3/4	1.01	1404	63.5	52.0
4 x 3-1/4	1.41	1960	63.5	72.6

FIG. 3B (1)

\* EJEMPLO: 2 x 1-1/16

2 = DIAMETRO INTERIOR DE T.P = DIAMETRO EXTERIOR DE LA BOMBA = 2 pg  
 1-1/16 = DIAMETRO PISTON DEL MOTOR = DIAMETRO PISTON DE LA BOMBA = 1-1/16 pg



### BOMBA JOHNSON-FAGG MOTOR Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bi/dia	bi/dia por EPM		
			MOTOR	BOMBA	
2 x 1-5/8 x 1-1/16	.52	225	15.08	6.45	35
2 x 1-5/8 x 1-1/4	.72	312	15.08	8.92	35
2 x 1-5/8 x 1-1/2	1.03	450	15.08	12.85	35
2 x 1-5/8 x 1-5/8	1.21	528	15.08	15.08	35
2-1/2 x 2 x 1-1/4	.44	264	30.80	12.02	22
2-1/2 x 2 x 1-1/2	.68	467	30.80	17.30	27
2-1/2 x 2 x 1-5/8	.80	547	30.80	20.30	27
2-1/2 x 2 x 1-3/4	.93	637	30.80	23.60	27
2-1/2 x 2 x 2	1.21	831	30.80	30.80	27
3 x 2-1/2 x 1-3/4	.59	643	43.71	21.42	30
3 x 2-1/2 x 2	.77	840	43.71	27.98	30
3 x 2-1/2 x 2-1/4	.98	1062	43.71	35.41	30
3 x 2-1/2 x 2-1/2	1.21	1311	43.71	43.71	30
4 x 2-15/16 x 2	.57	840	60.35	27.98	30
4 x 2-15/16 x 2-1/4	.72	1062	60.35	35.41	30
4 x 2-15/16 x 2-1/2	.89	1311	60.35	43.71	30
4 x 2-15/16 x 2-3/4	1.08	1587	60.35	52.90	30
4 x 2-15/16 x 2-15/16	1.22	1810	60.35	60.35	30

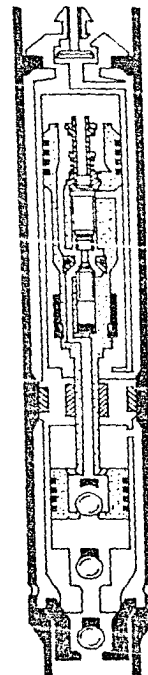
FIG. 3 B(2)

\* EJEMPLO: 2 x 1-5/8 x 1-1/16

2 = DIAMETRO INTERIOR DE T.P. = DIAMETRO EXTERIOR DE BOMBA = 2 pg

1-5/8 = DIAMETRO DEL PISTON DEL MOTOR = 1-5/8 pg

1-1/16 = DIAMETRO PISTON DE LA BOMBA = 1-1/16 pg



### BOMBA FLUID-PACKED UFR-MOTOR Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bi/día	bi/día por EPM		
			MOTOR	BOMBA	
* VFR201611	.62	318	4.24	2.12	150
VFR201613	.87	444	4.24	2.96	150
VFR201616	1.32	673	4.24	4.49	150
VFR252015	.74	630	8.89	5.25	120
VFR252017	1.00	858	8.89	7.15	120
VFR252020	1.32	1119	8.89	9.33	120
VFR302424	1.28	1612	12.99	13.44	120

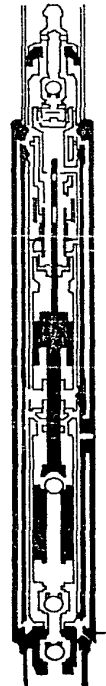
FIG. 3 B (3)

\* EJEMPLO: VFR 201611

20 = DIAMETRO INTERIOR DE T.P = DIAMETRO EXTERIOR BOMBA = 2 pg

16 = DIAMETRO PISTON DEL MOTOR = 1.6 pg

11 = DIAMETRO PISTON DE BOMBA = 1.1 pg



BOMBA FLUID PACKED VFR MOTOR EN TANDEM, BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bl/dia	bl/dia por EPM		
			MOTOR	BOMBA	
* VFR 20161613	.54	444	6.86	2.96	150
VFR 20161616	.81	673	6.86	4.49	150
VFR 25202015	.41	630	15.16	5.25	120
VFR 25202017	.56	858	15.16	7.15	120
VFR 25202020	.73	1119	15.16	9.33	120

FIG.3B(4)

\* EJEMPLO: VFR 20161613.

20=DIAMETRO INT. T.P.=DIAMETRO EXT. DE BOMBA= 2.0 pg.

1616=DIAMETRO DEL PISTON SUP. E INF DEL MOTOR=1.6 pg.

13=DIAMETRO DEL PISTON DE LA BOMBA=1.3 pg.



BOMBA FLUID PACKED V11 MOTOR Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO GASTO		VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		b/dia	b/dia por EPM	
* V-25-11-118	1.18	1419	5.33	225
V-25-11-095	.95	1299	6.66	208

FIG. 3B(5)

408

\*EJEMPLO V25-11-118

25:DIAMETRO INT.DET.P : DIAMETRO EXT.DE BOMBA:2.5 pg.

11:DIAMETRO PISTON DEL MOTOR:1.1 pg.

118:DIAMETRO PISTON DE LA BOMBA:1.18 pg.



BOMBA FLUID PACKED V-21 MOTOR EN TANDEM, BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE RELACION	DESPAZAMIENTO	VELOCIDAD			
		GASTO	bl/dia por EPM		MAXIMA
DESCRIPCION	P/E	bl/dia	MOTOR	BOMBA	(EPM)
* V25-21-075	.75	1173	8.38	6.31	185
V25-21-063	.63	1072	10.00	6.31	170

FIG. 3B (6)

\* EJEMPLO : V25-21-075.

25=DIAMETRO INT. DE T.P = DIAMETRO EXT. DE BOMBA = 2.5 pg.

21=DIAMETRO PISTON DEL MOTOR = 2.1 pg.

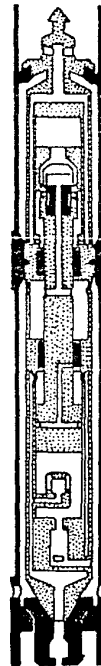
075=DIAMETRO PISTON DE LA BOMBA = .75 pg.



## BOMBA FLUID PACKED F, FE, FEB.

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (FPM)
		GASTO bl/dia	bl/dia por EPM		
			MOTOR	BOMBA	
201311	.71	204	4.2	3.0	68
201313	1.00	285	4.2	4.2	68
201611	.47	204	6.4	3.0	68
201613	.66	285	6.4	4.2	68
201616	1.00	517	9.4	9.4	55
251611	.47	214	7.0	3.3	65
251613	.66	299	7.0	4.6	65
251616	1.00	455	7.0	7.0	65
252016	.64	540	16.5	10.6	51
252018	.81	663	16.5	13.4	51
252020	1.00	841	16.5	16.5	51
40242.2	.88	1269	32.1	28.2	45

FIG.3B(7)

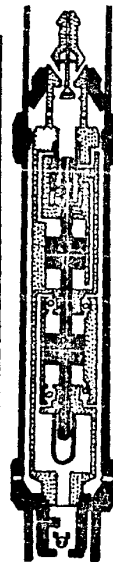




BOMBA KOBE TIPOA - MOTOR SIMPLE Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bl/dia	bl/dia por EPM		
			MOTOR	BOMBA	
2x1-1 3/16	.545	139	2.15	1.15	121
2x1-1	1.000	254	2.15	2.10	121
2x1-1 3/16	1.546	393	2.15	3.25	121
2x1 3/16-1	.547	254	3.30	2.10	121
2x1 3/16-1 3/16	1.000	393	3.30	3.25	121
2-1/2x1 1/4-1	.520	256	5.02	2.56	100
2-1/2x1 1/4-1 1/8	.746	367	5.02	3.67	100
2-1/2x1 1/4-1 1/4	1.000	492	5.02	4.92	100
2-1/2x1 1/4-1 7/16	1.431	703	5.02	7.03	100
2-1/2x1 7/16-1 1/4	.700	492	7.13	4.92	100
2-1/2x1 7/16-1 7/16	1.000	703	7.13	7.03	100
3x1-1/2-1 1/4	.592	486	9.61	5.59	87
3x1-1/2-1 3/8	.787	646	9.61	7.43	87
3x1-1/2-1 1/2	1.000	821	9.61	9.44	87
3x1-1/2-1 3/4	1.480	1218	9.61	14.00	87
3x1 3/4-1 1/2	.576	821	14.17	9.44	87
3x1 3/4-1 3/4	1.000	1218	14.17	14.00	87
4x2-1 3/4	.687	1108	21.44	14.40	77
4x2-2	1.000	1617	21.44	21.00	77
4x2-2 3/8	1.541	2502	21.44	32.50	77
4x2 3/8-2	.549	1617	32.94	21.00	77
4x2 3/8-2 3/8	1.000	2502	32.94	32.50	77

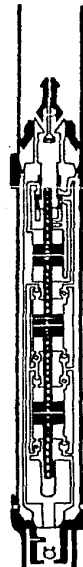
FIG. 3B (8)



**BOMBA KOBE TIPO A MOTOR SIMPLE Y BOMBA DOBLE**

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bi/dia	bi/dia x SPM		
			MOTOR	BOMBA	
2 x 1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> - 1 x 1	1290	508	3.30	420	121
2 x 1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> - 1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> x 1	1647	647	3.30	535	121
2 x 1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> - 1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> x 1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub>	2.000	786	3.30	650	121
2 1/2 x 1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> - 1 1/4 x 1 1/4	1400	984	7.13	9.84	100
2 1/2 x 1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> - 1 3/8 x 1 1/2	1.701	1195	7.13	11.95	100
2 1/2 x 1 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> - 1 3/8 x 1 1/2	2.000	1406	7.13	14.06	100
3 x 1 3/4 - 1 1/4 x 1 1/4	.800	972	14.17	11.18	87
3 x 1 3/4 - 1 1/2 x 1 1/2	1.351	1642	14.17	18.88	87
3 x 1 3/4 - 1 3/4 x 1 1/2	1.675	2039	14.17	23.44	87
3 x 1 3/4 - 1 3/4 x 1 3/4	2.000	2436	14.17	28.00	87
4 x 2 3/8 - 2 x 1 3/4	1.094	2725	32.94	35.40	77
4 x 2 3/8 - 2 x 2	1.299	3234	32.94	42.00	77
4 x 2 3/8 - 2 3/8 x 2	1.650	4119	32.94	53.50	77
4 x 2 3/8 - 2 3/8 x 2 3/8	2.000	5005	32.94	65.00	77

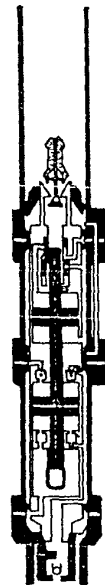
FIG. 3 B (9).



**BOMBA KOBE TIPO B MOTOR Y BOMBA SIMPLE**

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bi/dla	bi/dla por SPM		
			MOTOR	BOMBA	
2 x 1 $\frac{3}{8}$ - 1 $\frac{3}{8}$ .....	.700	381	4.54	3.15	121
2 1 $\frac{3}{8}$ - 1 $\frac{3}{8}$ .....	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 $\frac{1}{2}$ .....	1.000	1086	10.96	10.86	100
3 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

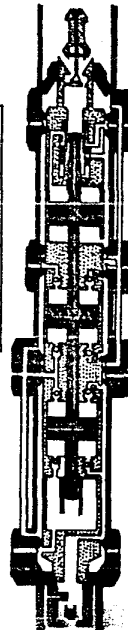
FIG. 3 B(10)



## BOMBA KOBE TIPO B - MOTOR SIMPLY BOMBA DOBLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bl/dia	bl/dia por EPM		
			MOTOR	BOMBA	
2x1-3/8-1-3/16x1-3/16	1.980	751	4.54	5.21	121
2x1-3/8-1-3/8 x1-3/16	1.680	913	4.54	7.55	121
2x1-3/8-1-3/8x1-3/8	1.980	1074	4.54	8.90	121
2-1/2x1-3/4-1-1/2x1-1/2	1.336	1452	10.96	14.52	100
2-1/2x1-3/4-1-3/4x1-1/2	1.632	1794	10.96	17.94	100
2-1/2x1-3/4-1-3/4x1-3/4	1.937	2136	10.96	21.36	100
3x2-1/8-2-1/8x1-7/8	1.454	2726	21.75	31.34	87
3x2-1/8-2-1/8x1-7/8	1.714	3213	21.75	36.94	87
3x2-1/8-2-1/8x2-1/8	1.974	3700	21.75	42.53	87

FIG. 3B(11)



BOMBA KOBE TIPO D - MOTOR DOBLE Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bl/dia	bl/dia por EPM		
			MOTOR	BOMBA	
* 2x1-3/16x1-3/8-1-3/16	.407	381	7.79	3.15	121
2x1-3/16x1-3/8-1-3/8	.581	544	7.79	4.50	121
2-1/2x1-7/16x1-3/4-1-1/2	.411	744	17.99	7.44	100
2-1/2x1-7/16x1-3/4-1-3/4	.608	1086	17.99	10.86	100
3x1-3/4x2-1/8-1-7/8	.440	1387	35.74	15.96	87
3x1-3/4x2-1/8-2-1/8	.606	1874	35.74	21.55	87

FIG.3B (12)

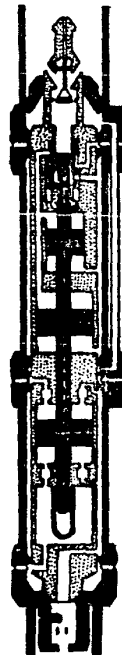
\*EJEMPLO : 2x1-3/16x1-3/8-1-3/16

2=DIAMETRO INTERIOR DE T.P=DIAMETRO EXTERIOR DE BOMBA =2 pg.

1-3/16 =DIAMETRO DEL PISTON SUP. DEL MOTOR =1-3/16 pg.

1-3/8 =DIAMETRO DEL PISTON INF. DEL MOTOR=1-3/8pg.

1-3/16 =DIAMETRO DEL PISTON DE LA BOMBA=1-3/16pg.



BOMBA KOBE TIPO D - MOTOR Y BOMBA DOBLE.

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bl/dia	bl/dia por EPM		
			MOTOR	BOMBA	
* 2x1-3/16x1-3/8-1-3/16x1-3/16	.802	761	7.79	6.21	121
2x1-3/16x1-3/8-1-3/8x1-3/16	.976	913	7.79	7.55	121
2x1-3/16x1-3/8-1-3/8x1-3/8	1.150	1076	7.79	8.90	121
2-1/2x1-7/16x1-3/4-1-1/2x1-1/2	.813	1452	17.99	14.52	100
2-1/2x1-7/16x1-3/4-1-3/4x1-1/2	.976	1794	17.99	17.94	100
2-1/2x1-7/16x1-3/4-1-3/4x1-3/4	1.196	2136	17.99	21.36	100
3x1-3/4x2-1/8-1-7/8x1-7/8	.882	2726	35.74	31.34	87
3x1-3/4x2-1/8-2-1/8x1-7/8	1.039	3213	35.74	36.94	87
3x1-3/4x2-1/8-2-1/8x2-1/8	1.197	3700	35.74	42.53	87

FIG.3B(13)

\* EJEMPLO: 2x1-3/16x1-3/8-1-3/16x1-3/16.

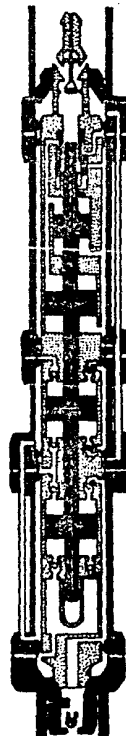
2=DIAMETRO INT. DE T.P=DIAMETRO EXT. DE BOMBA=2pg.

1-3/16=DIAMETRO PISTON SUP. DEL MOTOR=1-3/16pg.

1-3/8=DIAMETRO PISTON INF. DEL MOTOR=1-3/8pg.

1-3/16=DIAMETRO PISTON SUP. DE LA BOMBA=1-3/16.

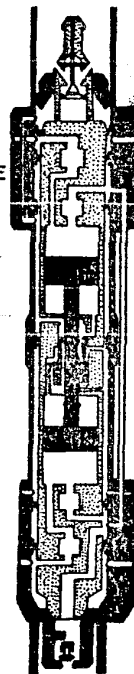
1-3/16=DIAMETRO PISTON INF. DE LA BOMBA=1-3/16



## BOMBA KOBE TIPO E MOTOR Y BOMBA SIMPLE

DIAMETRO DE BOMBA Y DESCRIPCION	RELACION P/E	DESPLAZAMIENTO			VELOCIDAD MAXIMA (EPM)
		GASTO bl/dia	bl/dia por EPM.		
			MOTOR	BOMBA	
* 2 x 1-3/8	1.152	1311	18.35	21.15	62
2-1/2 x 1-3/4	1.146	2397	37.36	42.81	66
3 x 2-1/8	1.142	4075	66.32	75.76	83

FIG. 3B(14).



\* EJEMPLO: 2 x 1-3/8.

2=DIAMETRO INTERIOR DE T.P.=DIAMETRO EXTERIOR DE BOMBA = 2 pg.

1-3/8=DIAMETRO PISTON DEL MOTOR=DIAMETRO PISTON DE BOMBA =1-3/8.

APENDICE 4A



CAVITACION

La cavitación se define como la vaporización local de un líquido, debido a las reducciones locales de presión por la acción dinámica del fluido. Este fenómeno está caracterizado por la formación de cavidades o burbujas, las cuales se llenan con vapor del mismo líquido que se está bombeando. Estas burbujas de vapor son altamente comprimidas, tan pronto como alcanzan regiones de alta presión, en su camino a través de la bomba.

La condición física para que ocurra la cavitación, es que se requiere que la presión disminuya por cualquier concepto, hasta el valor de la presión de vapor correspondiente a la temperatura del líquido. La reducción de la presión absoluta en el interior de la bomba, hasta aquella correspondiente a la presión de vapor, puede ser general para todo el sistema o únicamente local, esta última puede producirse sin que exista cambio en la presión promedio.

Para un gasto de producción dado y una presión de entrada a la bomba, se tendrá un área mínima de flujo anular requerida para evitar la cavitación\*.

$$ASM = (A_j - A_t) = q_3 / 691 \sqrt{p_3/G_3} \dots 4A1$$

donde:

ASM = Area mínima anular para evitar la cavitación,  $pg^2$   
 $G_3$  = Gradiente de los fluidos producidos,  $lb/pg^2/ft$ .

Se requiere una corrección por cavitación para el gas. Suponiendo que el flujo estrangulado dentro del área mínima anular de la cámara de mezclado, es más o menos, el chorro de fluido motriz, se requiere un área adicional para el paso de gas, esta área es:

$$AG = q_3 (1 - fw) R / 24,650 p_3 \dots 4A2$$

\* Petrie, H.L and Smart, E.: " Jet Pumping Oil Wells"., World Oil, November 1983.

donde :

AG = área para el paso del gas,  $pg^2$ .  
fw = fracción de agua.

La ecuación 4A1 considerando gas queda:

$$ASM = q_3 (1/691 \sqrt{G_3/p_3} + (1 - fw) R/24.650 p_3 ) \dots 4A3$$

NOTA: La nomenclatura es la misma que para el capítulo 4.