



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

APLICACION DEL ANALISIS NODAL AL SISTEMA
ARTIFICIAL DE BOMBEO MECANICO.

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO PETROLERO
P R E S E N T A:
RAMON RODRIGO AGUILAR MARURI

MEXICO, D. F. 1986



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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA

FACULTAD DE INGENIERIA
DIRECCION
60-I-248

Señor AGUILAR MARURI RAMON RODRIGO.
P R E S E N T E.

En atención a su solicitud, me es grato hacer de su conocimiento el tema que aprobado por esta Dirección, propuso el Profesor Ing. Héctor Jesús Díaz Zertuche, para que lo desarrolle como Trabajo Escrito o Tesis para su Examen Profesional de la carrera de INGENIERO PETROLERO.

"APLICACION DEL ANALISIS NODAL AL SISTEMA ARTIFICIAL DE BOMBEO MECANICO"

- I INTRODUCCION.
- II SISTEMA DE BOMBEO MECANICO.
- III ANALISIS Y DISEÑO.
- IV TEORIA DEL ANALISIS NODAL.
- V APLICACION DEL ANALISIS NODAL AL SISTEMA ARTIFICIAL DE PRODUCCION DE BOMBEO MECANICO.
- VI CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.
NOMENCLATURA.
BIBLIOGRAFIA.

Ruego a usted se sirva tomar debida nota de que en cumplimiento con lo especificado por la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito indispensable para sustentar Examen Profesional; así como de la disposición de la Coordinación de la Administración Escolar en el sentido de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la Tesis, el título del trabajo realizado.

Atentamente.

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cd. Universitaria, D.F., a 21 de noviembre de 1986.

EL DIRECTOR


Dr. Octavio A. Escón Chávez

0ARCh'GCW?gtg

" I N D I C E "

	PAGINA
I. INTRODUCCION	1
II. SISTEMA DE BOMBEO MECANICO	
II.1 INTRODUCCION	5
II.2 LA BOMBA SUBSUPERFICIAL Y EL CICLO - DE BOMBEO.....	6
II.3 LA SARTA DE VARILLAS DE SUCCION	11
II.4 EL EQUIPO SUPERFICIAL DE BOMBEO.....	17
III. ANALISIS Y DISEÑO	
III.1 INTRODUCCION	30
III.2 ANALISIS DINAMOMETRICO.....	31
III.3 METODOS DE DISEÑO.....	47
III.3.1. METODO TRADICIONAL.....	49
III.3.2 METODO API-RP-11L	52
IV. TEORIA DEL ANALISIS NODAL	
IV.1 INTRODUCCION	68
IV.2 FLUJO EN EL YACIMIENTO.....	74
IV.3 FLUJO VERTICAL	80
IV.4 FLUJO MULTIFASICO A TRAVEZ DE EXTRAN GULADORES.....	88
IV.5 FLUJO MULTIFASICO HORIZONTAL.....	92
IV.6 CURVAS DE COMPORTAMIENTO DE FLUJO EN EL SISTEMA DE BOMBEO MECANICO.....	96

V. APLICACION DEL ANALISIS MODAL AL SISTEMA ARTIFICIAL	
DE BOMBEO MECANICO	103
VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	110
NOMENCLATURA	112
REFERENCIAS	114

CAPITULO I

INTRODUCCION

La cantidad de fluidos factibles de obtener de un pozo petrolero depende tanto de las características físicas de la roca almacenadora como de las del fluido por recuperar, de la presión original y del tipo de empuje que se tenga. Dicho de otra forma, para que un pozo fluya, es necesario que la energía del yacimiento en forma de presión sea superior a las pérdidas de presión que se tienen desde el fondo del pozo hasta la superficie, por el peso de la columna de fluido y por la fricción de los fluidos con la tubería.

En su vida productiva, un pozo puede pasar por diferentes etapas en función de los parámetros mencionados. Si el empuje es hidráulico, el yacimiento conserva su presión original y los pozos producen en forma constante hasta el agotamiento de los hidrocarburos recuperables. Un comportamiento diferente se tiene cuando la energía disponible para la extracción es la presión contenida en el casquete de gas, la cual declina

hasta el punto de ser insuficiente para sostener la columna de fluido desde el yacimiento hasta la superficie.

Antes de que esto ocurra se implantan los Sistemas de Recuperación Secundaria, ya sea para incrementar la presión de fondo o efectuar un barrido de fluidos, prolongando así la vida productiva del pozo. Los métodos artificiales de producción complementan estos sistemas, proporcionando la energía necesaria para hacer llegar los fluidos a la superficie. Para tener una vista panorámica de los Sistemas Artificiales de Producción, a continuación se describen brevemente los más usuales.

BOMBEO NEUMATICO

Consiste en suministrar energía al fluido por extraer mediante gas comprimido que se hace pasar del espacio anular a la tubería de producción en forma continua o intermitente, según las características del pozo.

BOMBEO MECANICO

Este sistema consta de una bomba reciprocante instalada a una profundidad mayor que el nivel de operación del pozo. La energía necesaria para accionar esta bomba en el fondo del pozo es transmitida por varillas desde el equipo superficial, el cual es accionado por un motor que puede ser de combustión interna o eléctrico.

BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO

Este sistema consta de una bomba centrífuga sumergida en el fluido del pozo y accionada por un motor eléctrico subsuperficial, el cual recibe energía por medio de un cable conductor, desde la superficie.

BOMBEO HIDRAULICO

Este sistema se basa en hacer llegar la energía a la bomba subsuperficial por medio de un fluido a presión desde la superficie, que hace accionar un pistón coaxial con la bomba, saliendo en la superficie el fluido motriz y los hidrocarburos.

En la mayoría de los casos es posible reducir costos por mantenimiento de equipo y/o incrementar la producción aplicando el concepto de Análisis Nodal, cuando se diseñan los Sistemas Artificiales de producción.

El concepto de Análisis Nodal es básicamente la aplicación de matemáticas elementales en cada punto del sistema de producción del pozo, donde ocurren cambios de presión considerables debido a la producción del mismo. En la práctica, los cálculos ayudan a determinar cual es el tipo y tamaño de instalación superficial adecuado; así como las dimensiones del equipo subsuperficial que permitan explotar a los pozos con mayor eficiencia.

En este trabajo se presenta un estudio del Análisis Nodal aplicado a un Sistema Artificial de Producción de Bombeo Mecánico.

CAPITULO II

SISTEMA DE BOMBEO MECANICO

II.1 INTRODUCCION

Uno de los Sistemas Artificiales de Producción que mayor impulso ha tenido en la industria petrolera es el Bombeo Mecánico. En México su uso no ha sido tan grande como en otros países, debido principalmente a la disponibilidad de gas natural en muchos de los Campos, lo que ha conducido al uso del Bombeo Neumático.

No obstante, en la actualidad existe una gran cantidad de pozos que operan por Bombeo Mecánico y es obvio que un mejoramiento en la eficiencia de operación de estas unidades representaría un incremento notable en la producción de aceite, así como una disminución en los costos de operación. Este mejoramiento puede lograrse aplicando métodos más apropiados al proyectar las instalaciones, o bien efectuando modificaciones adecuadas a las instalaciones existentes.

Conforme transcurre la vida productiva de un pozo de aceite, éste pasa por diferentes etapas que comprenden: F l u y e n t e y P r o d u c t o r por Sistemas Artificiales.

En el primer caso, los hidrocarburos fluyen hacia la superficie por energía propia del yacimiento y en el segundo, es necesario adicionar energía a los fluidos para que los pozos produzcan.

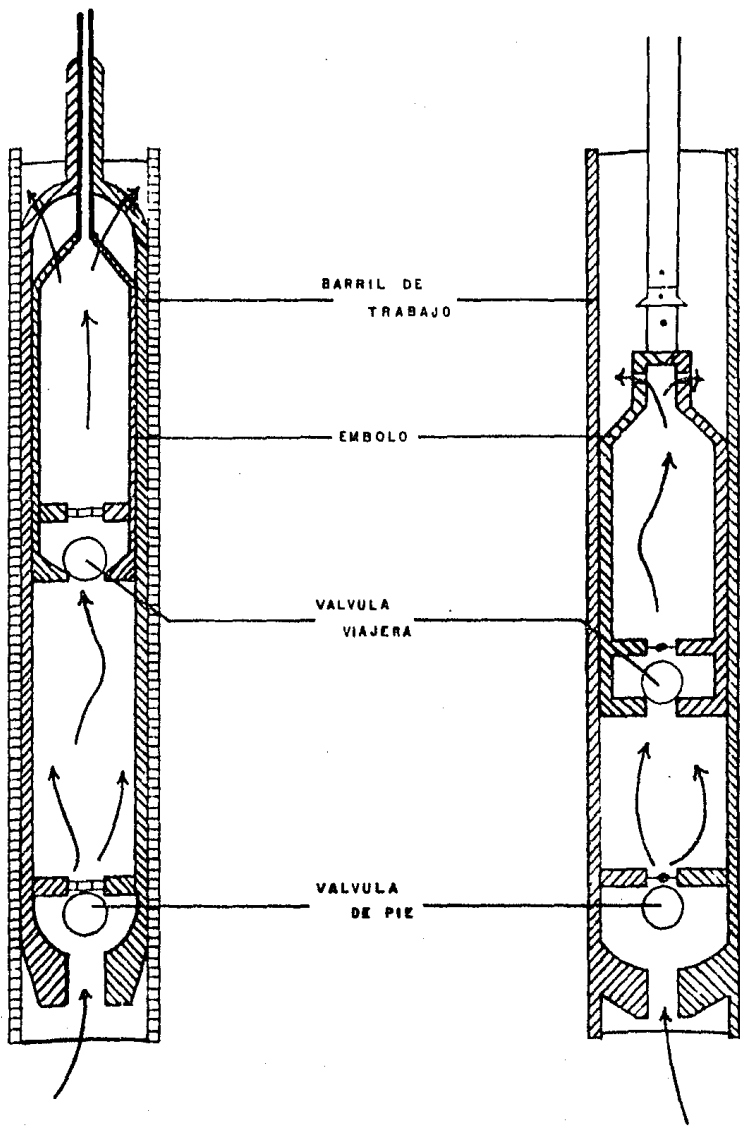
A continuación se presenta en forma breve las partes principales del Sistema de Bombeo Mecánico.

II.2 LA BOMBA SUBSUPERFICIAL

La función es admitir los fluidos del yacimiento y desplazarlos desde el fondo del pozo hasta la superficie por el interior de la tubería de producción mediante un movimiento vertical ascendente y descendente hasta llegar a la cabeza del pozo.

La Bomba Subsuperficial consta básicamente de cuatro componentes. (Fig.2.1).

- 1) Barril de Trabajo
- 2) Embolo
- 3) Válvula Viajera
- 4) Válvula de Pie



LA BOMBA SUBSUPERFICIAL

FIG. No. 2.1

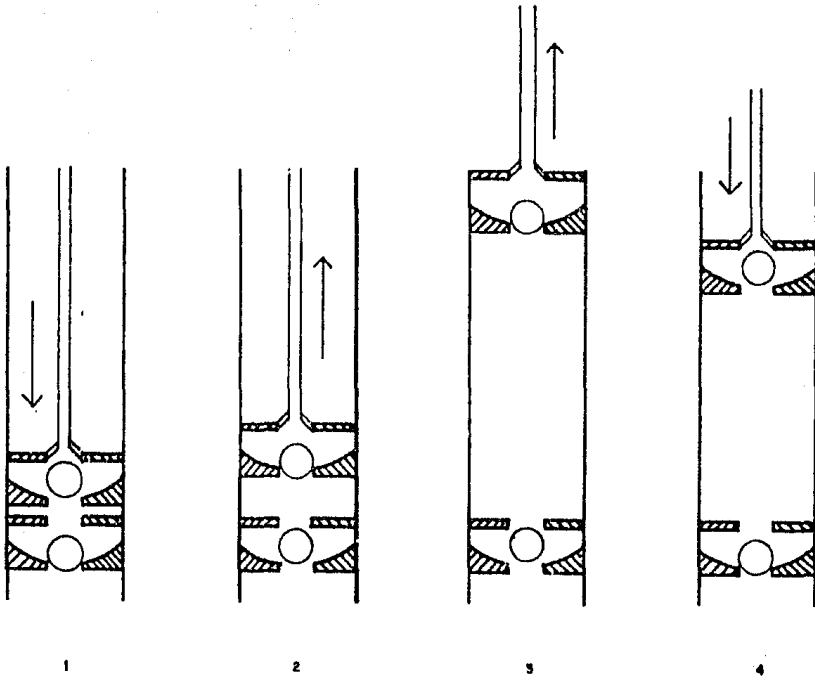
Se pueden considerar los siguientes factores que influyen en la selección apropiada de una bomba: Cantidad del fluido a producir sobre la bomba, Viscosidad del aceite, Inclinación del pozo, Temperatura, Limpieza del fluido y Clase de metal usado en la fabricación de la bomba.

EL CICLO DE BOMBEO

El Ciclo de Bombeo es el trabajo mecánico que desarrolla la bomba para poder desplazar los fluidos del yacimiento. Estos fluidos forman una columna hidrostática dentro de la tubería de producción, la cual es levantada por la bomba. (Fig.2.2).

El ciclo consta básicamente de cuatro pasos que son:

- 1) La Válvula Viajera y el Emboło están a punto de terminar la carrera descendente (válvula de pie cerrada y válvula viajera abierta).
- La Válvula de Pie permanece cerrada debido a que está soportando la carga del fluido que entra de la formación hacia el barril.
- La Válvula viajera está abierta debido a que sufre



EL CICLO DE BOMBEO

FIG. No. 2.2

empuje del fluido y permite la admisión de este al barril.

- La Tuberia de Producción y la Válvula de Pie soportan las cargas del fluido y las varillas.

2) Se inicia la carrera ascendente del Embolo y la Válvula Viajera.

- La Válvula de Pie se abre debido a que los fluidos la empujan llenando el barril.
- La Válvula Viajera se cierra porque se inicia un movimiento ascendente y actúa sobre ella el peso de la columna de fluido.
- Las varillas y la Válvula Viajera soportan las cargas del fluido y varillas.

3) Está a punto de terminar la carrera ascendente del Embolo y la Válvula Viajera.

- La Válvula de Pie sigue abierta admitiendo fluidos hacia el barril.
- La Válvula Viajera continúa cerrada.

- Las varillas y la Válvula Viajera soportan las cargas.
- 4) Se inicia la carrera descendente del Embolo y la Válvula Viajera.
- La Válvula de Pie se cierra debido a que soporta la carga del fluido.
 - La Válvula Viajera abre ya que sufre un empuje del fluido y permite la admisión al barril.
 - La carga de varillas y fluido se transfiere a la tubería de producción y a la Válvula de Pie.

II.3 LA SARTA DE VARILLAS DE SUCCION

La Sarta de Varillas de Succión es un sistema vibratorio complejo, el cual transmite movimiento del equipo superficial a la bomba subsuperficial.

El diseño de una instalación de bombeo, incluyendo el equipo superficial y subsuperficial, requiere de la selección de una adecuada sarta de varillas de succión.

El principal constituyente de la mayoría de varillas -

de succión es hierro. Casi todas las varillas de acero contienen más del 90 % de hierro en su composición. Sin embargo existen varios aditivos como son: Carbón, Manganeso, Azufre, Silicón, Níquel, Vanadio, Cobre, Boro, Cromo, Molibdeno. La combinación de estos elementos confieren mayor o menor resistencia al metal.

En general, los esfuerzos máximos de trabajo para las varillas de succión no deben ser mayores de 40 000 lb/pg² y en casos extremos se puede permitir 60 000 lb/pg² en función de las características del fluido en contacto. En fluidos corrosivos, el esfuerzo máximo aconsejable debe ser reducido considerablemente.

Los diámetros estándar de varillas de succión disponibles que se encuentran en el mercado varían de 1/2" a 1/8".

En el diseño, hasta profundidades aproximadas de 3 500 Pies, la sarta de varillas de succión puede llegar a ser de un mismo diámetro, pero para profundidades mayores, es aconsejable usar una sarta combinada de diferentes diámetros y longitudes. Las varillas de menor diámetro se instalan en la base de la sarta, mientras que las de mayor diámetro se colocan en la cima de la sarta donde la carga sobre la misma es mayor.

Las cargas máximas y mínimas que se esperan durante el ciclo de bombeo para cualquier sarta de varillas de succión dada, deben ser determinadas lo más acertadamente posible para diseñar o seleccionar el equipo superficial adecuado para manejar estas cargas.

Existen dos métodos generales para diseñar una sarta de varillas de succión de diámetros combinados:

1º Asignando a cada una de las secciones graduadas de la sarta su máximo esfuerzo. Es decir, se determina un punto en la sarta en el cual el esfuerzo en la varilla iguala el esfuerzo de seguridad máximo de trabajo seleccionado arbitrariamente. De este punto hacia arriba se usan varillas de succión de mayor diámetro.

2º Diseñar la sarta de varillas de tal manera que los esfuerzos sean iguales donde exista un cambio de diámetro.

En el diseño de una sarta de varillas de succión debe considerarse el sistema total, incluyendo equipo superficial, para eliminar peso innecesario y distribuir mejor las cargas. Es posible utilizar diferentes diámetros de varillas en la -

sarta dependiendo de la profundidad del pozo y condiciones de operación. El problema es determinar la longitud de cada sección de la sarta.

Como un paso final en el diseño de sarta de varillas - combinadas, el esfuerzo máximo debe chequearse para certificar que no excede del esfuerzo permisible de seguridad para trabajar. El esfuerzo máximo total en la cima de la sarta será la máxima carga sobre la varilla pulida.

En un Sistema de Bombeo Mecánico, para levantar la carga, la varilla pulida debe tener una fuerza y una resistencia mayor que el peso muerto de las varillas de succión y del fluido. Esta fuerza se conoce como la carga máxima sobre la varilla pulida y consiste de dos componentes:

1. El peso estático de las varillas y el fluido.
2. Una fuerza adicional.

Esta se entiende en términos de Bombeo Mecánico expresada como un porcentaje o fracción del peso estático de las varillas y el fluido y es referido como el Factor de Impulso o Aceleración y de una manera más precisa como el componente de inercia.

Todos los Sistemas de Bombeo Mecánico tienen como carac-

terística común el patrón típico de cargas sobre la varilla pulida durante un ciclo de bombeo. (Fig.2.3).

Este patrón está dividido en 4 zonas del movimiento de la varilla pulida y se desprecian los efectos de las fuerzas de fricción y armónicas.

ZONA I

Es la parte de la carrera donde la carga máxima de varillas y fluido son levantadas del fondo con máxima aceleración. Esta zona se extiende desde el fondo hasta algún punto cerca de la mitad de la carrera ascendente.

En esta zona, el componente de la fuerza de inercia se suma a la carga estática de la masa de varillas y fluido.

Debido a que la máxima aceleración hacia arriba ocurre en esta zona, normalmente el producto de la carga compuesta de varillas y fluido multiplicado por la máxima aceleración da como resultado la carga pico o carga máxima sobre la varilla pulida.

ZONA II

Es la parte de la carrera ascendente que se extiende -

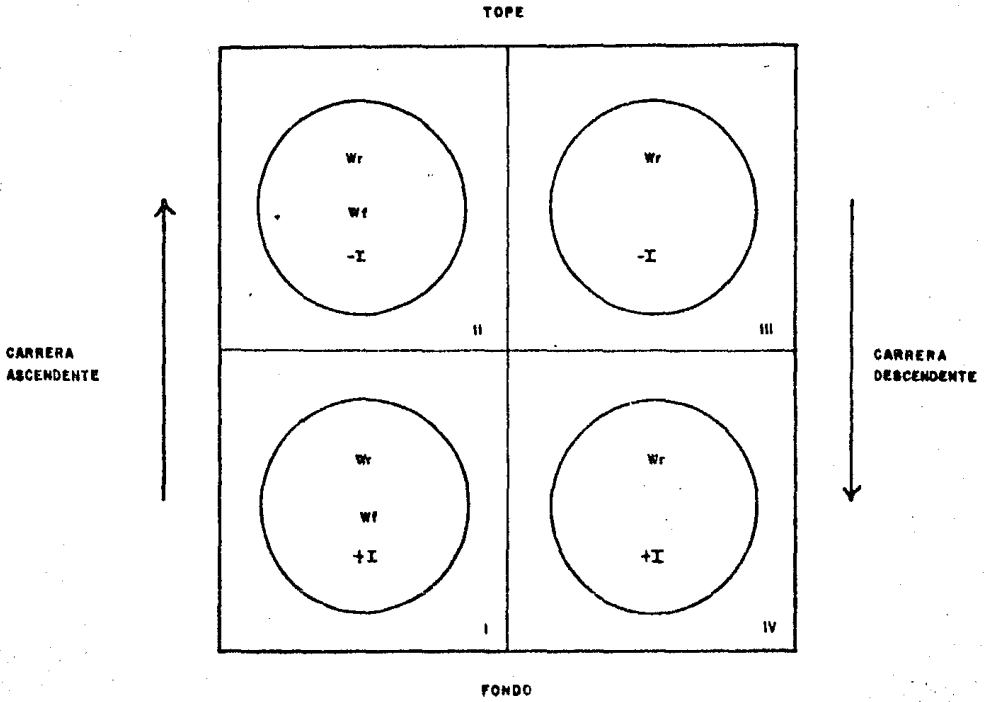


FIG. No. 2.3

desde la carga del punto medio, hasta el tope de la carrera. En esta zona, aún se tiene la máxima masa de varillas y fluido, pero se está desacelerando. Consecuentemente el componente de inercia de la masa de varillas y fluido se está restando del peso estático.

ZONA III

Se inicia en la parte superior de la carrera descendente corriendo hacia abajo hasta algún punto cerca de la mitad de la carrera. En esta zona se tiene únicamente el peso de las varillas flotando menos el componente de inercia. Normalmente en esta zona ocurre la máxima aceleración hacia abajo.

ZONA IV

Se inicia en algún lugar cerca de la mitad de la carrera descendente y se extiende hacia el fondo de la carrera. En esta zona las varillas flotando se desaceleran en su preparación para detenerse en el fondo de la carrera; entonces el componente de inercia se suma al peso de las varillas.

11.4. EL EQUIPO SUPERFICIAL DE BOMBEO

El elemento que proporciona el movimiento necesario a -

fin de levantar la columna de aceite es la unidad superficial de bombeo mecánico. En la Fig.2.4 se representa esquemáticamente una unidad, en la cual se pueden apreciar cada uno de los componentes de la misma.

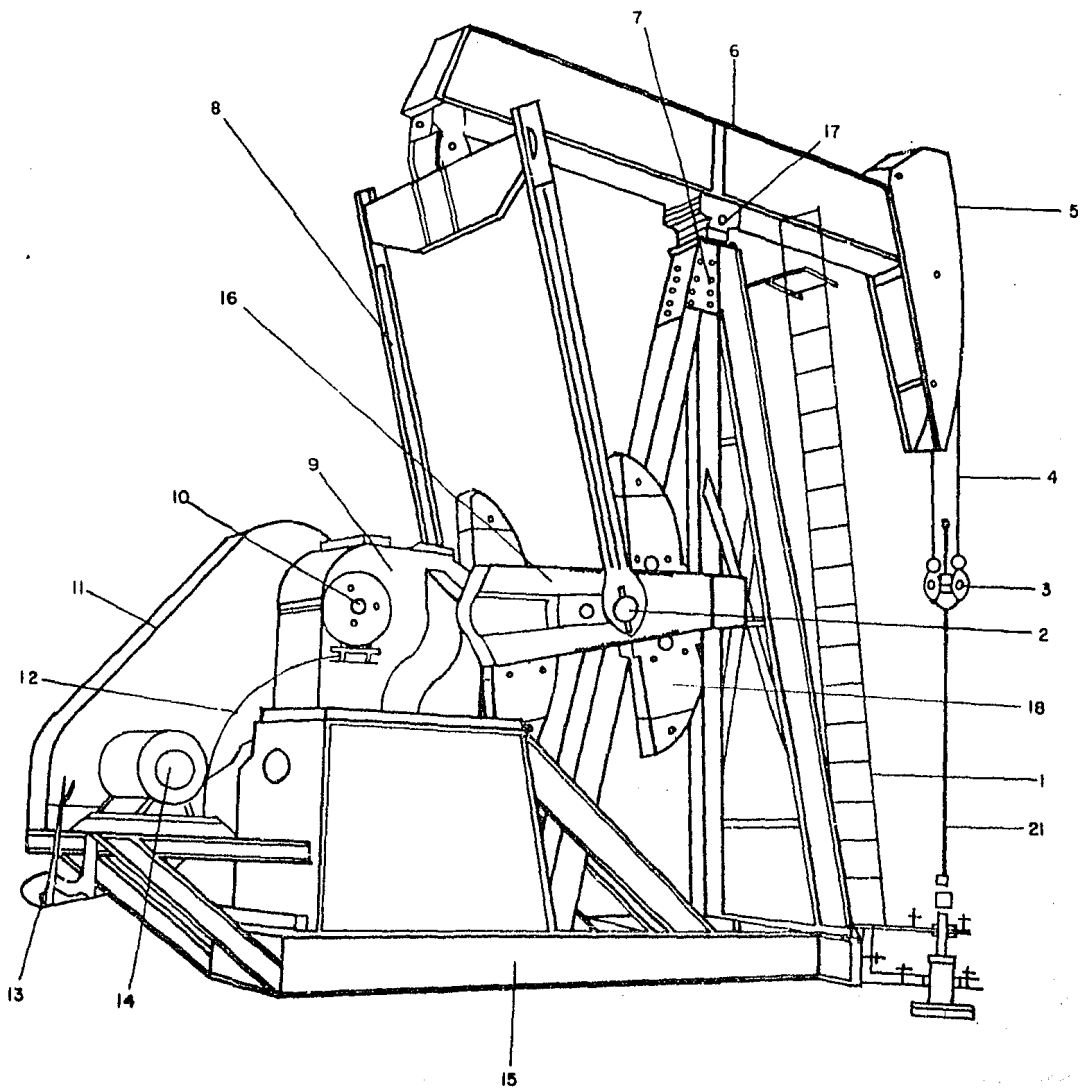
La energía se transmite del motor a la sarta de varillas; en esta acción, se obliga a cambiar el movimiento de rotación de la flecha del motor a un movimiento reciprocante en la varilla pulida, reduciendo la velocidad del motor a una velocidad de bombeo conveniente. La reducción de velocidad se efectúa por medio del reductor de engranes.

En el Sistema de Bombeo Mecánico se pueden diferenciar tres tipos de unidades:

- a). Unidad Convencional (Fig. 2.4).
- b). Unidad Mark II (Fig.2.5).
- c). Unidad Aerobalanceada (Fig. 2.6).

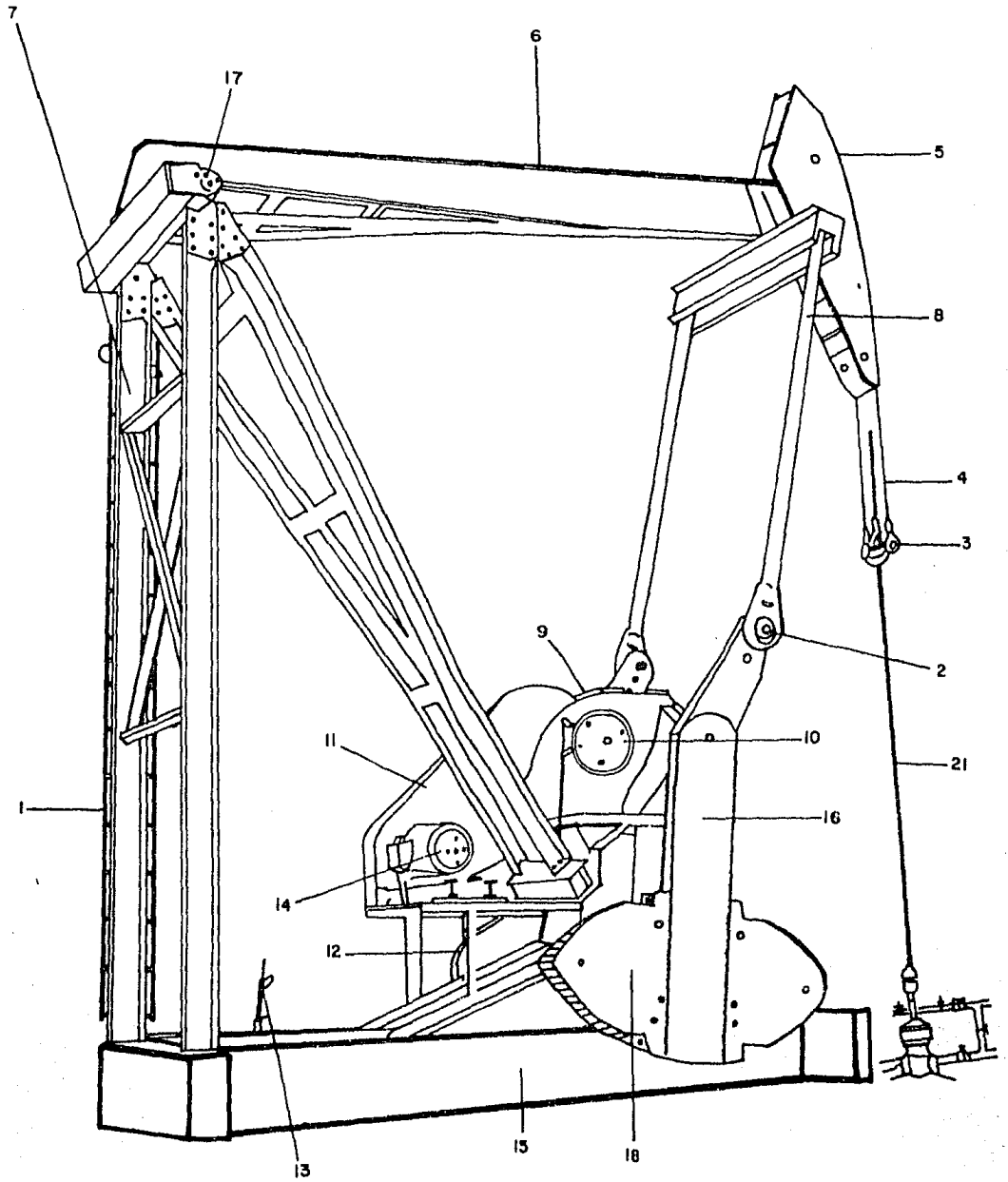
La diferencia entre ellas radica en la geometría de la unidad y en el sistema de contrabalanceo, del cual se hablará más adelante.

En general, el principio de la conversión de movimiento es el mismo. El movimiento circular del sistema Biela-Manivela -



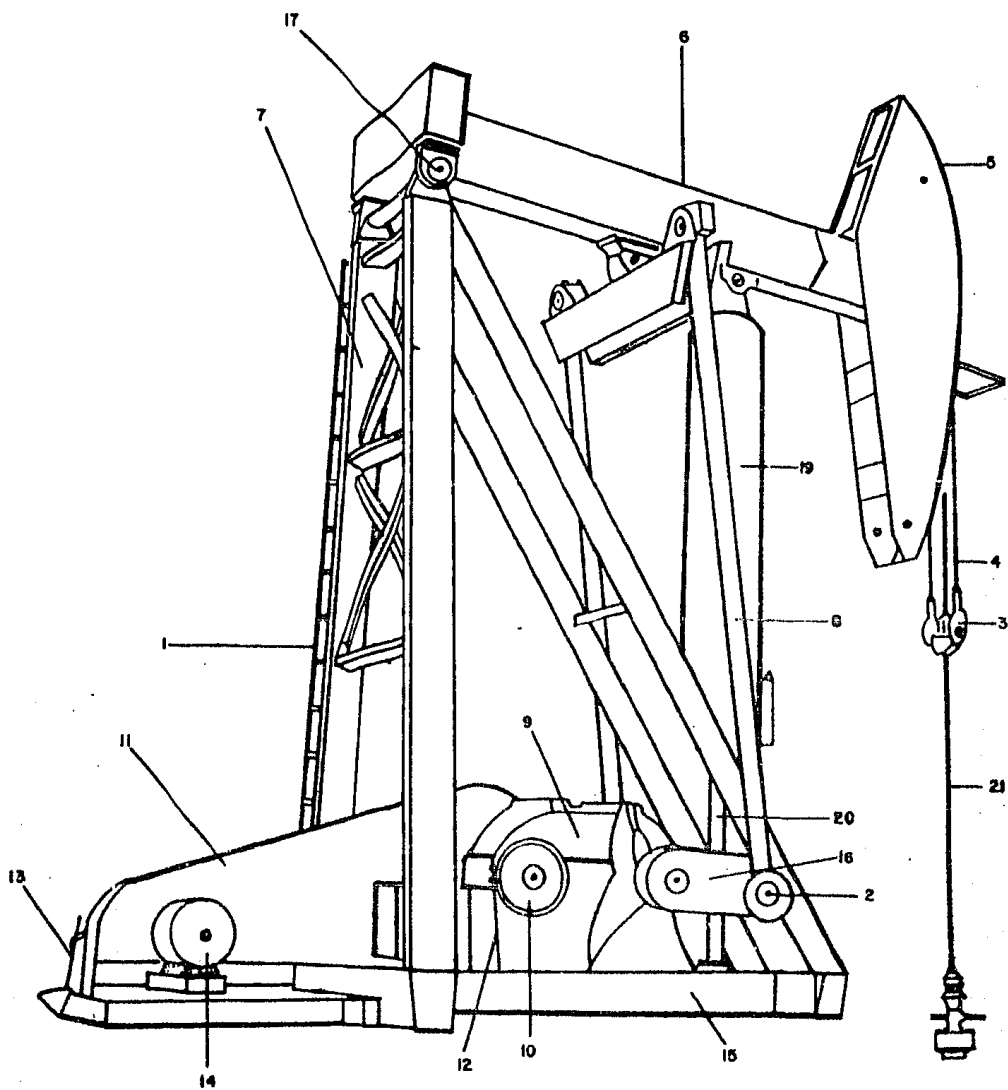
UNIDAD CONVENCIONAL

FIG. No. 2.4



UNIDAD MARK II

FIG. No. 2.5



UNIDAD AEROBALANCEADA

FIG. No. 2.6

DESCRIPCION

- 1 ESCALERA
- 2 BALEROS DEL PERNO DE LA MANIVELA
- 3 PORTAVASTAGO
- 4 CABLE DE ACERO
- 5 CABEZA DE CABALLO
- 6 BALANCIN
- 7 POSTE SANSON
- 8 BIELA
- 9 REDUCTOR DE ENGRANES
- 10 TAMBOR DEL FRENO
- 11 GUARDABANDAS
- 12 VARILLA DEL FRENO
- 13 PALANCA DEL FRENO
- 14 MOTOR
- 15 BASE
- 16 MANIVELA
- 17 COJINETE DE APOYO DEL POSTE SANSON
- 18 CONTRAPESOS
- 19 CILINDRO DE AIRE
- 20 VASTAGO DEL CILINDRO DE AIRE
- 21 VARILLA PULIDA

provoca que el balancín oscile en torno al cojinete de apoyo, por lo tanto imprime un movimiento recíprocante a la varilla pulida a través de la cabeza de caballo. La distancia de la flecha de la manivela a la conexión de la biela con el balancín define la longitud de carrera de la varilla pulida.

Las unidades tienen tres o más puntos de conexión de la biela con la manivela, correspondiente cada uno de ellos a diferentes longitudes de carrera de la varilla pulida.

Una vez que los factores de cálculo dentro del pozo se han tomado en cuenta, es importante analizar las consideraciones requeridas en el diseño y selección del equipo superficial, éstas son:

- a). El contrabalanceo de la unidad.
- b). El torque sobre la flecha del reductor de engranes.
- c). El caballaje desarrollado por el motor.
- d). La reducción de velocidad.

CONTRABALANCEO

En un Sistema de Bombeo Mecánico la cantidad de trabajo sobre la varilla pulida necesario para levantar la columna de fluido se requiere solamente durante la primera mitad de la - carrera ascendente. Si la unidad no estuviera contrabalanceada, el trabajo total requerido por el motor sería mucho mayor

durante la carrera ascendente que es cuando la máxima carga - de varillas y fluido son levantadas. Consecuentemente, todo el trabajo útil del motor principal se realizaría durante la carrera ascendente y sería nulo durante la carrera descendente. Esta función requeriría un motor de grandes dimensiones y un reductor de engranes mayor, con lo cual se producirían - fluidos en la superficie de una manera ineficiente.

Para reducir el tamaño de la unidad de fuerza y del reductor de engranes, el sistema se provee de contrapesos con peso aproximadamente igual al peso de las varillas de succión flotando más la mitad del peso del fluido.

Durante la carrera ascendente los contrapesos caen, entonces el motor recibe ayuda por este efecto de contrabalanceo al levantar el peso combinado de varillas y fluido, resultando en una fuerza desbalanceada equivalente a sólo la mitad del peso del fluido. De esta manera, el motor necesita levantar únicamente una fuerza igual a la mitad de dicho peso.

Durante la carrera descendente, el efecto de contrabalanceo se opone al regreso de las varillas flotando y nuevamente el resultado es una fuerza desbalanceada equivalente a la mitad del peso del fluido.

Cuando el contrabalanceo es adecuado, los requerimientos de trabajo de carrera ascendente y descendente del motor serán aproximadamente iguales. Entonces el torque ejercido sobre el reductor de engranes será también igual durante el ciclo de bombeo.

TORQUE SOBRE EL REDUCTOR DE ENGRANES

El torque se define como una fuerza que actúa por ángulos rectos en el extremo de un brazo de palanca, multiplicado por la longitud del brazo el cual tiende a producir rotación y trabajo. Cuando este concepto se aplica a unidades de Bombeo Mecánico, el torque se refiere al número de lb·pg, de fuerza aplicados a la flecha de la manivela.

Básicamente, el torque neto de una unidad de Bombeo Mecánico es la diferencia entre el torque ejercido por la carga del pozo y el torque ejercido por los contrapesos en cualquier posición de la manivela.

El torque neto es la carga de torsión real que actúa sobre la unidad de fuerza y sobre la caja de engranes durante el ciclo de la manivela.

El torque neto máximo se refiere como el torque pico y es el valor al cual el reductor de engranes debe ser diseñado. De tal manera que en cualquier instalación de bombeo mecánico, el torque real pico, ocurriendo durante el ciclo de bombeo, -

no debe de exceder la capacidad de torque máximo de la caja - de engranes .

En las unidades convencionales, el torque pico generalmente ocurre dos veces durante cada revolución de la manivela donde la diferencia entre el torque de carga del pozo y el - torque por contrapesos es máximo.

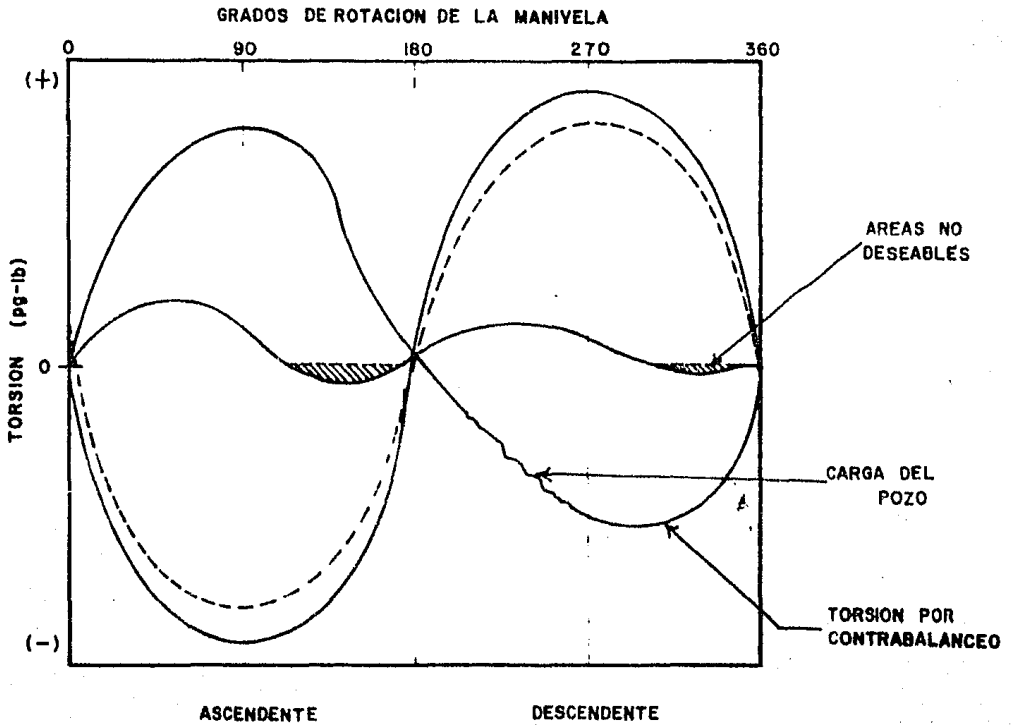
El reductor de engranes debe ser diseñado para poder manejar este torque máximo. En consecuencia se puede decir que el torque neto máximo es una función de la diferencia entre - las cargas máximas y mínimas sobre la varilla pulida.

FACTORES DE TORQUE

Uno de los conceptos más importantes en el Sistema de - Bombeo Mecánico es el factor de torque. La razón de su importancia es que sin estos, sería difícil determinar la carga de torsión exacta que la sarta de varillas impone sobre el reductor de engranes en cualquier posición de la manivela.

El factor de torque utilizado es la relación de torsión por carga sobre el reductor de engranes a la carga sobre la varilla pulida. Los resultados de multiplicar las cargas en la varilla pulida por los factores de torsión dados por el fabricante, se grafican. En la Fig. 2.7 se presenta la forma -

— UNIDAD CONVENCIONAL
 --- UNIDAD MARK II



CURVA DE TORSION

FIG. No. 2.7

senosoidal de la curva de torsión en donde puede apreciarse - el efecto de torsión por carga del pozo, y por el efecto de - contrabalanceo.

La manera de construir esta gráfica es determinando las cargas sobre la varilla pulida cada 15° de giro de la manivela leídas en la carta dinamométrica y multiplicándolas por - sus factores de torque. Estos valores se grafican contra los grados de rotación de la manivela.

Cuando las varillas están en movimiento descendente, la torsión en la flecha del motor es positiva ya que éste realiza - trabajo para levantar los contrapesos. Durante el movimiento ascendente, la torsión en la flecha del reductor es negativa, ya que los contrapesos contribuyen a levantar al sistema varillas-fluido.

UNIDADES DE POTENCIA

Es recomendable tener siempre en mente el tipo de unidad de potencia, ya que su selección es una parte muy importante en el diseño, pues permite optimizar las características y tamaño de la unidad. Se utilizan motores de combustión interna y eléctricos.

Entre los motores de combustión interna se encuentra el de cilindro sencillo o simple, el de dos cilindros, y el multicilíndrico, los cuales se han estado utilizando en instalaciones

de bombeo mecánico por muchos años; sin embargo, por diferentes razones, el uso de los motores eléctricos ha llegado a incrementarse en los últimos años quizá por que ningún otro tipo de motor haya probado ser más confiable y con la menor cantidad de dificultades que el motor eléctrico.

En este tipo de motores se conoce el concepto de deslizamiento, el cual se define como la diferencia entre la velocidad del motor sin carga y la velocidad del motor bajo carga, expresada como un porcentaje de la velocidad sin carga. De aquí parte la clasificación de los motores eléctricos, entre los cuales se tienen los de deslizamiento normal (menos del 5 % de desplazamiento), de deslizamiento medio (5 % al 10 % de desplazamiento), alto deslizamiento (8 % al 13 %), y últimamente se introdujo el uso de motores de muy alto deslizamiento (del 30 % al 40 %).

La mayoría de los métodos de diseño se refieren a motores eléctricos debido a la gran demanda en el uso para las unidades de bombeo mecánico, sin embargo, los principios se aplican de igual manera a los motores de combustión interna.

CAPITULO III

ANALISIS Y DISEÑO

III.1 INTRODUCCION

El Ingeniero de Diseño debe estar totalmente familiarizado con la función y las características especiales de cada una de las partes del sistema para que pueda tener los óptimos resultados que se esperan. Existen fórmulas básicas para calcular los diferentes factores que afectan la selección de un sistema adecuado, sin embargo no todas las fórmulas son exactas al operar un sistema de este tipo ya que en cada pozo se tienen diferentes factores que deben ser tomados en cuenta.

Uno de los aspectos más importantes del diseño y la instalación de las unidades de bombeo mecánico es la selección del contrabalanceo para reducir los requerimientos del tamaño y torque del reductor. Otra consideración importante es la unidad de fuerza. En la actualidad están en uso motores -

eléctricos y motores de combustión interna. La selección de un tipo o de otro dependerá sobre lo que se disponga en la localidad, abastecimiento de combustible, abastecimiento de corriente eléctrica, experiencia del personal, etc.

En general, el uso de los motores eléctricos facilita - el análisis del comportamiento de la unidad en dos aspectos:

- La capacidad para medir exactamente la energía eléctrica proporcionada a la unidad sin interferir con - la operación del pozo.

- Un bajo costo inicial, menor costo de mantenimiento y son más fáciles de ajustar a un sistema automático. Las máquinas de gas tienen la ventaja de un control de velocidad más flexible, por eso operan en un rango más amplio de condiciones de carga.

III.2 ANALISIS DINAMOMETRICO.

Durante muchos años el dinamómetro mecánico, ha sido el principal instrumento utilizado para analizar la operación de los pozos de Bombeo Mecánico. Dicho aparato proporciona una Gráfica de carga en la varilla pulida contra su desplazamiento, cuya forma refleja las condiciones de operación de la -

bomba en el fondo del pozo. Mediante el análisis de estos registros efectuados por una persona experimentada, es posible detectar muchos de los problemas que se presentan en el pozo, lo que permite tomar medidas correctivas para su operación más eficiente.

Sin embargo, a medida que aumenta la profundidad de los pozos, el diagnóstico es cada vez más difícil, de tal manera que aún personas con gran experiencia pueden interpretar erróneamente las Gráficas. La razón es que las cargas y desplazamientos registrados en la varilla pulida, no corresponden a las cargas y desplazamientos que sufre la bomba en el fondo del pozo.

La carta dinamométrica que en realidad es un diagrama de desplazamiento de cargas, es un registro continuo de la resultante de todas las fuerzas que están actuando sobre la varilla pulida en cualquier instante del ciclo de bombeo, las cuales son graficadas contra la posición de dicha varilla.

La Gráfica ideal que indica una operación óptima de la bomba es de forma Rectangular. (Fig. 1).

El punto A corresponde al instante en que el émbolo alcanza la posición inferior durante la carrera descendente.

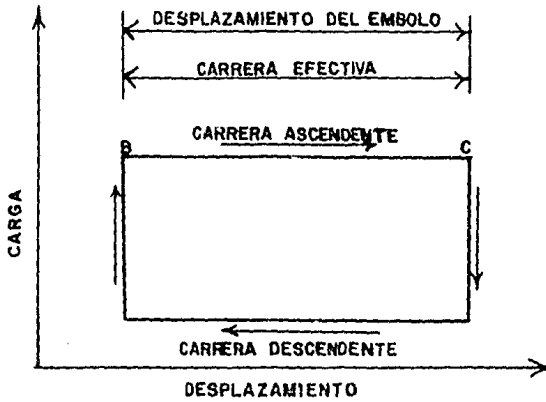


FIGURA 1

CARTA DINAMOMETRICA IDEAL

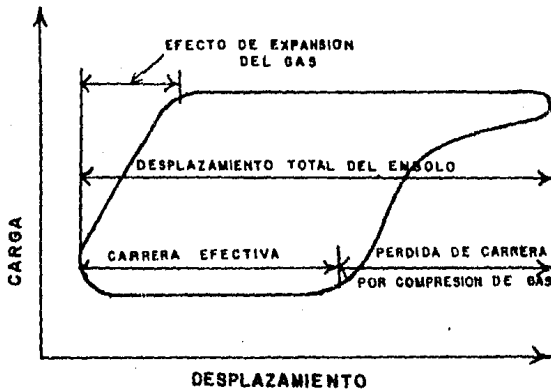


FIGURA 2

COMPRESION Y EXPANSION DEL GAS

FIG. No. 3.1

Inmediatamente después, se inicia la carrera ascendente y la válvula viajera cierra, transfiriéndose totalmente la carga - del fluido de la tubería de producción a la sarta de varillas punto B.

Durante el trayecto del punto B al C, la Válvula de Pie permanece abierta permitiendo la entrada de fluidos del pozo al barril de la bomba.

En el punto C se alcanza la posición superior del émbolo, iniciándose la carrera descendente. La válvula viajera abre, la Válvula de Pie cierra y la carga soportada por las varillas - se transfiere totalmente a la tubería de producción, punto D.

En el trayecto del punto D al punto A la Válvula Viajera permanece abierta, permitiendo el paso de los fluidos del interior del barril a la tubería de producción, hasta que el émbolo alcanza su punto inferior en A, iniciándose un nuevo - ciclo.

Esta Gráfica es difícil de obtener en condiciones reales. Pueden lograrse diagramas similares en pozos que producen poco gas y operan a velocidades de bombeo sumamente bajas; siempre y cuando se cuente con equipo subsuperficial en buenas condiciones.

Debido a que existen problemas durante las operaciones

de bombeo, la carta dinamométrica ideal sufre modificaciones comunes; las cuales se presentan a continuación y sirven de base para la interpretación de las Gráficas.

La Gráfica de la Figura 2 indica compresión y expansión de gas dentro del barril de la bomba. Este problema ocasiona que la carrera efectiva del Émbolo disminuya notablemente, dependiendo de la cantidad de gas almacenado dentro del barril. Lo anterior puede deberse a una operación deficiente del separador de gas y se corrige colocando la bomba a una profundidad mayor, en donde exista menos gas libre.

La Figura 3 representa un caso clásico de fuga en la válvula viajera o en el émbolo. Esta situación, originada por un asentamiento inadecuado de la canica de la válvula viajera o por desgaste excesivo del émbolo y el barril, ocasiona disminuciones notables en la producción de aceite.

La forma arqueada de la Gráfica se debe a la pérdida de la carga al inicio y al final de la carrera ascendente, cuando la velocidad del émbolo es más baja. Obviamente la medida recomendable será extraer la bomba y reponer las piezas defectuosas.

La Figura 4 es la Gráfica típica de la bomba cuando se presentan fugas de gas en la Válvula de Pie. Como en el caso

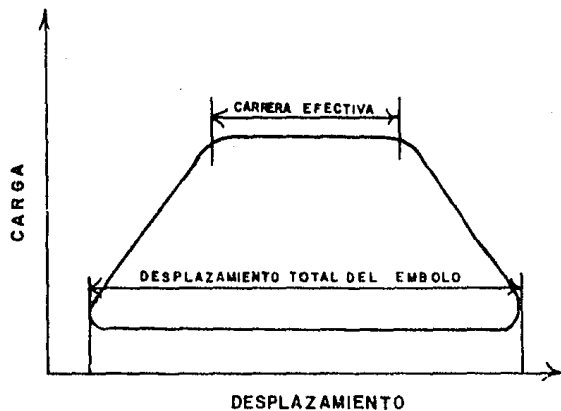


FIGURA 3
FUGA EN LA VALVULA VIAJERA

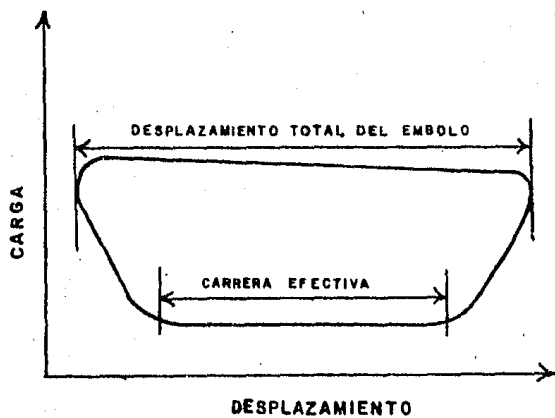


FIGURA 4
FUGA DE GAS EN LA VALVULA DE PIE

FIG. No. 3.2

anterior, se origina por un asentamiento inadecuado de la canica de la Válvula de Pie. Esto puede deberse a que la canica y/o asiento, se encuentren deteriorados; o bien que en el asiento se haya depositado algún material como arena, que impide el sello correcto de la válvula.

La Figura 5 muestra una Gráfica de la bomba para el caso de tubería de producción desanclada. Este problema sólo puede detectarse con precisión en pozos que producen poco gas ya que para aquellos que producen con altas relaciones Gas - Aceite, puede enmascarar con efectos de compresión y expansión del gas.

La Figura 6 muestra los efectos combinados de tubería desanclada y fuga en la válvula viajera. Este problema puede detectarse, ya que ambos efectos se suman al iniciarse la carrera ascendente y se anulan en la carrera descendente. Al principio de la carrera, el problema se agudiza, mientras que al final tiende a cancelarse.

Debe tenerse en cuenta que la Gráfica de fondo es el resultado de diversos factores que inciden sobre la bomba; por lo que en muchos casos no será fácil hacer un diagnóstico muy preciso. La habilidad y experiencia del ingeniero de producción dedicado a analizar e interpretar las Gráficas, así como un conocimiento detallado de las condiciones del pozo, serán

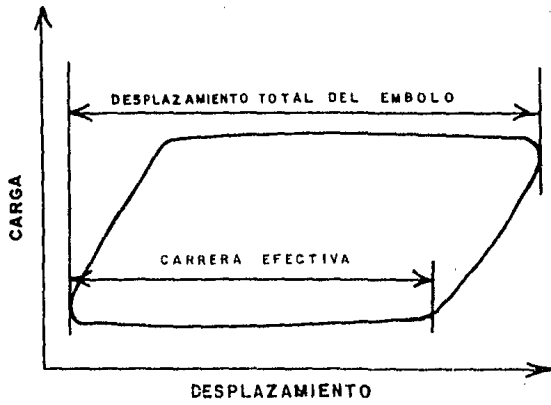


FIGURA 5
TUBERÍA DE PRODUCCION DESANCLADA

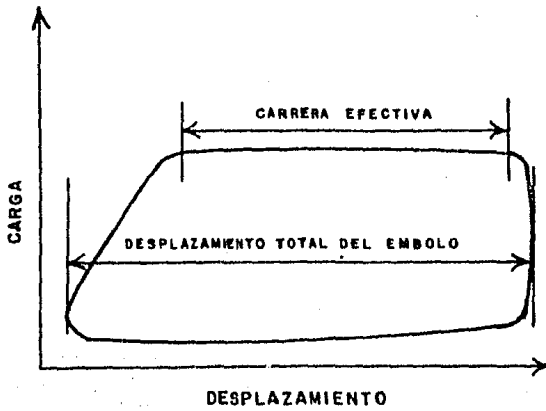


FIGURA 6
TUBERÍA DESANCLADA Y
FUGA EN LA VALVULA VIAJERA

FIG. No. 3.3

de gran utilidad para diagnosticar las condiciones de operación de cada pozo.

Un factor que dificulta la interpretación de las Gráficas, es la fricción excesiva de las varillas de succión con la tubería de producción. Sólo en este caso existe una limitación, debido a que resultan gráficas que no es posible interpretar. El problema es frecuente en pozos que sufrieron desviaciones apreciables durante la perforación.

De la Gráfica a la profundidad de la bomba, puede obtenerse la carrera total y efectiva del émbolo, la carga de fluido y la fuerza de flotación ejercida sobre las varillas. En la Figura 7 se ilustra la forma de obtener esta información.

Un dato importante en pozos de bombeo mecánico es la presión de entrada a la bomba, ya que mediante un Análisis PVT del aceite a esta presión puede calcularse la cantidad de gas libre que existe a las condiciones de operación, lo que permite decidir la conveniencia de bombeo, o bien la instalación de un separador de gas. La presión de fondo fluyendo y el índice de productividad del pozo también puede determinarse a partir de ese dato.

Existen algunos métodos tanto directos como indirectos

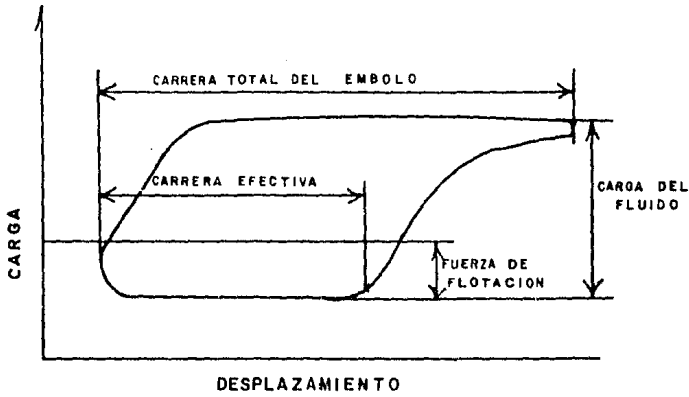


FIGURA 7

INFORMACION DE LA CARTA DINAMOMETRICA

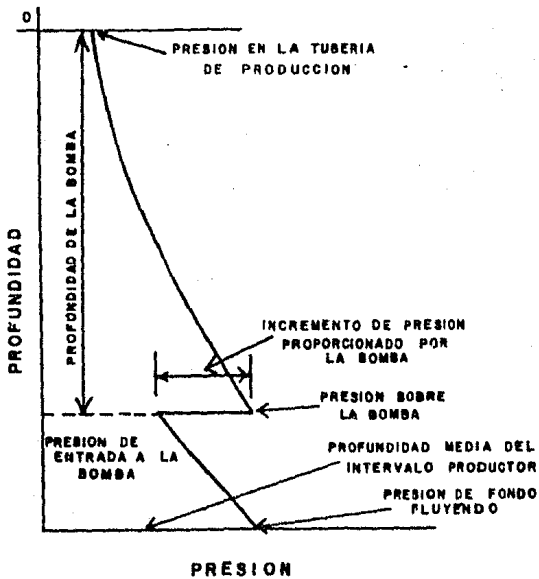


FIGURA 8

PRESION EN LA DESCARGA DE LA BOMBA

FIG. No. 3.4

para estimar dicha presión. Los métodos directos son los más confiables puesto que en ellos se utilizan dispositivos regis
tradores de precisión.

Sin embargo, en muchas ocasiones por condiciones propias del pozo, no es posible utilizar un registrador de presión, - recurriéndose a los métodos indirectos, en los que la presión de entrada a la bomba se calcula en función de la densidad me
dia del fluido y de la profundidad del nivel del líquido, determinada por medios acústicos.

La Figura 8 representa la presión en la descarga de la bomba, la cual se estima en función de la densidad media de - los fluidos y la profundidad de bombeo, o mediante curva de -
gradiente de presión.

A través de la gráfica de la bomba es posible también - detectar fugas en la tubería de producción. Para esto se ca
lcula el gasto diario de líquidos que se maneja en el fondo - del pozo en función de la carrera neta del émbolo; comparando se con el gasto real del pozo en la superficie. Si la dife-
rencia entre ambos gastos es apreciable, significa que exis-
ten fugas en la tubería de producción.

La determinación de los esfuerzos máximos y mínimos en

las uniones de tramos de varillas de distinto diámetro, permite identificar si las cargas a que se encuentran sometidas, - están dentro de los rangos estipulados por los fabricantes. En caso contrario es posible anticipar probables rupturas en la sarta de varillas.

Las potencias promedio y máxima en la flecha del reductor de velocidades, determinan las condiciones de trabajo del motor primario en comparación con su potencia nominal.

Debido a que la sarta de varillas es considerada como una masa elástica la cual sufre elongaciones, el patrón de cargas sufre diferentes deformaciones.

La aceleración de la varilla pulida en movimiento siempre es mayor cuando inicia su ascenso en el fondo y cuando - inicia su descenso en la parte superior. Entonces el arranque desde el fondo con la masa máxima equivalente al peso de varillas y fluido, se realiza con aceleración máxima requiriendo un mayor esfuerzo en la varilla pulida.

Conforme esta masa se eleva, está sujeta a disminuir su aceleración hasta aproximadamente la mitad de la carrera ascendente, donde la aceleración es cero. Desde este punto hasta la parte superior de la carrera, la masa se desacelera, -

es decir, el componente de aceleración se incrementa con signo negativo por lo cual se resta del peso estático de varillas y fluido.

Cuando la carga de varillas solas inicia su descenso - desde la parte superior de la carrera, nuevamente la aceleración es máxima y también se resta del peso estático de las varillas, por lo cual la carga sobre la varilla pulida es mínima. El componente de aceleración disminuye hasta aproximadamente la mitad de la carrera descendente, donde una vez más - comienza a sumarse al peso de las varillas que se desaceleran otra vez hasta llegar al fondo de la carrera.

El movimiento representado es el movimiento armónico simple en la varilla pulida que tiende a desarrollar una aceleración lineal. (Fig. 9).

En una unidad de Bombeo Real, la relación Biela-Manive la nunca se aproxima al infinito, lo cual es necesario para - desarrollar el movimiento armónico simple, entonces el patrón de aceleración en la varilla pulida queda modificado por el - llamado Factor de la Máquina. (Fig.10).

Si una masa elástica de varillas está suspendida en el aire y se le aplica una fuerza en la parte inferior, la sarta

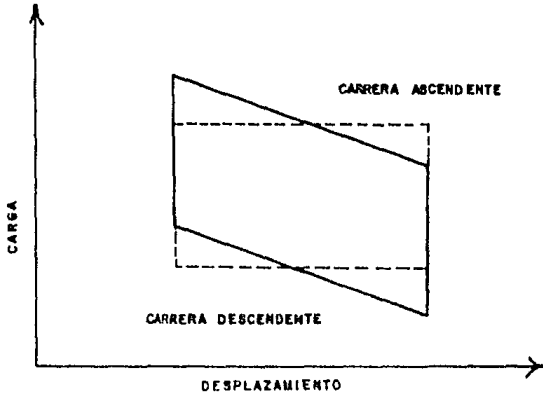


FIGURA 9
MOVIMIENTO ARMONICO SIMPLE

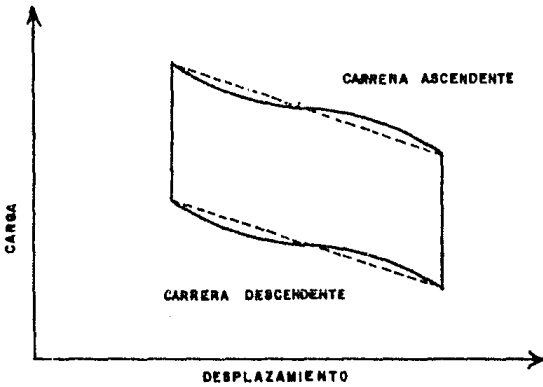


FIGURA 10
FACTOR DE LA MAQUINA

FIG. No. 3.5

se deflexiona hacia abajo y luego vuelve hacia arriba, es decir, la sarta tiende a vibrar con una cierta frecuencia natural.

Cuando las varillas llegan a la parte superior de la carrera, comienzan a bajar y quedan liberadas del alargamiento, entonces la sarta inicia nuevamente su período de frecuencia natural de vibraciones. Por lo tanto, en un sistema elástico, el diagrama de cargas se modifica por el patrón de vibraciones de la sarta de varillas. (Fig. 11).

Se tendrán varios picos si la frecuencia de vibración es alta con relación a la velocidad de bombeo. En cambio se tendrá un sólo pico si esta frecuencia natural de la sarta es baja.

La sarta de varillas elástica y su carga de fluido total no se mueve hacia arriba simultáneamente como una masa concentrada, sino que cada sección de la sarta de varillas, de abajo hacia arriba, tiende a alargarse ligeramente más que la sección inmediata anterior. Conforme la varilla pulida inicia su movimiento ascendente, las varillas empiezan a alargarse y la carga en la varilla pulida se hace cada vez más grande. En la parte superior de la carrera, las varillas se contraen con una disminución sucesiva de la carga; la válvula -

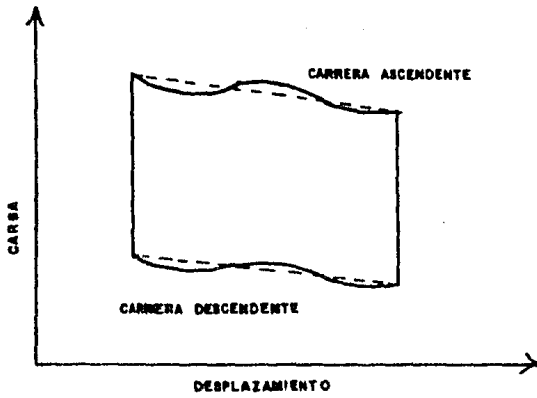


FIGURA 11
PATRON DE VIBRACIONES

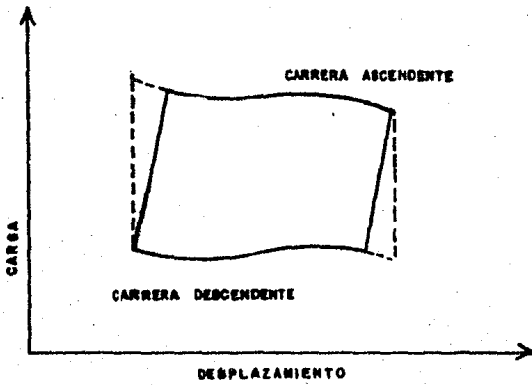


FIGURA 12
DESPLAZAMIENTO DE LA VARILLA PULIDA

FIG. No. 3.6

viajera abre, la carga de fluido se transfiere a la tubería de producción y la sarta inicia su descenso. Este alargamiento y contracción de las varillas modifica aún más la carta dinamométrica. (Fig. 12).

Supóngase que la sarta de varillas está vibrando a su frecuencia natural en el aire, ésta seguirá oscilando con su movimiento hacia arriba y hacia abajo hasta que la fricción interna amortigüe esas vibraciones. Sin embargo, en realidad la sarta de varillas vibra con una pesada carga de fluido, durante la carrera ascendente, contra una considerable fuerza de fricción, por lo que la altura de las ondas de esfuerzo será sucesivamente menor en cada vibración. (Fig. 13).

No solamente la fricción interna tiende a amortiguar las vibraciones, sino que la fricción externa dada por la masa de fluido también producirá una rápida disminución en el patrón de vibraciones. Por lo tanto, en lugar de tener una vibración de amplitud constante, la fricción tiende a hacer que dicha vibración disminuya rápidamente, modificando el diagrama. (Fig. 14).

III.3 METODOS DE DISEÑO

En la actualidad existen diferentes métodos para -

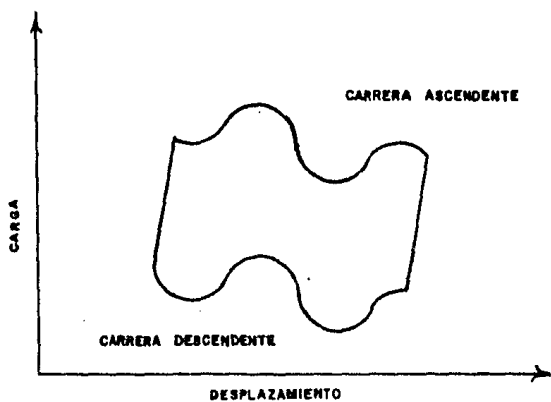


FIGURA 13

EFFECTO DE LAS FUERZAS INTERNAS

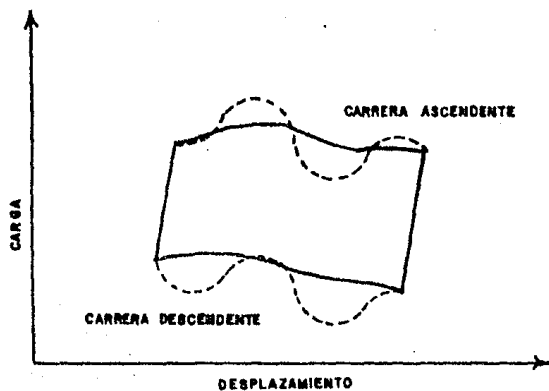


FIGURA 14

EFFECTO DE LAS FUERZAS EXTERNAS

FIG. No. S.7

diseñar las unidades de Bombeo Mecánico. La diferencia entre unos y otros radica en las diferentes suposiciones que deberán hacerse, así como de la información de que se disponga. - Todos ellos consideran los componentes más importantes de la unidad de Bombeo Mecánico:

- El Motor Principal
- El Equipo Superficial
- La sarta de varillas de succión
- La Bomba Subsuperficial
- El reductor de engranes

Aunque cada componente debe analizarse por separado, como unidad forman una cadena que, para el diseño, no pueden - considerarse independientes uno del otro. Por lo tanto, el - diseño completo de una instalación de Bombeo Mecánico presenta dificultades por tratar aspectos de aproximación y procesos iterativos.

A continuación se mencionan dos de los Métodos de Diseño más conocidos dentro del ramo.

III.3.1 METODO TRADICIONAL

Los principales factores a considerar al aplicar este -

Método de Diseño son:

1. El Gasto de masa a producir
2. La elevación neta del fluido

El conocimiento de estos parámetros hace posible seleccionar el tamaño óptimo del émbolo con lo que resultará una carga mínima en las varillas de succión y en el equipo superficial, mínima torsión en la caja de engranes y un mínimo requerimiento de potencia en el motor principal, diámetros y longitudes de cada sección de las varillas de succión, longitud de carrera de la varilla pulida y velocidad de bombeo.

Por la forma en que están elaboradas las Tablas y Gráficas que contempla este método, los primeros factores a determinar son: El desplazamiento de la bomba, el cual se calcula considerando la máxima producción de fluido esperada, la eficiencia volumétrica y la profundidad de colocación de ésta, con lo que se selecciona la unidad de bombeo que se propone usar de acuerdo a su clasificación API y la longitud de carrera máxima de la varilla pulida.

Se obtienen la velocidad de bombeo y las características de la sarta de varillas de succión; longitud y diámetro de cada sección.

Como paso siguiente se calcula el gasto posible de producción en función de la longitud de carrera efectiva del émbolo y la eficiencia volumétrica. Cuando ésta no se conoce, se recomienda usar el 80 %. Este gasto calculado se compara con el supuesto. Si no cae dentro de un rango establecido, se supone otra velocidad de bombeo y se repite el procedimiento.

Una vez que el gasto determinado es satisfactorio, se calculan las cargas máximas y mínimas en la varilla pulida. Se calcula el efecto de contrabalanceo y la posición de los contrapesos.

Se determina la torsión máxima en el reductor de engranes comparándolo con el valor máximo de torsión estipulado por el fabricante de la unidad.

Como paso final, se calcula la potencia hidráulica, potencia por fricción y la potencia del freno del motor principal. Debe obtenerse además, la relación de reducción de engranes y la velocidad del motor principal. De aquí se determina el tamaño de la rueda de este motor para obtener la velocidad de bombeo deseada.

III.3.2. METODO API-RP-11L

Este método involucra Ecuaciones, Tablas y Gráficas para el diseño de las unidades de Bombeo Mecánico. Es recomendable hacer uso de los sistemas de cómputo para agilizar los cálculos al efectuar procedimientos iterativos de ensaye y error.

Procedimiento de Diseño.

Generalmente se requiere de 3 pasos:

- a). Hacer una selección preliminar de los componentes del sistema.
- b). Calcular las características de operación de esta selección por métodos gráficos y analíticos.
- c). Comparar los resultados calculados con las características de la unidad previamente seleccionadas y en caso necesario, efectuar ajustes. Usualmente es necesario realizar más de un cálculo en el proceso de diseño.

Información Requerida :

Para efectuar el diseño de la unidad de Bombeo Mecánico es necesario disponer de la siguiente información, en donde algunos datos deberán suponerse:

1. Nivel del fluido.
2. Profundidad de colocación de la bomba.
3. Densidad relativa del fluido.
4. Carrera de la varilla pulida.
5. Velocidad de Bombeo.
6. Diámetro del émbolo.
7. Diámetro Nominal de la tubería de Producción.
8. Diámetros y porcentajes de longitud de cada sección de -
la sarta de varillas de succión.
9. Factor de frecuencia de las varillas.
10. Tipo de motor: de baja velocidad o multicilíndrico.

Es importante señalar que algunas consideraciones deben ser tomadas en cuenta, como son:

- La profundidad de colocación de la bomba subsuperficial se ajusta al nivel dinámico del líquido; para propósitos de diseño se recomienda emplear 200 pies adicionales para compensar la caída de presión en la bomba.

Pasos a seguir:

- 1). Expresar todos los datos en unidades compatibles con el -
método de diseño.
- 2). Obtener de la Tabla 3.1 los factores requeridos de cada -

TABLA 3.1

DATOS DE BOMBA Y VARILLAS

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11								
											CONSTANTE ELASTICIDAD Pg/lb-pie Er x 10 ⁶	FACTOR FRECUENCIA Fc	% DE LONGITUD DE LA SARTA DE VARILLAS					
													1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
VARILLA NO	DIAMETRO EMBUDO Pg	PESO VARILLA Lb/pie																
44	TODOS	0.726	1.990	1.000	-	-	-	-	-	100.0								
54	1.06	0.908	1.668	1.138	-	-	-	-	44.6	55.4								
54	1.25	0.929	1.633	1.140	-	-	-	-	49.5	50.5								
54	1.50	0.957	1.584	1.137	-	-	-	-	55.4	43.6								
54	1.75	0.990	1.525	1.122	-	-	-	-	64.6	35.4								
54	2.00	1.027	1.460	1.095	-	-	-	-	73.7	26.3								
54	2.25	1.067	1.391	1.061	-	-	-	-	83.4	16.6								
54	2.50	1.108	1.318	1.023	-	-	-	-	93.5	6.5								
55	TODOS	1.135	1.270	1.000	-	-	-	-	100.0	-								
64	1.06	1.164	1.382	1.229	-	-	-	33.3	33.1	33.5								
64	1.25	1.211	1.319	1.215	-	-	-	37.2	35.9	26.9								
64	1.50	1.275	1.232	1.184	-	-	-	42.3	40.4	17.3								
64	1.75	1.341	1.141	1.145	-	-	-	47.4	45.2	7.4								
65	1.06	1.307	1.138	1.098	-	-	-	34.4	65.6	-								
65	1.25	1.321	1.127	1.104	-	-	-	37.3	62.7	-								
65	1.50	1.343	1.110	1.110	-	-	-	41.8	58.2	-								
65	1.75	1.369	1.090	1.114	-	-	-	46.9	53.1	-								
65	2.00	1.394	1.070	1.114	-	-	-	52.0	48.0	-								
65	2.25	1.426	1.045	1.110	-	-	-	58.4	41.6	-								
65	2.50	1.460	1.018	1.099	-	-	-	65.2	34.8	-								
65	2.75	1.497	0.990	1.082	-	-	-	72.5	27.5	-								
65	3.25	1.574	0.930	1.037	-	-	-	88.1	11.9	-								
66	TODOS	1.634	0.883	1.000	-	-	-	100.0	-	-								
75	1.06	1.566	0.997	1.191	-	-	27.0	27.4	45.6	-								
75	1.25	1.604	0.973	1.193	-	-	29.4	29.8	40.8	-								
75	1.50	1.664	0.935	1.189	-	-	33.3	33.3	33.3	-								
75	1.75	1.732	0.892	1.174	-	-	37.8	37.0	25.1	-								
75	2.00	1.803	0.847	1.151	-	-	42.4	41.3	16.3	-								
75	2.25	1.875	0.801	1.121	-	-	46.9	45.8	7.2	-								
76	1.06	1.802	0.816	1.072	-	-	28.5	71.5	-	-								
76	1.25	1.814	0.812	1.077	-	-	30.6	69.4	-	-								
76	1.50	1.833	0.804	1.082	-	-	33.8	66.2	-	-								
76	1.75	1.855	0.795	1.088	-	-	37.5	62.5	-	-								
76	2.00	1.880	0.785	1.093	-	-	41.7	58.3	-	-								
76	2.25	1.908	0.774	1.096	-	-	46.5	53.5	-	-								
76	2.50	1.934	0.764	1.097	-	-	50.8	49.2	-	-								
76	2.75	1.967	0.751	1.094	-	-	56.5	43.5	-	-								
76	3.75	2.039	0.722	1.078	-	-	68.7	31.3	-	-								
76	3.75	2.119	0.690	1.047	-	-	82.3	17.7	-	-								
77	TODOS	2.224	0.649	1.000	-	-	100.0	-	-	-								
85	1.06	1.883	0.873	1.261	-	22.2	22.4	22.4	33.0	-								
85	1.25	1.943	0.841	1.253	-	23.9	24.2	24.3	27.6	-								
85	1.50	2.039	0.791	1.232	-	26.7	27.4	26.8	19.2	-								
85	1.75	2.138	0.738	1.201	-	29.6	30.4	29.5	10.5	-								
86	1.06	2.058	0.742	1.151	-	22.6	23.0	54.3	-	-								
86	1.25	2.087	0.732	1.156	-	24.3	24.5	51.2	-	-								
86	1.50	2.133	0.717	1.162	-	26.8	27.0	46.3	-	-								
86	1.75	2.185	0.699	1.164	-	29.4	30.0	40.6	-	-								
86	2.00	2.247	0.679	1.161	-	32.8	33.2	33.9	-	-								
86	2.25	2.315	0.656	1.153	-	36.9	36.0	27.1	-	-								
86	2.50	2.385	0.633	1.138	-	40.6	39.7	19.7	-	-								
86	2.75	2.455	0.610	1.119	-	44.5	43.3	12.2	-	-								

TABLA 3.1.1
DATOS DE TUBERIA DE PRODUCCION

1	2	3	4	5
DIAMETRO NOMINAL Pg	DIAMETRO EXTERIOR Pg	DIAMETRO INTERIOR Pg	AREA METAL Pg ²	CONSTANTE ELASTICIDAD in/Lb-pie Et x 10 ⁻⁶
1.900	1.900	1.610	0.800	0.500
2 3/8	2.375	1.995	1.304	0.307
2 7/8	2.875	2.441	1.812	0.221
3 1/2	3.500	2.992	2.596	0.154
4	4.000	3.476	3.077	0.130
4 1/2	4.500	3.958	3.601	0.111

TABLA 3.1.2
DATOS DE LAS VARILLAS DE SUCCION

1	2	3	4
DIAMETRO VARILLA Pg	AREA METAL Pg	PESO DE VARILLAS EN AIRE Lb/pie Wr	CONSTANTE ELASTICIDAD Pg/Lb-pie Er x 10 ⁻⁶
1/2	0.196	0.72	1.990
5/8	0.307	1.13	1.270
3/4	0.442	1.63	0.883
7/8	0.601	2.22	0.649
1	0.785	2.90	0.497
1 1/8	0.994	3.67	0.393

sección de varillas de succión y de la bomba.

- a) W_r
- b) E_r^{**}
- c) F_c
- d) E_t

3). Calcular las variables adimensionales.

- a) $F_o = 0.34 * G * D^2 * H$
- b) $1/K_r = E_r * L$
- c) $S_{K_r} = S / (1/K_r)$
- d) $R_c = F_o / S_{K_r}$
- e) $N/No = N * L / 245\ 000$
- f) $N/No' = (N/No) / F_c$
- g) $1/K_t = E_t * L$

4). Determinar el desplazamiento de la bomba como sigue:

- a) Sp/S De la Fig. 3.8 entrando con el valor de N/No y F_o/S_{K_r}
- b) $Sp = [(Sp/S) * S] - [F_o * 1/K_t]$
- c) $PD = 0.1166 * Sp * N * D^2$

** Representa las pulgadas de elongación debido a la carga de una libra sobre una varilla de 1 pie de longitud.

Si este valor calculado no satisface los requerimientos asumidos, suponer otra velocidad de bombeo y repetir los pasos del 1 al 4. Cuando el cálculo sea aceptable, proseguir con el diseño. Se recomienda efectuar una interpolación al tercer ensayo.

5). Calcular los siguientes parámetros:

a) $W = W_r * L$

b) $W r_f = W * [1 - (0.128 * G)]$

c) $W r_f / S K_r$

6). Leer los siguientes factores adimensionales de la Fig. - 3.9 a la 3.13.

a) $F_1 / S K_r$

b) $F_2 / S K_r$

c) $2T / S^2 K_r$

d) $F_3 / S K_r$

e) T_a

7). Determinar las características de operación.

a) $PPRL = W r_f + [(F_1 / S K_r) * S K_r]$

b) $MPRL = W r_f - [(F_2 / S K_r) * S K_r]$

- c) $PT = (2T / S^2 K_h) * S_{K_h} * (S/2) * T_a$
 d) $PRHP = (F_3 / S_{K_h}) * S_{K_h} * S * N * 2.53 E-06$
 e) $CBE = 1.06 * (W_h f + F_o/2)$
 f) $RDST = PPRL / ARD 1$
 g) $MHP = 7.73 \times 10^6 * \gamma_f * L * A_p * PD$

Estos resultados deberán compararse con los datos de capacidad de la unidad estipulado por el fabricante.

EJEMPLO DE CALCULO.

1)

Nivel de fluido	8 450 pies
Profundidad de la Bomba	8 650 pies
Velocidad de Bombeo	7.6 EPM
Longitud de carrera	168 Pg
Diámetro del Embolo	1.75 Pg
Densidad del fluido	1.0 (Agua = 1.0)
Usar varilla N°	86
Tubería de producción de diámetro 3/2" no anclada	
Gasto	353 BPD

2)

$W_h = 2.185 \text{ Lb/pie}$
 $E_h = 0.699 \times 10^{-6} \text{ Pg/Lb-pie}$

$$F_c = 1.164$$

$$E_t = 0.154 \times 10^{-6} \text{ Pg/Lb-pie}$$

Para cada sección de varillas:

DIAMETRO	% LONGITUD	W_h	E_h
1"	29.4	2.9	0.497×10^{-6}
7/8"	30.0	2.22	0.649×10^{-6}
2/4"	40.6	1.63	0.883×10^{-6}

3)

$$F_o = 0.34 * G * D^2 * H = 0.34 (1) (1.75)^2 (8450) = 8798.56 \text{ Lb}$$

$$1/K_h = E_h * L = 0.699 \times 10^{-6} (8650) = 6.046 \times 10^{-3} \text{ Pg/Lb}$$

$$S_{K_h} = S / (1/K_h) = 168 / 6.046 \times 10^{-3} = 27'785 \text{ Lb}$$

$$R_c = F_o / S_{K_h} = 8798.56 / 27'785 = 0.3167$$

$$N/No = N * L / 245'000 = 7.6 (8650) / 245'000 = 0.2683$$

$$(N/No)' = 0.2895$$

$$N/No' = (N/No) / F_c = 0.2683 / 1.164 = 0.2305$$

$$(N/No')' = 0.2487$$

$$1/K_t = E_t * L = 0.154 \times 10^{-6} (8650) = 1.3321 \times 10^{-3} \text{ Pg/Lb}$$

4) De gráfica con $\frac{N/No'}{F_o/S_{K_h}}$

$$S_p / S = 0.78$$

$$S_p = [(S_p/S) * S] - [F_o * 1/K_t] = (0.78)(168) - (8798)(1.3321 \times 10^{-3})$$

$$= 119.32 \text{ Pg}$$

$$PD = 0.1166 * S_p * N * D^2 = 0.1166 (119.32) (7.6) (1.75)^2 = 323.8 \text{ bl/día}$$

Debido a que el gasto calculado es menor que el esperado, se ajusta la velocidad de bombeo a 8.2 EPM y se repiten los cálculos.

Con este nuevo dato, el gasto calculado es de:

$$PD = 349.8 \text{ bl/día}$$

$$5). \quad W = W_r * L = 2.85 (8650) = 18\,900 \text{ lb}$$

$$W_{r6} = W * [1 - (0.128G)] = 18\,900 (1 - 0.128 (1)) = 16\,480 \text{ lb}$$

$$W_{r6} / S_{K_h} = 16\,480 / 27\,785 = 0.5932$$

6) De gráficas 3.9 a 3.13

$$F_1 / S_{K_h} = 0.47$$

$$F_2 / S_{K_h} = 0.262$$

$$2T / S^2 K_h = 0.356$$

$$F_3 / S_{K_h} = 0.285$$

$$T_a = 1.0$$

7)

$$\begin{aligned} PPRL &= W_{r6} + [(F_1 / S_{K_h}) * S_{K_h}] = 16\,480 + [0.47(27\,785)] \\ &= 29\,538.9 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{MPRL} &= W_{hf} - [(F_2/S_{K_h}) * S_{K_h}] = 16480 - [0.262(27785)] \\ &= 9200.3 \text{ lb.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{PT} &= (2T/S^2_{K_h}) * S_{K_h} * (S/2) * T_a = 0.356 (27785) \left(\frac{168}{2}\right) (1) \\ &= 830 \ 882.6 \text{ lb/pg.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{PRHP} &= (F_3/S_{K_h}) * S_{K_h} * S * N * 2.53 \times 10^{-06} \\ &= 0.285 (27785) (168) (8.2) 2.53 \times 10^{-06} \\ &= 27.599 \text{ HP.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{CBE} &= 1.06 * (W_{hf} + F_0/2) = 1.06 (16480 + 8798.56/2) \\ &= 22 \ 132 \text{ Lbs.} \end{aligned}$$

$$\text{RDST} = \text{PPRL/ARDI} = 29 \ 539 / \left(\frac{(1)^2}{4}\right) = 37 \ 610 \text{ lb/pg}^2$$

$$\begin{aligned} \text{MHP} &= 7.73 \times 10^{-6} * \gamma_f * A_p * L * PD = 7.73 \times 10^{-6} (1) (8650) \\ &\quad (2.4053) (349.8) = 56.26 \text{ HP} \end{aligned}$$

Del catálogo LUFKIN de unidades de Bombeo Mecánico, la -
unidad que reúne las características de diseño es:

C - 1 9 2 D - 3 6 5 - 1 6 8

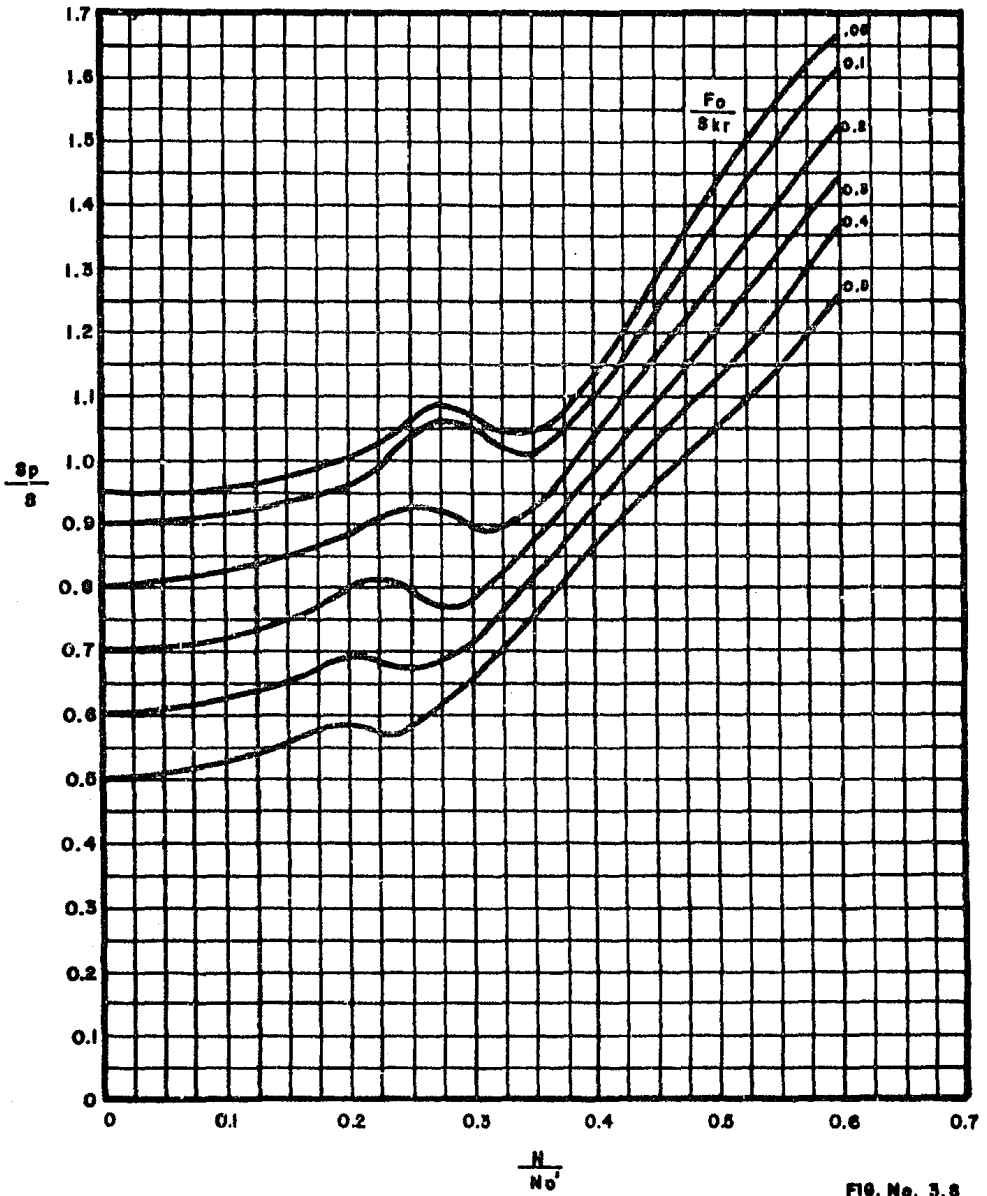


FIG. No. 5.8

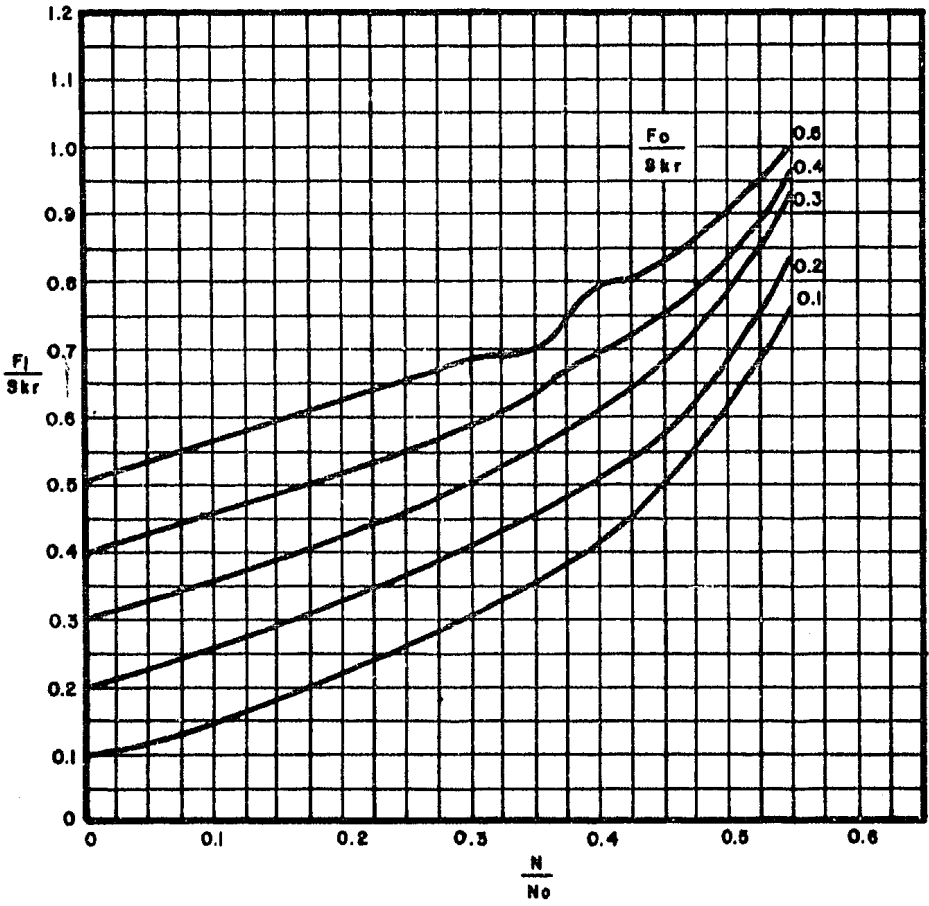


FIG. No. 3.9

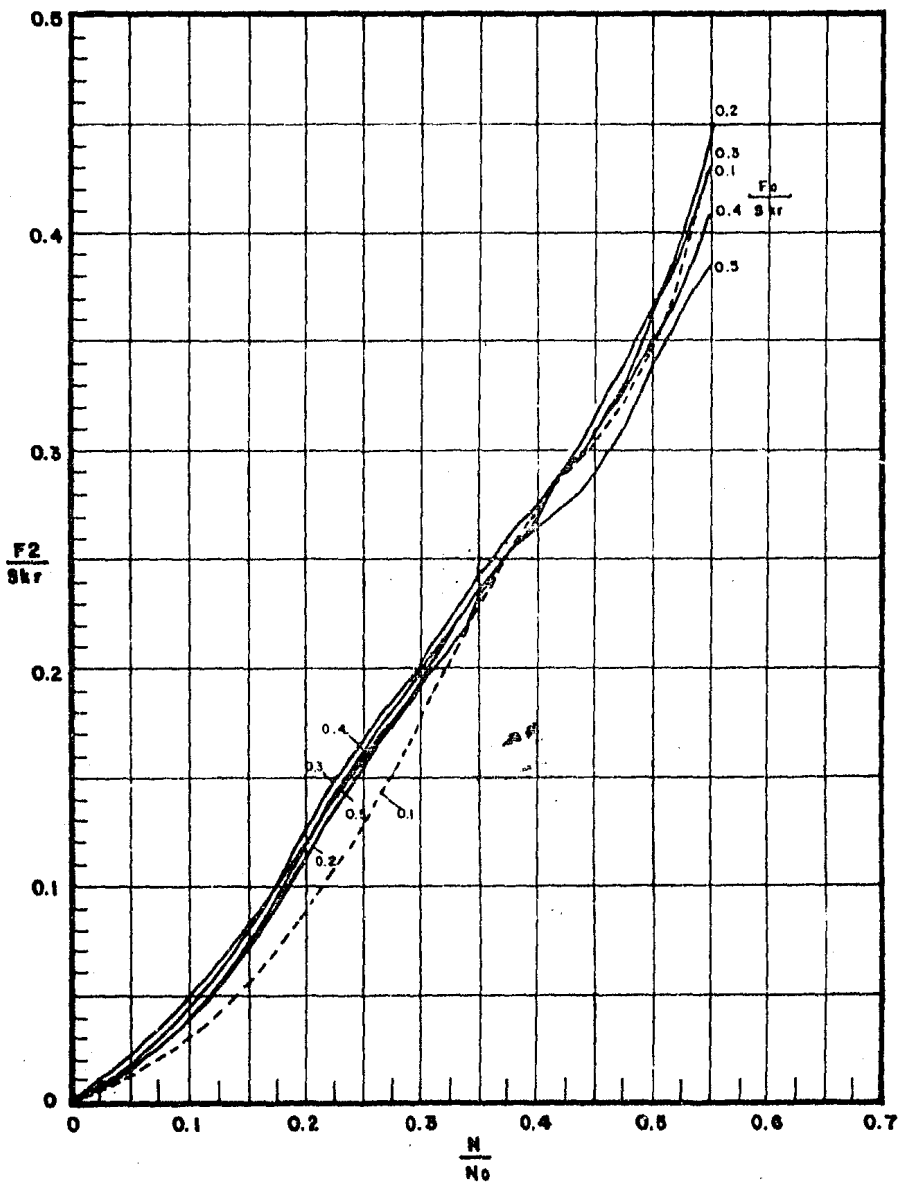


FIG. No. 3.10

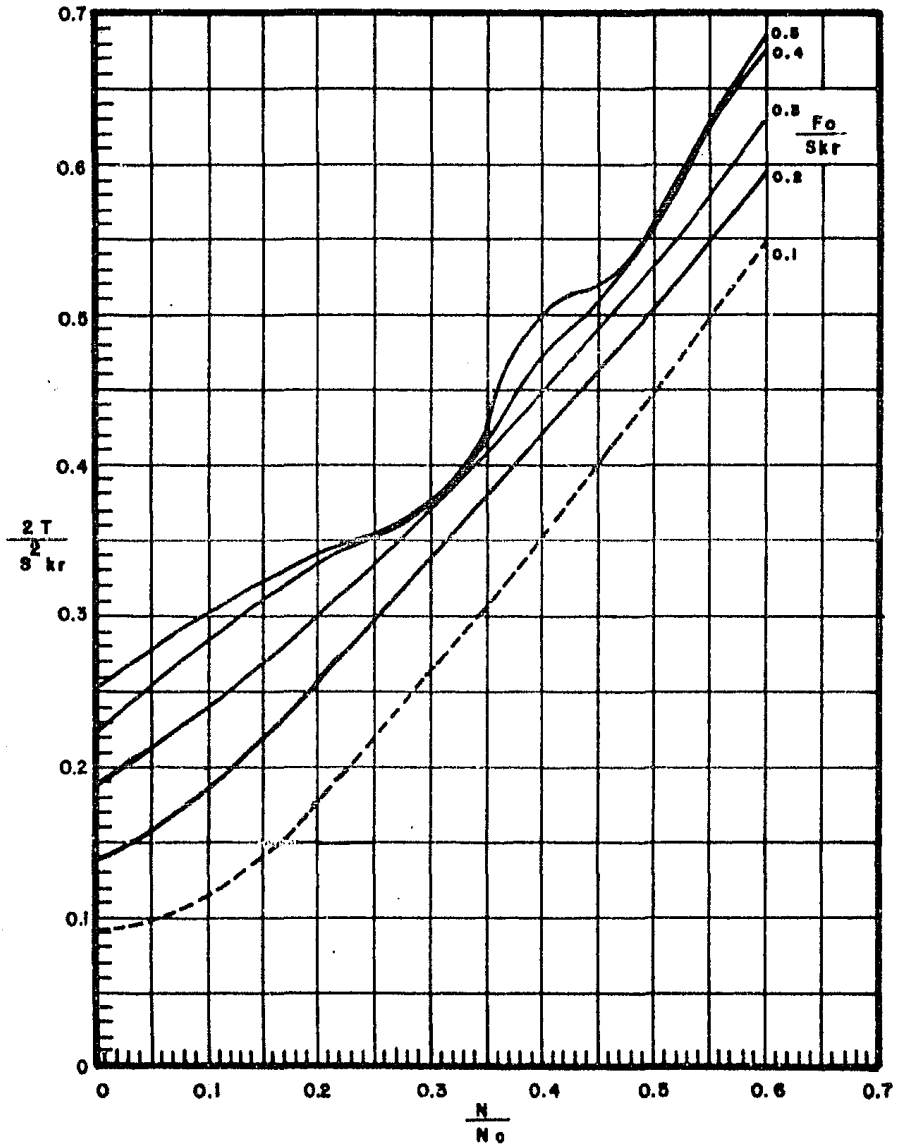


FIG. No. 3.11

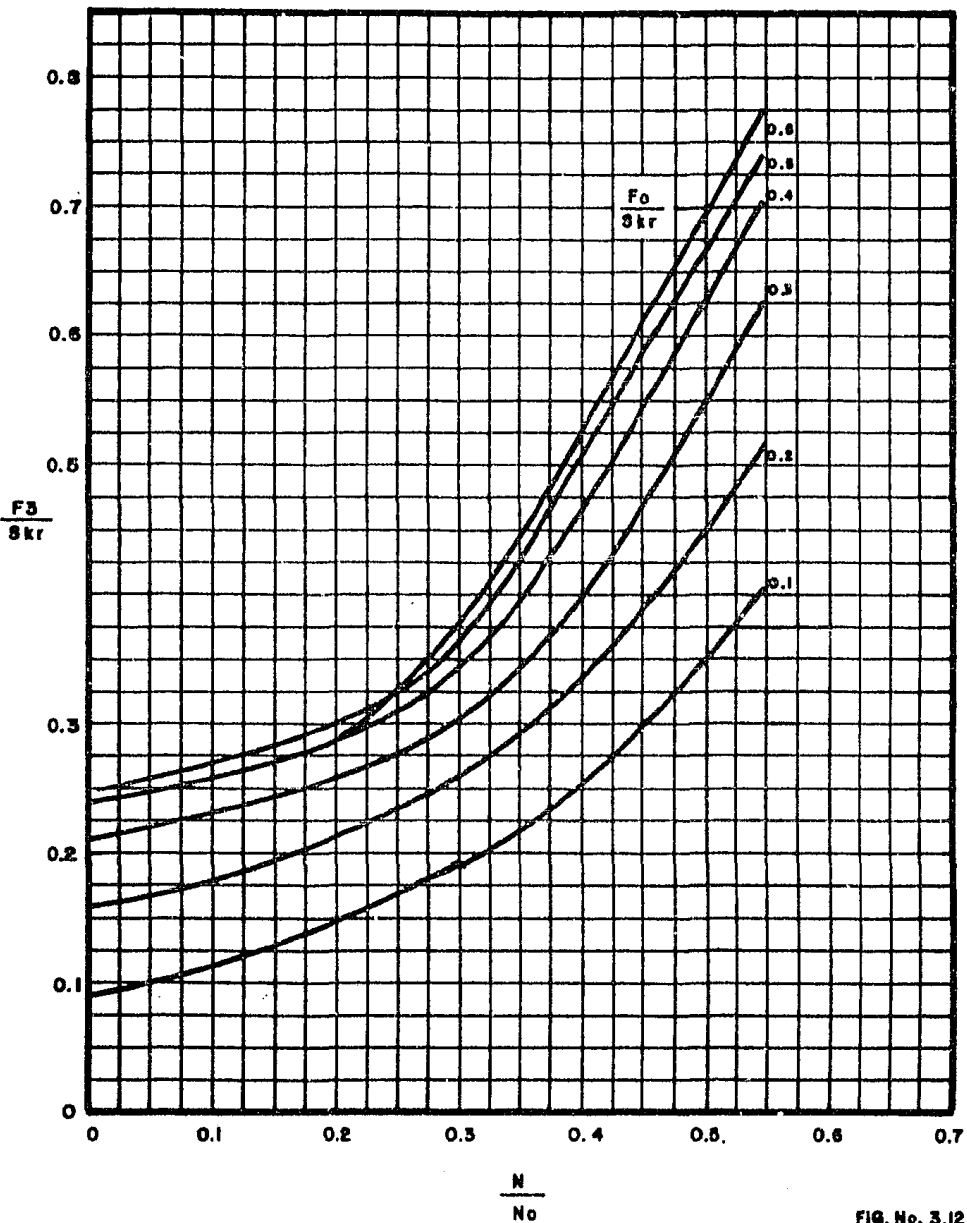


FIG. No. 3.12

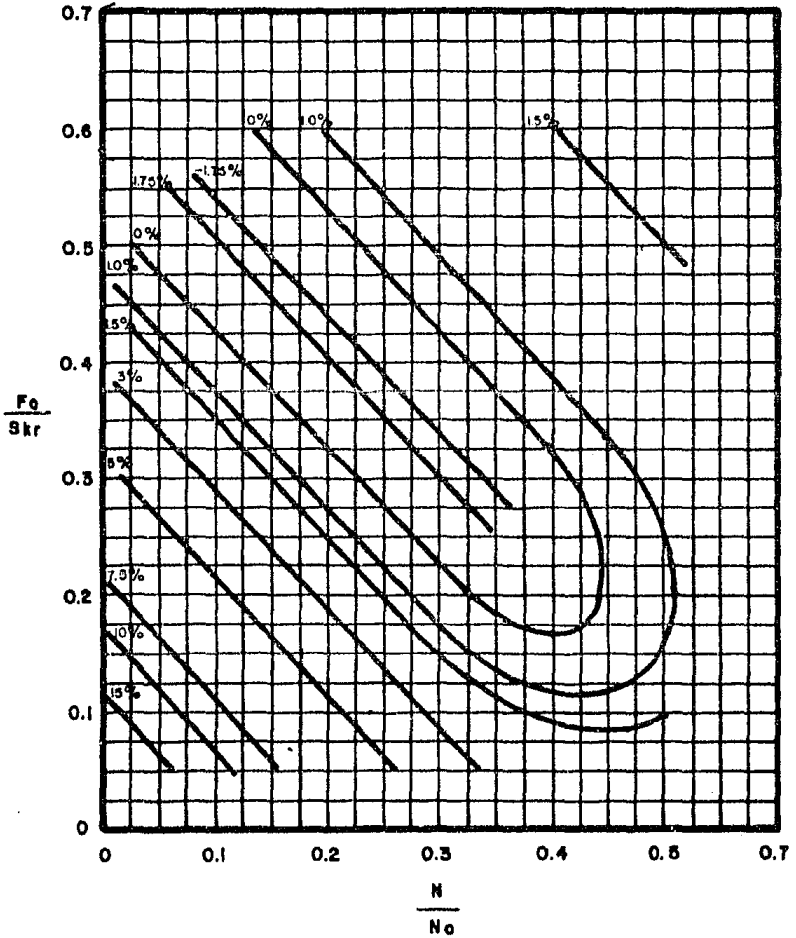


FIG. No. 3.13

CAPITULO IV

TEORIA DEL ANALISIS NODAL

IV.1 INTRODUCCION

Cuando se diseñan los sistemas de producción, es posible reducir costos por mantenimiento de equipo e incrementar la producción, aplicando el concepto de Análisis Nodal.

La Fig.4.1 muestra un sistema de producción muy sencillo. Este consiste de las tres secciones siguientes:

1. Flujo a través del medio poroso
2. Flujo a través de la tubería de producción (Vertical).
3. Flujo a través de la tubería de descarga (Horizontal).

La Fig.4.2 muestra las diferentes pérdidas de presión que pueden ocurrir en el sistema, desde el yacimiento hasta el se parador. Estas son:

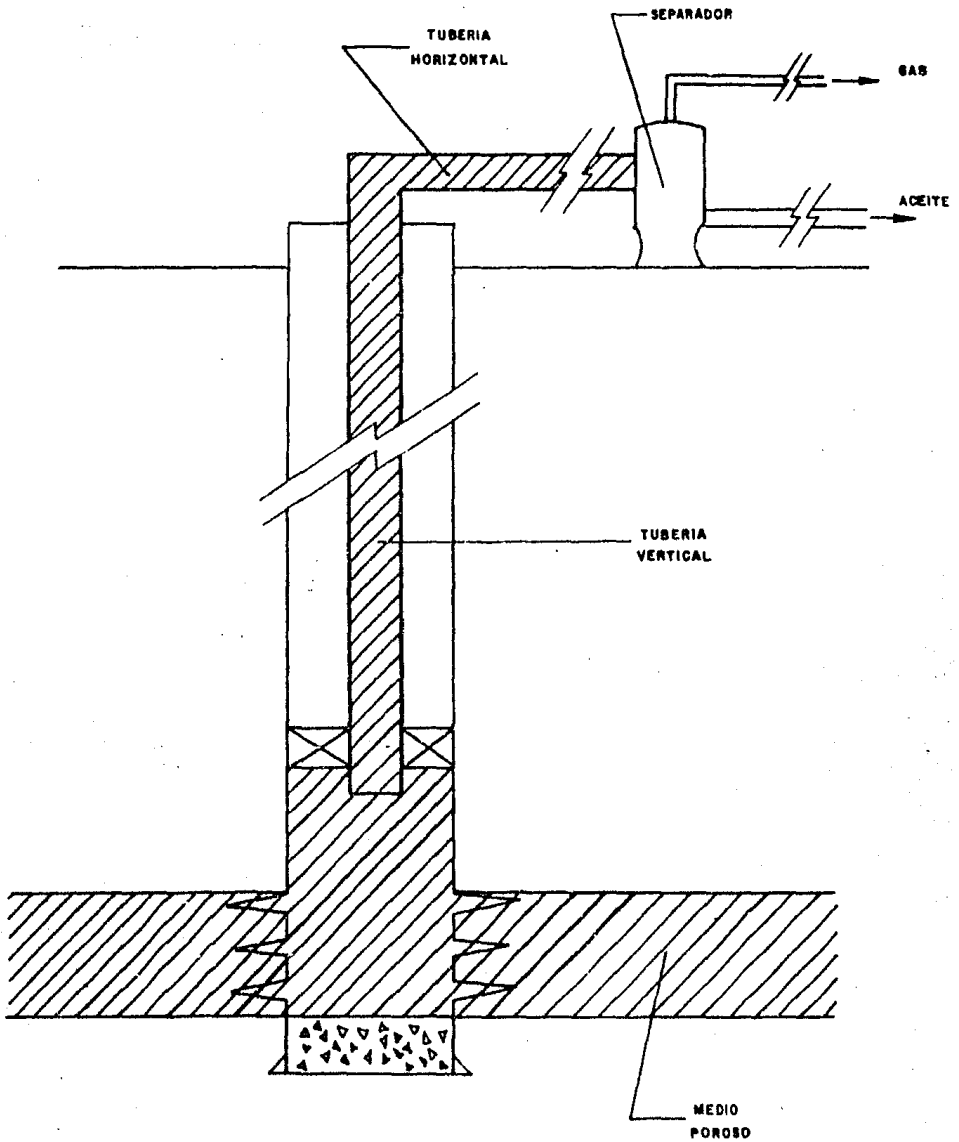


FIG. No. 4.1

SENCILLO SISTEMA DE PRODUCCION

$$\Delta P_1 = \bar{P}_r - P_{wfs} = \text{Caída de Presión en el medio poroso}$$

$$\Delta P_2 = P_{wfs} - P_{wf} = \text{Caída de Presión por la terminación}$$

$$\Delta P_3 = P_{wf} - P_{wh} = \text{Caída de Presión en la tubería vertical}$$

$$\Delta P_4 = P_{wh} - P_{desc} = \text{Caída de Presión en el estrangulador}$$

$$\Delta P_5 = P_{desc} - P_{sep} = \text{Caída de Presión en la línea de des-
carga.}$$

Las diversas configuraciones del pozo pueden variar desde un sistema tan simple como el mostrado en la Fig.4.1 hasta un sistema más complejo en el cual se tengan caídas de presión en algunos otros elementos, tales como reguladores, nipples de asiento, estranguladores de fondo, válvulas de seguridad, válvulas de tormenta, y alguna otra restricción considerable.

El procedimiento de análisis de sistemas, también conocido como análisis nodal, está ganando reconocimiento en la industria petrolera como la manera correcta de diseñar y evaluar la eficiencia tanto de pozos fluyentes como de pozos productores por sistemas artificiales de producción.

CONCEPTO NODAL

Para resolver el problema del sistema de producción total se definen nodos en el sistema, los cuales lo dividen en porciones bien definidas para de esta manera aplicar las diferentes correlaciones o modelos matemáticos al calcular las caídas

de presión. La Fig.4.3 muestra los lugares donde se pueden colocar los nodos. El nodo se clasifica como funcional cuando existe una presión diferencial a través de él y la respuesta de presión o gasto puede representarse mediante alguna función o modelo físico o matemático.

Se debe hacer notar que en el sistema hay dos presiones que no son función del gasto. Ellas son la presión media del yacimiento (\bar{P}_r), en el nodo número 8 y la presión de separación (P_{sep}), en el nodo 1.

Por esta razón se utiliza un método de ensaye y error para el problema del sistema total iniciando en el nodo 1, o en el nodo 8, o en ambos si es que se selecciona un nodo intermedio como nodo solución, como puede ser el nodo 3 o el 6.

Una vez que el nodo solución es seleccionado, se calculan las caídas de presión a partir de este punto, las cuales son sumadas o restadas hasta alcanzar este nodo. De esta manera, suponiendo diferentes gastos de flujo, se puede elaborar una tabla de gastos contra presiones, los cuales al ser graficados representan diferentes curvas de comportamiento de flujo. Por ejemplo, considerando el nodo 3, presión en la cabeza como nodo solución, se calcula la caída de presión que hay desde el separador a la boca del pozo, usando correlaciones de flujo -

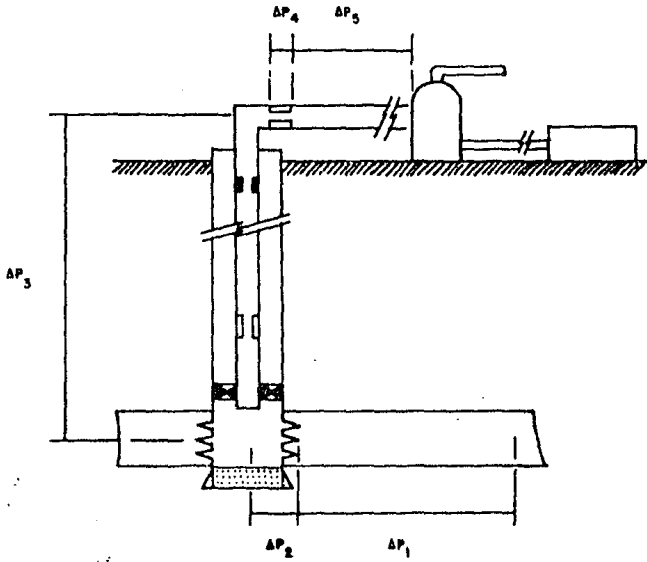


FIG. No. 4.2

CAIDAS DE PRESION EN EL SISTEMA

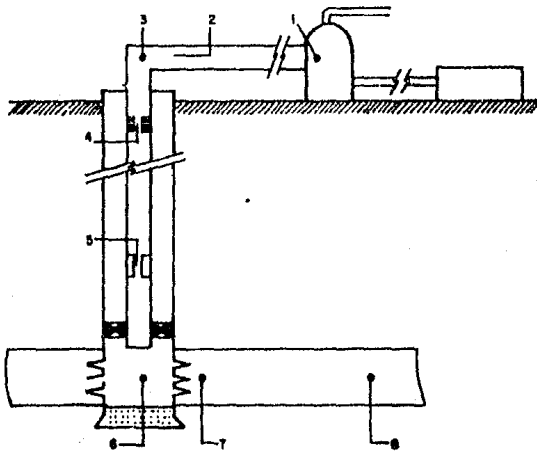


FIG. No. 4.3

DISTRIBUCION DE NODO

horizontal, inclinado y através de estranguladores, para diferentes gastos supuestos. El mismo procedimiento se efectúa - pero comenzando con la presión media del yacimiento, calculando la caída de presión en el yacimiento y en la tubería vertical para los mismos gastos, utilizando las correlaciones adecuadas.

Graficando los valores tabulados de presión Vs gasto se obtienen las siguientes curvas (Fig.4.4).

La intersección de estas dos curvas es el punto solución del sistema y es el gasto óptimo al cual puede producirse.

Es importante tomar en cuenta, en la determinación del comportamiento de un pozo ya sea de flujo natural o artificial, la combinación de:

- 1). Comportamiento de la capacidad de producción del pozo.
- 2). Comportamiento de flujo multifásico, vertical o direccional.
- 3). Comportamiento de flujo en superficie, incluyendo estrangulador, flujo horizontal o inclinado y separador.

El efecto de diferentes cambios en un componente del sistema afecta completamente su comportamiento. Los principales parámetros a modificar pueden ser la presión de separación, -

el diámetro de la tubería de producción, el diámetro del estrangulador.

El análisis mostrará si la habilidad del yacimiento de aportar fluidos está o no limitada por el sistema de tuberías para transportar esos fluidos.

En conclusión, al aplicar el análisis nodal a un sistema de producción dado, se identifican los elementos que limitan la capacidad de flujo del sistema, además de determinar el efecto que, sobre el gasto, tendrían las modificaciones de:

- 1). La presión de separación.
- 2). El diámetro de la tubería de producción y de la línea de escurrimiento.
- 3). El diámetro del estrangulador.
- 4). La instalación de un sistema artificial de producción.

IV.2 FLUJO EN EL YACIMIENTO

Al efectuar un análisis del sistema en un pozo, es necesario tener datos de una prueba de producción del pozo, tal que la capacidad del mismo pueda conocerse.

En los cálculos de la producción de aceite, comúnmente

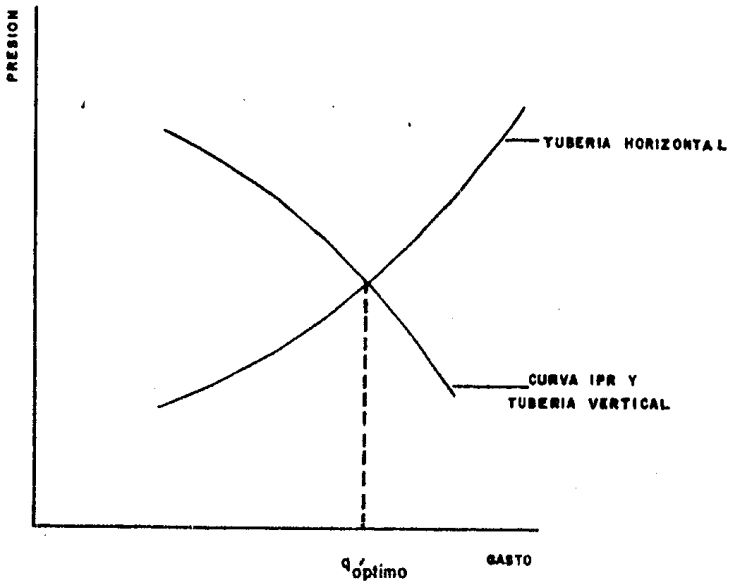


FIG. No. 4.4

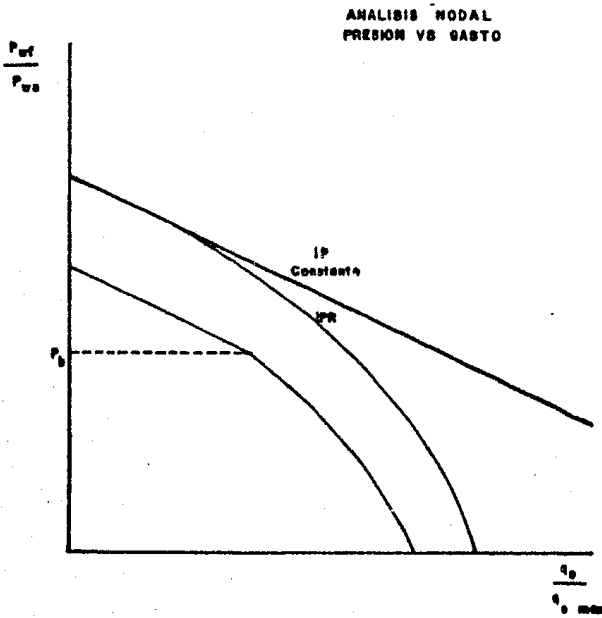


FIG. No. 4.5

COMPORTAMIENTO DEL IPR

se ha supuesto que el gasto del pozo es proporcional a las -
caídas de presión. Haciendo uso de esta suposición, el compor-
tamiento de un pozo puede ser descrito por su índice de produc-
tividad (IP). Este índice fue desarrollado de la Ley de Darcy
para un fluido incompresible de flujo radial en una sola fase
y en estado estable. Gilbert propuso métodos de análisis de
pozos utilizando una curva de gastos de producción graficados
contra presiones de fondo. Llamó a esta gráfica la curva IPR
de un pozo.

Debido a que la producción es directamente proporcional
a la caída de presión, la constante de proporcionalidad es el
índice de productividad, el cual si se mantiene constante, da-
rá como resultado una línea recta al graficar el gasto produ-
cido Vs la correspondiente presión de fondo.

No obstante, Muskat demostró que al fluir dos fases en
el yacimiento esta relación no se mantiene y presentó cálculos
teóricos que prueban que las gráficas son curvas en lugar de
líneas rectas. Fig. 4.5.

Refiriéndose a la figura anterior, se nota que una curva
IPR puede mostrarse como:

1). Una línea recta, índice de productividad constante.

- 2). Una curva la cual muestra que el IP está decreciendo con el gasto.
- 3). Una combinación de los dos anteriores.

El IP constante normalmente ocurre para una sola fase de líquido arriba de la presión de saturación y la línea curva - muestra el IP decreciendo debajo del punto de burbuja a causa de la condición de dos fases de flujo en el yacimiento. La Fig. 4.6 muestra una serie de curvas IPR para futuras presiones del yacimiento.

Los siguientes métodos y las ecuaciones respectivas pueden usarse para predecir la forma de las curvas IPR, en los siguientes casos:

CASO A

$$P_{wf} > P_b$$

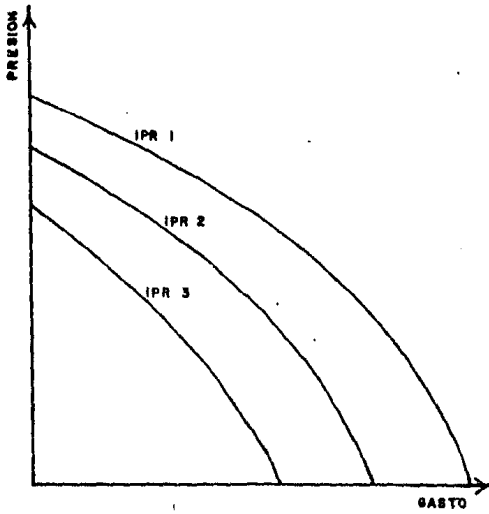
IP constante

$$q_L = IP(\bar{P}_r - P_{wf})$$

El IP del pozo es el inverso de la pendiente de la línea recta. Fig. 4.7.

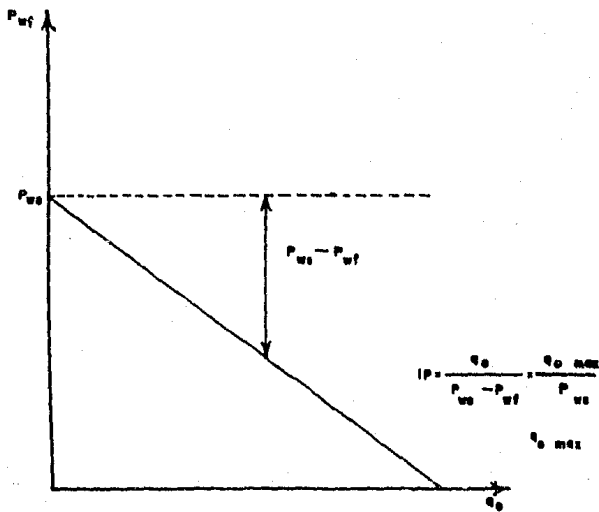
CASO B

Ecuación de VOGEL para pozos no dañados eficiencia de flujo $EF = 1.0$



DIFERENTES IPR's

FIG. No. 4.6



IP CONSTANTE

FIG. No. 4.7

$$\frac{q_0}{q_0(\max)} = 1 - 0.2 \frac{P_{wf}}{\bar{P}_r} - 0.8 \left(\frac{P_{wf}}{\bar{P}_r} \right)^2$$

CASO C

Modificación de la ecuación de VOGEL por STANDIGN para pozos dañados o estimulados, eficiencia de flujo $EF \neq 1$

$$\frac{q_0}{q_0(\max)} = 1 - 0.2 \left(\frac{P'_{wf}}{\bar{P}_r} \right) - 0.8 \left(\frac{P'_{wf}}{\bar{P}_r} \right)^2$$

Donde:

$$P'_{wf} = \bar{P}_r - (\bar{P}_r - P_{wf}) EF$$

$$\text{si } EF = 1 \quad P'_{wf} = P_{wf}$$

La eficiencia de flujo se calcula como sigue:

$$EF = \frac{\bar{P} - P_{wf} - \Delta P_s}{\bar{P} - P_{wf}}$$

o

$$EF = \frac{\ln \frac{0.47 r_e}{r_w}}{\ln \frac{0.47 r_e}{r_w} + S}$$

Donde la caída de presión debida al daño es:

$$\Delta P_s = 0.87 \text{ m s}$$

y m, s se obtienen de una prueba de presión.

IV.3 FLUJO VERTICAL

Es evidente la importancia de la evaluación de las caídas de presión en la tubería vertical, ya que la mayor proporción de la presión disponible para llevar los fluidos del yacimiento hasta los separadores se consume en dicha tubería. El rango aproximado de pérdida de presión es del orden del 50 % al 85 % y dada la magnitud de ésta en las tuberías de producción se hace indispensable su evaluación precisa, a fin de optimizar el sistema de producción de los pozos.

La determinación de las distribuciones de presión en las tuberías de producción permite:

- a). Diseñar las tuberías de producción y líneas de descarga.
- b). Obtener el punto óptimo de inyección de gas en el bombeo neumático.
- c). Proyectar aparejos de Bombeo Mecánico.
- d). Obtener P_{wf} sin necesidad de intervenciones en los pozos.

Las diversas correlaciones existentes¹⁴ para el cálculo - de las distribuciones de presión con flujo multifásico, pueden

clasificarse en tres tipos bien definidos:

- 1º No se considera resbalamiento entre las fases. La densidad de la mezcla se obtiene en función de las propiedades de los fluidos, corregidas por presión y temperatura. No se distinguen patrones de flujo. Dentro de este tipo están incluidos los métodos de Poettman y Carpenter, Fancher y Brown, Baxendell y Thomas.
- 2º Se toma en cuenta el resbalamiento entre las fases. La densidad de la mezcla se calcula utilizando el concepto de colgamiento. No se distinguen regímenes de flujo. En esta clasificación cae el método de Hagedorn y Brown.
- 3º Se considera resbalamiento entre las fases. La densidad de la mezcla se determina mediante el colgamiento. Se distinguen diferentes patrones de flujo horizontal. Las principales correlaciones que caen dentro de esta clasificación son: Duns y Ros, Orkiszewski, Azis, Beggs y Brill.

Es importante hacer notar el papel que juegan las propiedades PVT de los fluidos. Los Ingenieros de producción hacen uso frecuente de ciertas propiedades de los hidrocarburos. Entre éstas destacan la solubilidad del gas en el aceite, el factor de volumen, la viscosidad, la densidad, la tensión superficial.

Existen diversos procedimientos experimentales para determinar en el laboratorio las propiedades mencionadas. Sin embargo, como los análisis PVT son costosos, se han desarrollado diferentes correlaciones empíricas, que permiten obtener indirectamente las propiedades de interés. Entre las más conocidas tenemos:

CORRELACION DE M. B. STANDING.

Establece las relaciones empíricas observadas entre la presión de saturación y el factor de volumen del aceite en función de la relación gas-aceite, las densidades relativas del gas y del aceite, la presión y la temperatura.

CORRELACION DE LASATER.

Se estableció a partir de 158 mediciones experimentales de separación instantánea, a temperaturas de 34 a 106°F, presiones de separación de 15 a 605 lb/pg² Abs. y para 1, 2, 3 etapas de separación. El error máximo obtenido con la correlación fue de 14.7 %.

Entre otras correlaciones se conocen también las de Vázquez y Beggs, Beggs-Robinson, Beal-Chew y Conally.

CORRELACIONES PARA FLUJO VERTICAL.

CORRELACION DE POETTMAN Y CARPENTER.

Publicaron en 1952 un procedimiento analítico para determinar las caídas de presión en tuberías verticales con flujo multifásico. Su ecuación principal la desarrollaron a partir de un balance de energía entre dos puntos dentro de la tubería de producción. Se toma en cuenta el colgamiento de líquido - sin resbalamiento.

Baxendell y Thomas observaron que con el método de Poettman y Carpenter, calculaban presiones de fondo muy diferentes y menores a las medidas cuando se aplica a pozos con altos - gastos y flujo por el espacio anular. Estos autores extendieron la correlación del factor de fricción de Poettman y Carpenter para gastos hasta de $5000 \text{ m}^3/\text{D}$ en tuberías de $2\frac{7}{8}$ " y $3\frac{1}{2}$ ".

METODO DE HAGEDORN Y BROWN.

Fue derivado esencialmente para determinar las caídas de presión en tuberías de pequeño diámetro ($d = 1\frac{1}{2}$ "). Sin embargo debido a la amplitud de datos considerados en el desarrollo y a que las correlaciones utilizadas se obtuvieron en

función de parámetros adimensionales, se puede hacer extensivo a tuberías de mayor diámetro. Este trabajo experimental se realizó en un pozo con una profundidad de 1500 pies y con tuberías de 1, 1¼ y 1½ pg. Las tuberías fueron equipadas con dos válvulas para la inyección de gas y cuatro transductores electrónicos de presión.

El procedimiento seguido consistió en establecer una correlación para el factor de fricción basado en la analogía con el flujo en una sola fase. Las pérdidas por fricción podían entonces determinarse usando dicho factor de fricción. La diferencia entre la caída total de presión y la caída debida a la fricción sería atribuible al gradiente estático afectado por el resbalamiento entre las fases. De aquí que los factores de colgamiento podían ser calculados a partir de los datos de prueba.

METODO DE DUNS Y ROS.

Obtuvieron su ecuación principal a través de un balance de presión:

$$\text{GRADIENTE TOTAL} = \text{GRADIENTE POR DENSIDAD} + \text{GRADIENTE POR FRICCIÓN} + \text{GRADIENTE POR ACELERACIÓN}$$

A partir de los experimentos establecieron correlaciones

para determinar el colgamiento en función de la velocidad de resbalamiento y para cada uno de los regímenes de flujo identificados en el laboratorio. El gradiente por aceleración fue considerado despreciable en todos los regímenes de flujo excepto el de niebla.

METODO DE ORKISZEWSKI.

A partir de 5 métodos seleccionados, Orkiszewski desarrolló su método probándolos en 2 pozos con propiedades completamente diferentes.

Utilizando la ecuación de balance de materia en unidades prácticas de campo, se obtuvo:

$$\frac{\Delta P}{\Delta h} = \frac{1}{144} \left[\frac{\rho + \tau_f}{1 - Wt \frac{q_g}{4637}} A^2 \bar{p} \right]$$

Donde:

τ_f = Gradiente de fricción (lb/pie²/pie)

Wt = Gasto de Masa (lbm/seg)

q_g = Gasto de Gas (pie³/seg)

A = Area de la sección transversal de la tubería (pie²)

\bar{p} = Presión promedio (lb/pg² abs)

El algoritmo de cálculo para resolver su ecuación es el -

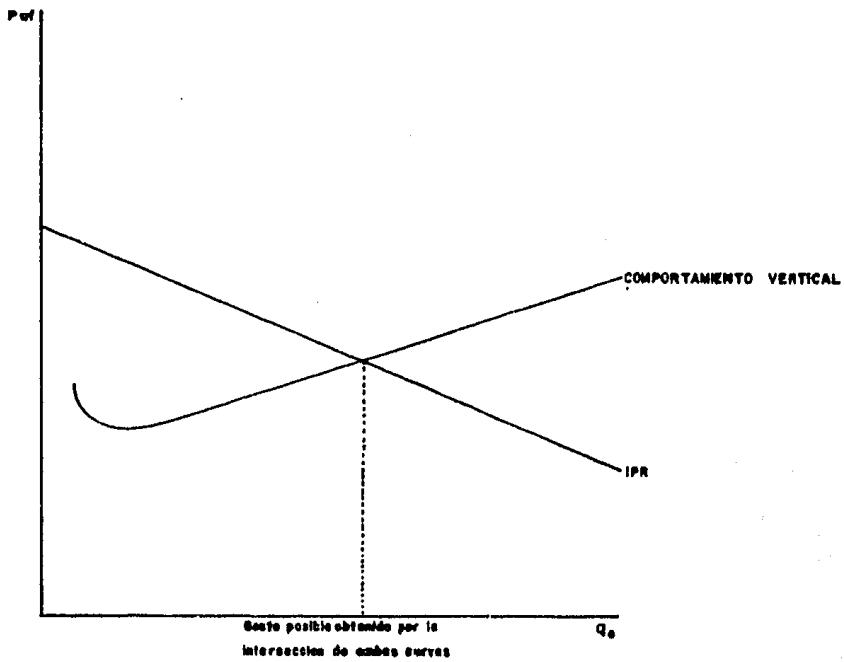
siguiente:

- 1º Se suponen incrementos de presión y longitud (ΔP y Δh).
- 2º Se calculan las propiedades del fluido a las condiciones medias de Presión y Temperatura. ρ_L , ρ_G , V_{SL} , V_{SG} , μ_L , μ_G , N_{VG} , N_{VL} .
- 3º Se calcula la velocidad de la mezcla V_m .
- 4º Se determinan los regímenes de flujo.
- 5º Se calcula Δh y se compara con el supuesto. Si cae dentro de una tolerancia termina el cálculo. Si no, se regresa al paso 1, hasta alcanzar la longitud total del pozo.

Curva de Capacidad de Transporte.

La Fig. 4.8 muestra una curva de capacidad de transporte - de flujo multifásico en tubería graficada simultáneamente con la curva IPR para determinar el gasto. Se presenta el caso - más simple de presión constante en la cabeza.

Esta curva es fácilmente construida suponiendo gastos de flujo y determinando la correspondiente presión fluyente de fondo para un tamaño de tubería, RGA, presión de cabeza y propiedades de los fluidos dados.



CURVAS DE CAPACIDAD DE TRANSPORTE

FIG. No. 4.8

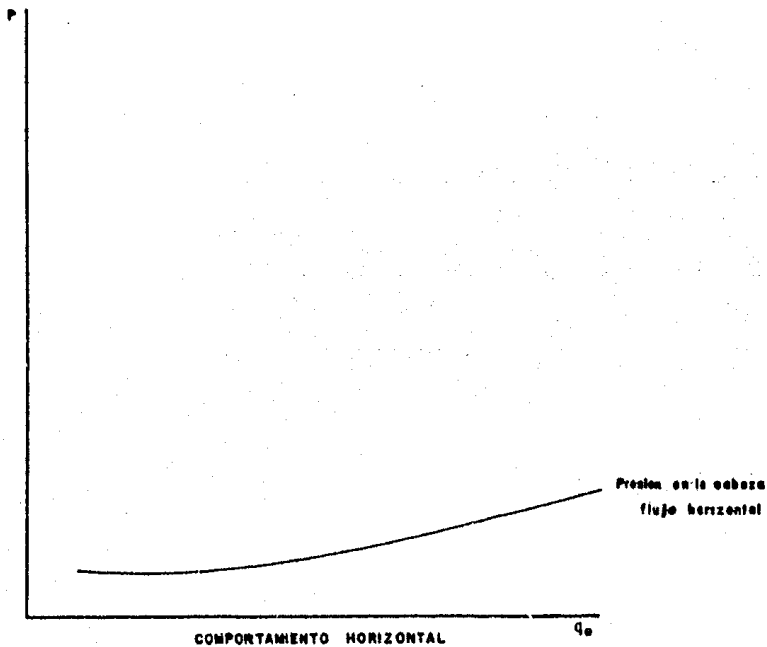


FIG. No. 4.9

IV.4 FLUJO MULTIFASICO A TRAVES DE ESTRANGULADORES

En las diversas ramas de la industria petrolera, es frecuente el uso de "estranguladores" que son dispositivos con los que se controla el ritmo de flujo o presión de un fluido a través de una tubería.

Por definición, un estrangulador es una pieza mecánica que consta de un orificio que se coloca en la tubería que transporta el fluido que se desea controlar.

Se pueden clasificar en estranguladores superficiales y de fondo.

Se observa que este tipo de estranguladores no tienen ventaja sobre los superficiales, en lo que se refiere al control de flujo o la presión y aún más al cambiar de estrangulador se corre el riesgo de caer en una operación de pesca que en el peor de los casos se pierde el pozo.

La mayoría de los estudios acerca del flujo de dos fases a través de estranguladores implican el llamado flujo sónico o crítico ya que estos dispositivos operan en esa condición de flujo. Sin embargo, en el flujo a través de válvulas de tormenta se presenta el tipo de flujo subcrítico y la teoría existente para predecir el comportamiento de presión y gasto

resulta inadecuada.

En una restricción pueden presentarse 3 tipos de flujo: Subsónico, Sónico y Supersónico dependiendo de si la velocidad del fluido es menor, igual o mayor que la del sonido respectivamente.

Para garantizar flujo sónico a través de un estrangulador, la situación de presión, temperatura y densidad es la siguiente:

$$\frac{P_2}{P_1} \leq 0.5283$$

$$\frac{T_2}{T_1} \leq 0.8333$$

$$\frac{P_2}{P_1} \leq 0.6339$$

A fin de tener un procedimiento analítico que permita determinar el gasto de fluidos que pasa a través de un estrangulador, relacionando las variables involucradas, diferentes autores han desarrollado correlaciones, las cuales dentro de los rangos de prueba son una herramienta poderosa para predecir el comportamiento de un pozo o diseñar las instalaciones para el transporte de los fluidos desde el yacimiento hasta las instalaciones de recolección.

El primer trabajo de flujo en dos fases fue publicado en 1949 por Tangrenet, suponiendo una mezcla de un gas ideal y de un líquido incompresible con flujo laminar isotérmico en una dirección y un proceso adiabático y sin transferencia de masa entre las fases.

Gilbert en 1954 presentó un trabajo del sistema de bombeo neumático donde trata el flujo a través de estranguladores desarrollando una fórmula empírica.

En 1961, Achong modifica los coeficientes de la fórmula de Gilbert ajustándose a las pruebas efectuadas en 104 pozos y un rango de estranguladores de 16/64" de diámetro.

Omaña en 1969 desarrolla su correlación y la compara con 47 pozos fluyendo en dos fases con un amplio rango de gastos, presiones y diámetros de estranguladores, fotografiando los patrones de flujo antes y después del estrangulador.

Ashford-Pierce presenta una correlación para flujo subcrítico, enfocando su trabajo al comportamiento de estranguladores en válvulas de tormenta. Las pruebas se hicieron en pozos de 3700 m. de profundidad con la mencionada válvula localizada a 1100 m.

Una de las correlaciones que más se utiliza en pozos de aceite y gas se presenta a continuación:

CORRELACION DE GILBERT, ROS, BAXENDELL Y ACHONG.

Estos autores usaron la misma fórmula propuesta originalmente por Gilbert, pero de sus experimentos llegaron a obtener diferentes constantes de ajuste. Gilbert hace notar que la correlación es muy sensible a los cambios en el diámetro del estrangulador, así para un error de 1/128 en éste, las variaciones de gasto son del orden del 5 al 20 %. Así mismo, menciona que para relaciones gas-aceite bajas (100 pie³/bl), es necesario llevar a cabo las mediciones correctamente, de lo contrario los resultados divergen bastante de lo real.

La forma general de las ecuaciones desarrolladas por los investigadores citados es:

$$P_1 = \frac{A q_L R^B}{d_c C}$$

donde:

P_1 = Presión corriente arriba (lb/pg²)

q_L = Producción de líquido (BPD)

R = Relación Gas-Aceite (pie³/bl)

d_c = Diámetro del Estrangulador (64 avos de pg)

A, B, C = Constantes que dependen de la correlación y que toman los valores siguientes:

<u>CORRELACION</u>	<u>A</u>	<u>B</u>	<u>C</u>
GILBERT	10.00	0.546	1.89
ROS	17.40	0.500	2.00
BAXENDELL	9.56	0.546	1.93
ACHONG	3.82	0.650	1.88

Bajo estas condiciones el gasto en el estrangulador es sólo función de la presión corriente arriba y de la relación Gas-Aceite.

IV.5 FLUJO MULTIFASICO HORIZONTAL

En la industria petrolera el transporte combinado Gas-Aceite es uno de los problemas más frecuentes. Para determinar el diámetro adecuado de tubería de recolección, es necesario estimar los volúmenes de gas y aceite a manejar y las presiones en la cabeza del pozo y de entrega al separador. Esto incluye la consideración de la capacidad de producción del pozo durante su vida productiva.

En la actualidad, la explotación de yacimientos en la plataforma continental implica el transporte simultáneo de gas y

aceite a distancias considerables; consecuentemente, las caídas de presión son de tal magnitud que influyen notablemente en el funcionamiento de los pozos productores. El conocimiento de tales caídas de presión es importante para la producción, transporte y separación de los fluidos producidos.

Existen diferentes correlaciones para obtener las caídas de presión en tuberías horizontales, algunas de ellas considerando el caso del ángulo de inclinación en dichas tuberías.

METODO DE BERTUZZI - TEK Y POETTMAN.

Para el desarrollo de la correlación, los autores tomaron al azar 267 datos de un conjunto de aproximadamente 1000 mediciones. Esa información corresponde a tuberías de 2" de diámetro como máximo, con presiones hasta de 55 lb/pg² abs. El rango de viscosidades varía de 0.372 a 283 centipoises para la fase líquida, y de 0.00967 hasta 0.0193 centipoises para la fase gaseosa. Las temperaturas de flujo variaron de 510 a 560 °R.

Las variables que los autores consideraron para representar al fenómeno son: Diámetro de la tubería, presión de operación, densidades relativas y viscosidades de ambas fases, temperatura y velocidad de flujo.

El desarrollo de la correlación se basa en la aplicación -

del principio de la conservación de la energía en tuberías considerando los valores experimentales de las variables antes mencionadas. No se considera el patrón de flujo, puesto que las mismas variables que lo determinan intervienen en la caída de presión. No se toma en cuenta los efectos de aceleración en la ecuación de balance de energía es decir, no considera las pérdidas por aceleración que pueden llegar hasta el 15 % de la caída de presión total.

La aplicación de este procedimiento proporciona resultados aceptables en tuberías de diámetro pequeño, con presiones bajas de operación.

METODO DE EATON.

En el desarrollo de esta correlación, la unidad de prueba consistió de dos tuberías, una de 2 pg y otra de 4 pg con 1700 pies de longitud cada una. Se registraron en forma continua presiones, temperatura y gastos, así como viscosidades y densidades de los fluidos. Como fluidos de prueba se utilizaron aceite y gas, variando los gastos de 50 a 5500 bl/día para la fase líquida y el gas natural en cada cantidad tal que la relación gas-aceite varió de 0 a 187 446 pie³/bl. Las longitudes y volúmenes manejados cubren adecuadamente las condiciones de campo más frecuentes.

El procedimiento de prueba fue: Establecer los gastos de líquido y gas; registrar las presiones y temperaturas de flujo en diferentes puntos a lo largo de la tubería, y efectuar observaciones visuales mediante nipples transparentes y ventanas de vidrio localizadas en 3 puntos de cada línea de prueba, así como tomar película de los patrones de flujo.

Las variables observadas fueron: Diámetro de la tubería; presión de operación, hasta un máximo de 950 lb/pg²; viscosidad del líquido, de 1 a 13.5 centipoises; densidad relativa del líquido, de 0.77 a 1.01; temperatura de flujo, de 540 a 560 °R; y tensión interfacial de 26 a 66 dina/cm.

El procedimiento implica la resolución de la ecuación de balance de energía para incrementos de presión, debiéndose encontrar para cada uno los valores de las propiedades de los fluidos. La exactitud de los resultados depende fundamentalmente de la calidad de los datos. Si se emplean los datos de análisis PVT, los resultados que se obtengan serán confiables. De ahí la importancia de contar con los análisis PVT de los crudos a manejar.

METODO DE BEGGS Y BRILL.

Esta correlación fue desarrollada a partir de datos de

flujo obtenidos en tuberías de acrílico de 1' y 1/2" y 90 pies de longitud, la cual se podía inclinar a cualquier ángulo. Los fluidos utilizados fueron Aire y Agua.

La ecuación es la siguiente:

$$\frac{\Delta P}{\Delta L} = \frac{0.000175 \text{ } \rho_m \omega_m^2}{d^5 (1-E_K)}$$

CURVAS DE FLUJO HORIZONTAL.

Para los problemas prácticos de campo, se incorpora al sistema una línea de flujo horizontal. La presión de separación se mantiene constante, pero al variar el gasto, la presión de cabeza cambia y consecuentemente la presión en el fondo también lo hará (Fig.4.9).

IV.6 CURVAS DE COMPORTAMIENTO DE FLUJO EN EL SISTEMA DE BOMBEO MECANICO.

Para la construcción de las curvas se supone que la bomba está colocada en el fondo del pozo, y los valores de los diámetros de la tubería de producción, de la bomba, de la sarta de varillas de succión, y la relación biela-manivela se mantienen constantes. Además se consideran dos casos:

$$c = \frac{W_h}{45 \ 120 \ K^2 A_p S} \left[1 + 0.5625 SF^2 - (1 - 0.5625 SF) \ C/p \right]. \dots 4.5$$

Se puede observar lo siguiente:

- El valor a es constante.
- b está en función de cada valor que se le asigne a N . Esta relación es lineal.
- c tomará valores de acuerdo a los datos supuestos para S . -
Es importante señalar que P_3 es una función cuadrada de S .

Si la relación lineal y la relación cuadrática de la presión de entrada a la bomba se grafican contra el gasto, al igual que la curva IPR, su intersección representa el gasto posible de producción.

La presión de entrada mínima se puede determinar de la condición de que el esfuerzo máximo en la varilla superior no exceda al esfuerzo permisible por el grado de varillas usadas.

PROCEDIMIENTO DE CALCULO.

Los siguientes pasos ayudan en la construcción de las curvas de comportamiento de flujo para bombas con varillas de succión.

a la bomba como sigue:

Calcular el valor mínimo permisible de SN^2

$$SN^2 > \frac{70\ 500}{0.5625\ SF\ W_r(1 \pm c/p)} \left[\frac{I}{4}(SF - \sigma_a) A_{tr} + 0.5063\ SF\ W_r \right] \dots 4.8$$

Signo (+) Unidad MARK II o Aerobalanceada

Signo (-) Unidad Convencional

Sustituyendo este valor en la siguiente expresión, se obtiene la presión mínima de entrada a la bomba:

$$P_3 = \frac{1}{A_p} \left[W_f + (0.9 - 0.4063\ SF) W_r - \frac{I}{4}\ SF\ A_{tr} \right] + \frac{W_r\ SN^2}{70\ 500\ A_p}$$

$$\left[1 + 0.5625\ SF \pm (1 - 0.5625\ SF) (c/p) \right] \dots 4.9$$

Signo (+) Unidad Convencional

Signo (-) Unidad MARK II o Aerobalanceada

- 8) Graficar este valor de presión, línea horizontal, en la misma gráfica de los pasos 5 y 6.
- 9) Leer los gastos en los puntos de intersección de las líneas rectas y curvas con el IPR. Además verificar el -

máximo gasto disponible en el punto donde interseca la cur
va IPR con la recta de la mínima presión de entrada a la -
bomba.

- 10) Graficar estos gastos contra su respectivo valor de N y S .
Colocar el máximo gasto disponible en la misma grafica.
- 11) Seleccionar un gasto adecuado.

La expresión que relaciona al gasto con la velocidad de -
bombeo y con la longitud de carrera de la varilla pulida es la
siguiente:

$$q = 0.8 K S N \dots \dots \dots 4.10$$

donde:

$$K = 0.1484 A_p \dots \dots \dots 4.11$$

C A S O I I) BOMBEANDO GAS Y LIQUIDO.

Cuando el líquido se bombea con el gas, la densidad del -
fluido no se considera constante, como en el caso anterior, de
bido a que ρ varía con la profundidad. Esto ocasiona que la
determinación de W_f se complique.

Una buena aproximación al valor de la densidad es a la presión de saturación del crudo, con la siguiente ecuación:

$$\gamma_g = \frac{350 W_c \gamma_w + 350 (1-W_c) \gamma_o + (RGL) (GIP) \gamma_g}{350 [W_c + (1-W_c) B_{ob}]} \quad . . . \quad 4.12$$

y el procedimiento para construir las curvas de comportamiento de flujo es el mismo que cuando se bombea únicamente líquido.

CAPITULO V

APLICACION DEL ANALISIS NODAL AL SISTEMA ARTIFICIAL DE PRODUCCION DE BOMBEO MECANICO

DATOS DE LA UNIDAD SUPERFICIAL

Tipo de unidad:	Convencional
Torsi3n m3xima permisible en el reductor de engranes:	912 000 pg·lb
Tipo de reductor:	Doble
Carga m3xima permisible en la - varilla pulida:	36 500 lb
M3xima longitud de carrera en la varilla pulida:	168 pg
Relaci3n Biela-Manivela:	0.33
Velocidad de bombeo:	8.2 EPM
Gasto a producir:	353 BL/D

DATOS DE LA SARTA DE VARILLAS DE SUCCION

N3mero de varilla :	86
Area de la varilla superior:	0.7854
M3nimo esfuerzo a la tensi3n:	115 000 lg/pg ²

DATOS DE LA BOMBA SUBSUPERFICIAL

Profundidad de colocación de la bomba:	8650 pie
Diámetro del émbolo:	$1\frac{3}{4}$ pg
Area del émbolo:	2.4053 pg ²
Constante de la bomba:	0.3569

DATOS DEL POZO Y DEL FLUIDO

Tubería de producción:	3/2 pg no anclada
Nivel del fluido:	8450 pie
Densidad del fluido:	1.0 (Agua=1.0)
Por ciento de agua producida:	0.0 %
Relación Gas-Líquido:	0
Densidad del Gas	0
Factor de servicio:	0.9

Este factor es un valor que depende del tipo de varillas y del fluido a las condiciones de operación de acuerdo a la siguiente tabla:

FLUIDO	GRADO API DE VARILLAS	
	C	D
No corrosivo	1.00	1.00
Agua salada	0.65	0.90
Acido Sulfhídrico	0.50	0.70

De los datos del ejemplo de diseño, se calcula el peso - de las varillas en el aire:

$$W_r = 8650 \left[0.294(2.9) + 0.3(2.22) + 0.406(1.63) \right] = 18\ 860 \text{ lb}$$

y de la ecuación 4.7 la carga del fluido es:

$$W_f = 0.433 (1) (8650) (2.4053) = 9009 \text{ lb}$$

Calculando a de la ecuación 4.3:

$$a = \frac{1}{2.4053} \left[9009 + (0.9 - 0.5063(0.9))18860 - \frac{115000}{4}(0.9)(0.7854) \right]$$

$$= -1219 \text{ lb/pg}^2$$

Expresando b en función de N y c en función de S con las ecuaciones 4.4 y 4.5 respectivamente:

$$b = \frac{18860 N}{56400(0.3569)(2.4053)} \left[1 + 0.5625(0.9) + (1 - 0.5625(0.9))0.33 \right]$$

$$= 0.650 N$$

$$c = \frac{18860}{45120(0.3569)^2(2.4053) S} \left[1 + 0.5625(0.9) + (1 - 0.5625(0.9))0.33 \right]$$

$$= 2.28/S$$

De las ecuaciones 4.1 y 4.2 se tiene que:

$$P_3 = -1219 + (0.650 N) q_{sc}$$

$$P_3 = -1219 + (2.28/S) q_{sc}^2$$

Los resultados graficados se presentan en la Fig. 5.1.

Calculando el valor mínimo permitido de SN^2 con la ecuación 4.8:

$$SN^2 \geq \frac{70500}{0.5625(0.9)(18860)(1-0.33)} \left[\frac{115000}{4} (0.9) - 35000 \right] 0.7854 + 0.5063$$

$$(0.9)(18860) \left. \right]; SN^2 \geq 15728$$

y sustituyendo este valor en la ecuación 4.9 da como resultado la presión de entrada mínima a la bomba:

$$P_3 = \frac{1}{2.4053} \left[9009 + (0.9 - 0.5063(0.9)) 18860 - \frac{115000}{4} (0.9)(0.7854) \right]$$

$$+ \frac{18864(15728)}{70500(2.4053)} \left[1 + 0.5625(0.9) + (1 - 0.5625(0.9)) 0.33 \right]$$

$$= 1700 \text{ lb/pg}^2$$

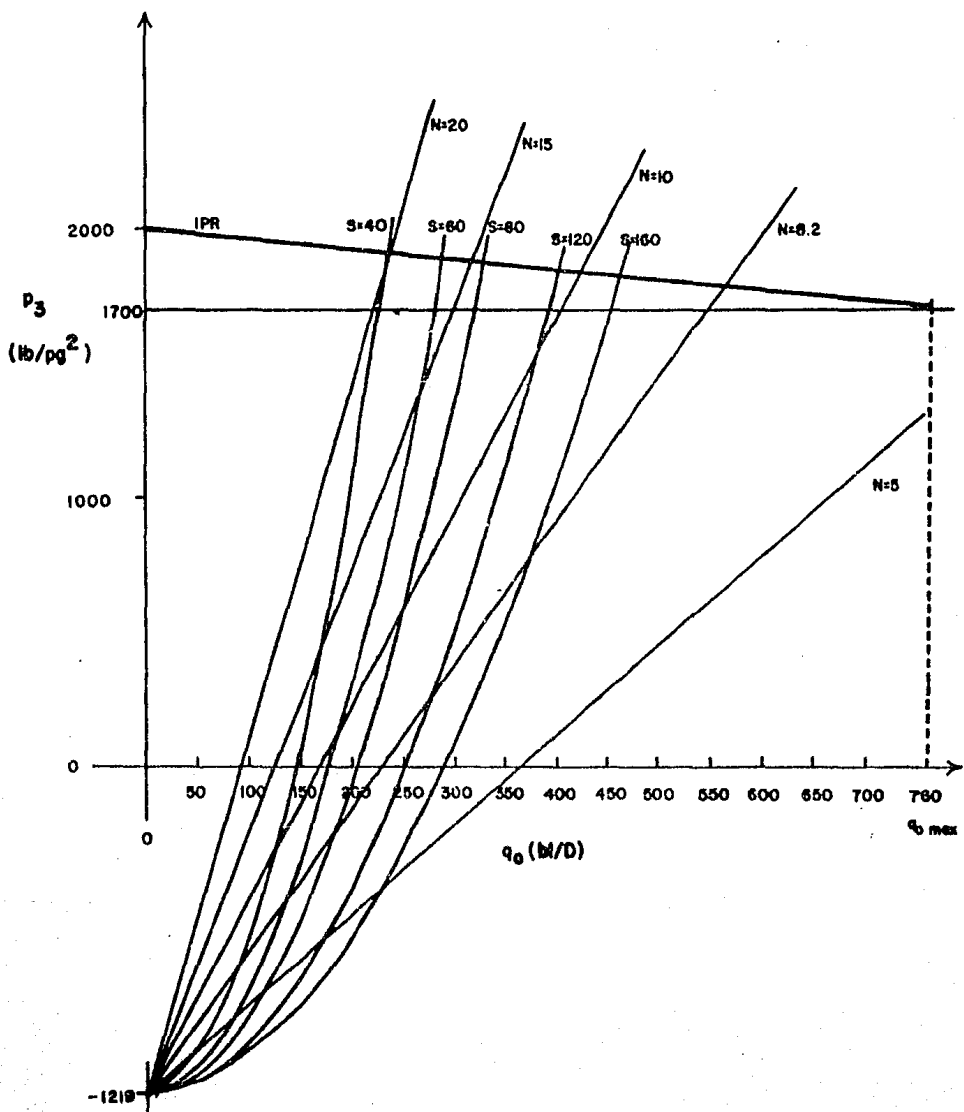


FIG. No. 5.1

PRESION DE ENTRADA (P_3) VS GASTO (q_0)

Este valor se grafica en la figura anterior como valor constante. -
 Los posibles gastos de producción están representados por la intersección de las curvas de comportamiento de entrada a la bomba con la curva IPR -- (FIG. 5.2). Para el gasto requerido de 353 bl/d se lee una longitud de -
 carrera de la varilla pulida de 92 pg, y con la ecuación 4.10, se calcula la velocidad de bombeo:

$$N = \frac{353}{0.8 (0.3569) (92)} = 13.4 \approx 14 \text{ epm}$$

El factor de aceleración máximo en el movimiento descendente es:

$$\alpha_1 = \frac{SN^2}{70 \cdot 500} (1 + c/p) = \frac{(92)(14)^2}{70 \cdot 500} (1 + 0.33) = 0.3402 \text{ pie/seg}^2$$

El factor de aceleración máximo en el movimiento ascendente es:

$$\alpha_2 = \frac{SN^2}{70 \cdot 500} (1 - c/p) = \frac{(92)(14)^2}{70 \cdot 500} (1 - 0.33) = 0.1714 \text{ pie/seg}^2$$

La presión de entrada mínima a la bomba se calculó en:

$$P_3 \text{ min} = 1700 \text{ lb/pg}^2$$

La carga máxima sobre la varilla pulida es:

$$\begin{aligned} \text{PPRL} &= W_f + (0.9 + \alpha_1) W_n - P_3 \text{ min} (A_p) = \\ &= 9009 + (0.9 + 0.3402) 18860 - 1700(2.4053) = 28310 \text{ lb} \end{aligned}$$

y la carga mínima sobre la varilla pulida

$$\text{MPRL} = (0.9 - \alpha_2) W_n = (0.9 - 0.1714) 18860 = 13741 \text{ lb}$$

La torsión máxima sobre la flecha del reductor de engranes:

$$PT = \{2T/S^2K_n\} \{SK_n\} \{S/2\} \{Ta\} = \{0.57\} \{15216.67\} \{92/2\} \{1.121\} = 447258 \text{ lb/pg}$$

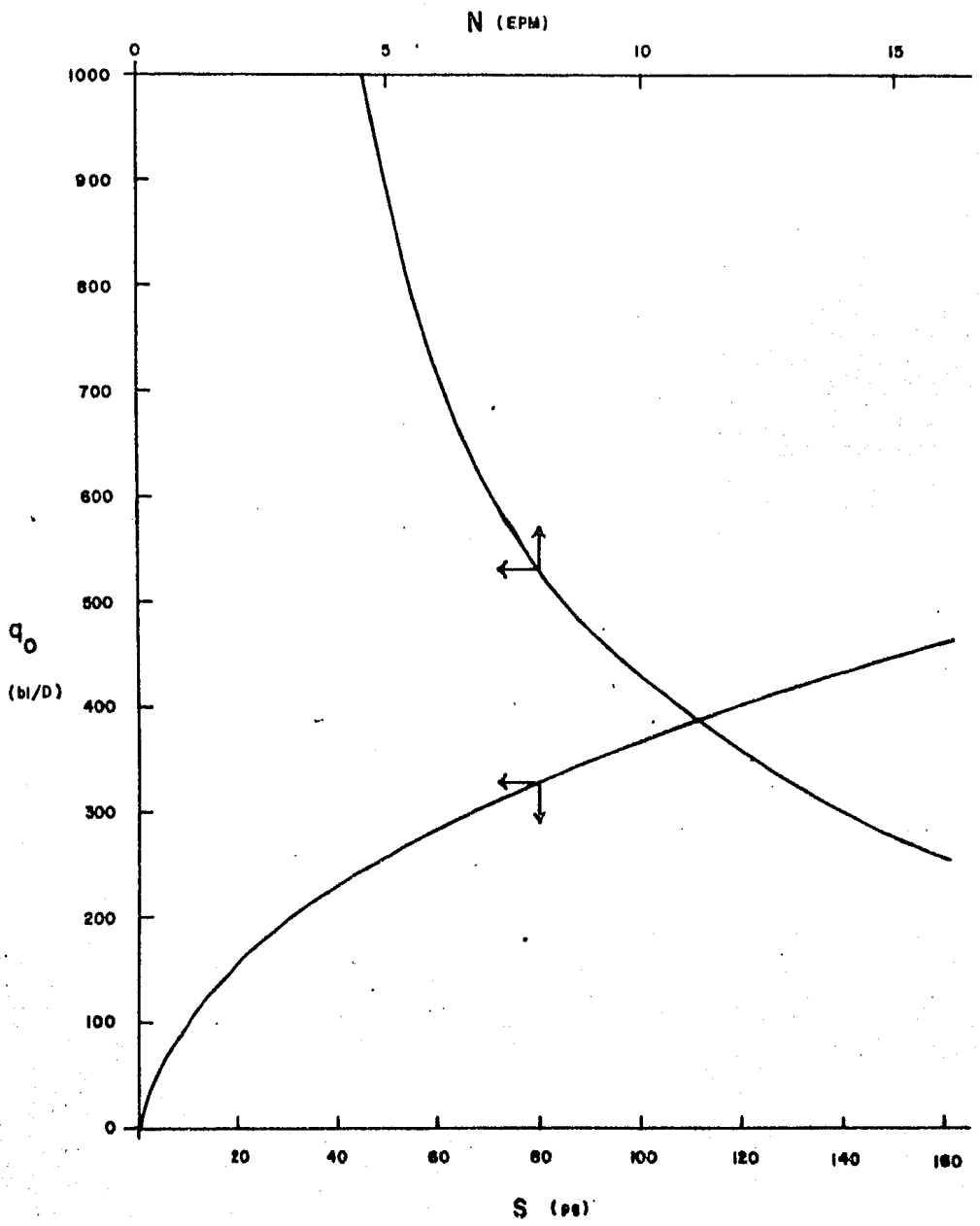
y la potencia del motor principal es:

$$MHP = 56.26 \text{ HP}$$

Comparación de resultados:

	Método API-RP-111	Analisis Nodal
q_0 (bl/d)	353	353
N (epm)	8.2	14
S (pg)	168	92
PPRL (lb)	29539	28310
MPRL (lb)	9200	13741
PT (lb/pg)	830882.6	447258
MHP (HP)	56.26	56.26

Se observa que para el gasto requerido de 353 bl/d, la velocidad de bombeo aumenta y la longitud de carrera disminuye al aplicar el análisis nodal. - Es importante señalar que debido a este cambio, la carga máxima se reduce y la carga mínima aumenta con el método propuesto, ocasionando un rango de cargas menor tendiendo a aumentar la vida de las varilla y a reducir la pérdida de producción debido a un menor mantenimiento por falla de varilla.



GASTOS POSIBLES DE PRODUCCION

FIG. No. 5.2

CAPITULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. Al aplicar el análisis nodal es posible determinar el tipo y tamaño de instalación superficial más adecuado, así como las dimensiones del equipo subsuperficial a fin de mejorar la eficiencia de operación de las Unidades de Bombeo Mecánico e incrementar la producción de aceite al realizar cálculos de diseño más confiables o modificar las instalaciones ya existentes.
2. Cuando se aplica el análisis nodal al sistema de Bombeo Mecánico, se identifican los elementos que limitan la capacidad de flujo del sistema y se determina el efecto que sobre el gasto tengan las modificaciones de la velocidad de bombeo, la longitud de carrera de la varilla pulida, y la potencia del motor.
3. El procedimiento de cálculo propuesto se considera más confiable, ya que se resuelve gráficamente para la velocidad de bombeo y longitud de carrera de la varilla pulida, a diferencia del método API-RP-11L, que es un proceso iterativo de ensaye y error.
4. Con el método de Análisis Nodal utilizado para diseñar unidades de Bombeo Mecánico o para analizar las ya existentes, se obtienen las condi-

ciones de operación que permiten reducir los esfuerzos a los que se somete el equipo, lo que conduce a disminuir los costos de mantenimiento y mejorar la eficiencia de bombeo.

5. Es recomendable recurrir a programas de cómputo para agilizar los cálculos tanto analíticos como gráficos, ya que se tiene la ventaja de que los resultados pueden obtenerse oportunamente, lo que permite --efectuar a tiempo las intervenciones en el pozo evitando mayores complicaciones, así como pérdidas en la producción.

6. Además es recomendable establecer un programa de estudio de los pozos que producen por bombeo mecánico. Para pozos que inician su producción artificial se considera conveniente aplicar el proceso descrito para establecer las condiciones óptimas de operación

NOMENCLATURA

Ap	Area del pistón de la Bomba, pg^2
Atr	Area de la varilla superior, pg^2
Bg	Factor de volúmen del gas, $bl/pi\bar{e}^3$
Bo	Factor de volúmen del aceite, bl/bl
Bob	Factor de volúmen del aceite@ presión de saturación, bl/bl
Bw	Factor de volúmen del agua de formación, bl/bl
CBE	Contrapeso requerido, lb
c/p	Relación Biela-Manivela, adim
D	Diámetro del émbolo, pg
Fo	Carga del fluido sobre el pistón, lb
F1	Factor de la carga máxima en la varilla pulida
F2	Factor de la carga mínima en la varilla pulida
F3	Factor de la potencia en la varilla pulida
G	Gravedad específica del fluido producido
GIP	Porcentaje de gas bombeado con el líquido
GLR	Relación Gas-Líquido, $pi\bar{e}^3/bl$
GOR	Relación Gas-Aceite, $pi\bar{e}^3/bl$
H	Nivel del fluido, $pi\bar{e}$
IP	Índice de productividad $bl/d/lb/pg^2$
K	Constante de la Bomba, $min/d/pg/bl$
$1/kr$	Constante de elasticidad, pg/lb
$1/kt$	Constante de elasticidad, pg/lb
L	Profundidad de colocación de la Bomba, $pi\bar{e}$
MHP	Potencia de motor principal, HP
MPRL	Carga mínima en la varilla pulida, lb
N	Velocidad de bombeo, epm
No	Frecuencia natural de vibración, epm
No ^r	Frecuencia natural de vibración de la sarta telescópica, epm
Pb	Presión de saturación, lb/pg^2
PD	Desplazamiento de la bomba, bl/d
Pwf	Presión de fondo fluyendo, lb/pg^2
Pws	Presión estática, lb/pg^2
PPRL	Máxima carga en la varilla pulida, lb

-	
P_h	Presión media del yacimiento, lb/pg^2
PRHP	Potencia en la varilla pulida, HP
PT	Torque máximo, $pg \cdot lb$
P_3	Presión de entrada a la bomba, lb/pg^2
q	Gasto, bl/d
q_{max}	Gasto máximo, bl/d
q_p	Gasto posible de producción, bl/d
q_{sc}	Gasto @ condiciones superficiales, bl/d
R_c	Relación de cargas
RDST	Esfuerzo máximo en la varilla pulida, lb
r_e	Radio de drene, pg
r_w	Radio del pozo, pg
S	Longitud de carrera de la varilla pulida, pg
s	Daño del pozo
SF	Factor de servicio
Sp	Desplazamiento efectivo del émbolo, pg
Skr	Carga necesaria para elongar la sarta una cantidad igual a la longitud de carrera, lb
T	Esfuerzo mínimo a la tensión, lb/pg^2
T_a	Valor de ajuste para la torsión máxima
W_r	Peso total de varillas en el área, lb
W_{rf}	Peso total de varillas en el fluido, lb
w_c	Porcentaje de agua fluyendo, fracción

LETRAS GRIEGAS

γ_{fsc}	Densidad específica del fluido @ c.s.
γ_{gsc}	Densidad específica del gas @ c.s.
γ_{osc}	Densidad específica del aceite @ c.s.
γ_{wsc}	Densidad específica del agua @ c.s.
ΔP_s	Caída de presión debida al daño, lb/pg^2
ρ_s	Densidad del acero, lb/pi^3
σ_a	Mínimo esfuerzo del acero, lb/pg^2

BIBLIOGRAFIA

1. VOGEL, J. V. "Inflow Performance Relationship for Solution - Gas Drive Wells". JPT, Jan. 1968, 243.
2. STANDING, M. B. "Inflow Performance Relationship for Damaged Wells producing by Solution - Gas Drive". JPT, Nov. 1979, 1399.
3. GILBERT, W. T. "Flow and Gas - Lift Well performance - Drill and Prod. Pract."
4. BENITEZ, R. G. "Sistemas Artificiales de Recuperación de Hidrocarburos". IMP, Subdirección de Desarrollo Profesional, Poza Rica, Ver.
5. LUFKIN INDUSTRIES, INC. "Pumping Unit Design Calculations"
6. DIAS, L. E. "General Inflow Performance Relationship for Solution - Gas Reservoir Wells".
7. ZUÑIGA, P. H. "Estudio de Registros del Dinamómetro Electrónico Delta II". Reporte de Avance 1 y 2, IMP. División de Producción.
8. GIBBS, S. G. "Predicting the Behavior of Sucker Rod Pumping Systems". JPT. Jul. 1963.
9. KRAFT AND HOLDEN. "Well Design: Drilling and Production".
10. API-RP-11L. "API Recommended Practice for Design Calculations for Sucker Rod Pumping Systems" (Conventional - Units), API Dallas, Texas. (Feb. 1977).

11. BROWN, K. E. "The Technology of Artificial Lift Method", Vol. 4a, Petroleum Publishing Co.
12. SAAVEDRA, G. O. "Selección de Unidades de Bombeo". E.P.N. S. A. México, D. F. 1969.
13. CANO, P. V. "Análisis Nodal aplicado al Sistema Artificial de Bombeo Neumático", Tesis Profesional, Facultad de Ingeniería.
14. ACUÑA, R. A., GARAICOCHEA, P. F., LIMON, H. T. "Flujo - Multifásico en Tuberías". IMP. División de Producción. 1976.
15. VARIOS AUTORES. "Flujo Multifásico a través de Estranguladores".
16. EARLOUGHER, R. G. "Advances in Well test Analysis". Monograph Vol. 5, SPE-1976.
17. PROANO, E. MACH, J. BROW, K. E. "Sistema de Análisis - aplicado a Pozos Productores". Universidad de Tulsa.