

31
2ef



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

PROBLEMAS PRACTICOS DE BOMBEO
ELECTROCENTRIFUGO Y BOMBEO
MECANICO

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO PETROLERO
P R E S E N T A N :
AGUSTINA MARTINEZ BONILLA
JUDITH MARTINEZ GARCIA



MEXICO, D. F.

RECIBIDO CON
FALTA DE ORIGEN

1990



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

	PAG.
INTRODUCCION	1
CAPITULO I CONCEPTOS FUNDAMENTALES.	2
1.1 Introducción.	2
1.2 Aspectos básicos sobre bombeo mecánico.	2
1.2.1 Características del acero de las varillas de succión.	2
1.2.2 Motores de combustión interna y eléctricos.	3
1.2.3 Principio de flotación o de Arquímedes.	4
1.2.4 Movimiento armónico simple.	5
1.3 Aspectos básicos sobre bombeo electrocentrífugo.	7
1.3.1 Conceptos básicos de electricidad.	7
1.3.2 Características de los cables eléctricos.	11
1.4 Aspectos básicos comunes a los dos sistemas de -	15
producción.	
1.4.1 Comportamiento de afluencia al pozo.	15
1.4.2 Incremento de presión requerido para la bomba.	17
REFERENCIAS	21
CAPITULO II BOMBEO MECANICO	
II.1 Generalidades.	22
II.2 Clasificación de las instalaciones de BM.	25
II.3 Selección del tamaño de la bomba.	28
II.4 Diseño de la sarta de varillas.	31
II.5 Diagrama modificado de Goodman.	42
II.6 Carrera efectiva del émbolo.	46
II.7 Potencia de arranque necesaria.	60
II.8 Contrabalanceo y torsión de la unidad de B.M.	63
II.9 Carta Dinamométrica.	77
II.10 Diseño de instalaciones.	90
Método Craft-Holden.	
Método API.	

CAPITULO III	BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO.	PAG.
		103
III.1	Generalidades.	103
III.2	Carga Dinámica Total.	107
III.3	Curvas características.	108
III.4	Consideraciones generales en el diseño de bombas sumergibles.	111
III.5	Diseño de instalaciones de Bombeo Electrocentrifugo para pozos productores de agua.	112
III.6	Diseño de instalaciones de Bombeo Electrocentrifugo para pozos productores de aceite y agua.	125
III.7	Diseño de instalaciones de Bombeo Electrocentrifugo para pozos productores de aceite, agua y gas.	144
	NOMECLATURA.	162
	GLOSARIO.	169
	APENDICES.	186
	BIBLIOGRAFIA.	242

I N T R O D U C C I O N

Los sistemas artificiales de producción desempeñan una función muy importante dentro de la industria petrolera y representan una tarea preocupante para los ingenieros petroleros dedicados a esta disciplina.

El éxito en el funcionamiento de los sistemas artificiales de producción, depende de la cantidad de información disponible, de la veracidad de dicha información y sobre todo del factor humano: es decir, de la forma en que se lleve a cabo el diseño, puesto que el ingeniero debe visualizar todos los detalles y endiosarlos para realizar un diseño adecuado y acorde a las necesidades de cada pozo, ya que para cada caso se debe optimizar el sistema que presente una máxima eficiencia de bombeo a menores costos de instalación y mantenimiento.

En esta tesis se presenta un panorama en la solución a problemas prácticos de optimización de la producción de pozos petroleros que se encuentran produciendo o que producirán, mediante los sistemas de bombeo mecánico o electrocentrífugo. A cada sistema se le asigna un capítulo, el cual está estructurado por subtemas que involucran los conceptos fundamentales y los métodos de diseño, al final de cada subtema se presenta una serie de problemas resueltos y otra de propuestos. Es importante que para resolver los problemas propuestos se estudien los antecedentes que se presentan para cada subtema en este mismo trabajo y además, que se apliquen algunos otros conceptos de producción.

Al final de la tesis, se presenta un glosario, en el cual se incluyen términos sobre Bombeo Mecánico y Bombeo Electrocentrífugo que se usan en este trabajo o que pueden encontrarse en artículos que se refieren a los temas aquí tratados.

CAPITULO I

CONCEPTOS FUNDAMENTALES

1.1 INTRODUCCION

El estudio de los sistemas de producción con Bombas Mecánicas y Bombas Electrocentrifugas no se debe empezar sin que antes se tenga una idea clara de las definiciones que se usan en estas especialidades. También será necesario para el lector de esta tesis familiarizarse con muchos conceptos usados en mecánica, electricidad, física y producción, así como un sinnúmero de palabras universalmente empleadas y comunes a todas las ciencias.

A continuación se presentan algunos temas y conceptos de los cuales se hace un mayor uso. Dichos conceptos darán una pauta para empezar el estudio completo de los sistemas de producción aquí tratados.

Los temas y conceptos siguientes deben estudiarse con la mayor atención, ya que su objetivo es facilitar la comprensión básica de los principios en que se fundamentan los sistemas de producción mecánica y eléctrica.

1.2 ASPECTOS BASICOS SOBRE BOMBEO MECANICO

1.2.1 Características del acero de las varillas de succión.

- Composición metálica de la sarta de varillas de succión.

El principal componente de la sarta de varillas de succión es el acero. Muchas varillas contienen arriba del 90 % de acero en su composición, pero esto les da una consistencia suave y débil, por lo que es recomendable agregar otros elementos para proporcionar al acero la fuerza necesaria que debe tener, así como otras propiedades.

Los diferentes materiales que pueden ser agregados para lograr una cierta aleación con el acero, son los siguientes (Ref. 2):

- Carbón, este elemento es agregado para incrementar la fuerza, la dureza y la susceptibilidad para el tratamiento con calor. Sin embargo, al incrementarse el contenido de carbón la resistencia a la corrosión, la ductibilidad y el impacto a la resistencia tienden a decrecer.
- Manganeso, este elemento hace al acero menos quebradizo y actúa como un desoxidante para reducir la formación de óxidos de acero, los cuales tienden a debilitar la aleación. Algunas varillas contienen arriba del 1 % de manganeso.
- Silicio, es muy parecido al manganeso, es útil como un desoxidante en la refinación de aceros de alto grado. Algunas varillas contienen alrededor del 0.15 al 0.35 % de este elemento.
- Níquel, es agregado para combatir las condiciones corrosivas encontradas en los pozos de aceite, también tiene un efecto de endurecimiento sobre el acero para evitar la disolución del hierro.
- Vanadio, incrementa el endurecimiento del acero aun cuando se presente en pequeñas cantidades. Fomenta una estructura granular buena y retarda el ablandamiento del acero cuando se somete a altas temperaturas.
- Cobre, es agregado para resistir los medios ambientes corrosivos.

Los aceros que contienen más del 0.6 % de cobre tienen una tendencia muy pronunciada hacia el endurecimiento precipitado.

- **Duro.** es usado para incrementar el endurecimiento del acero. Es muy poderoso y únicamente se agrega en porcentajes del 1 %.
 - **Cromo.** éste contribuye al endurecimiento del acero y mejora la resistencia a la corrosión del acero en el aire y en otros medios ambientes, aunque el níquel es más efectivo.
 - **Molibdeno.** es uno de los agentes más potentes que se agrega como elemento de aleación, aunque no es tan efectivo como el carbón. Es un refuerzo en la sarta de varillas para evitar su respuesta al tratamiento con calor.
- Clases de varillas (Ref. 10).

- **Clase F.** estas son varillas de Níquel-Molibdeno. Son resistentes a la corrosión y su resistencia mínima a la tensión es 82000 lb/po².
- **Clase C.** son varillas de aleación de Carbón-Manganeso. Son para trabajo pesado y medio, su inhibición contra la corrosión es muy efectiva y su resistencia mínima a la tensión es 90000 lb/po². La mayoría de los pozos usan este tipo de varillas.
- **Clase D.** son varillas de aleación Níquel-Cromo-Molibdeno. Su resistencia mínima a la tensión es 115000 lb/po². Estas varillas se usan donde las varillas del tipo C quedan en punto crítico, generalmente en pozos de altos volúmenes de producción y que no manejan ácido sulfhídrico.

1.2.2 Motores de combustión interna y eléctricos.

MOTORES DE COMBUSTION INTERNA. Se llama motor de combustión interna a todo motor en el cual la materia que trabaja es producto de la combustión del aire y del combustible; esta combustión generalmente se lleva a cabo en el cilindro de trabajo, pero puede también tener lugar en una cámara exterior (Ref. 1).

- **Motores Diesel.** Se llama motor Diesel a todo motor de combustión interna en el cual el combustible se inyecta cuando la compresión está a punto de terminarse, y el combustible entra en ignición únicamente debido al calor producido por la compresión del aire comburente. En este tipo de motores solo se aspira aire inicialmente y se comprime unas 16 veces su volumen inicial, quedando por lo tanto, contenido este aire en muy poco espacio. Al hallarse de esta forma comprimido, el aire aumenta mucho su densidad, incrementando también la presión y la temperatura, llegando a alcanzar valores de 400 °C. Al final de esta compresión, cuando el cilindro está aproximadamente en el punto muerto superior, se inyecta dentro del cilindro un combustible pesado, que pueda ser aceite crudo, esto es, residuos de refinería o aceites destilados, el cual al entrar en contacto con el aire muy caliente que se halla comprimido, produce la combustión, quemándose las partículas de combustible a medida que van entrando en la cámara. Al mismo tiempo que esto ocurre el émbolo se va moviendo, aumentando el volumen de la cámara de combustión (Refs. 4 y 11).
- **Motor de gasolina o motor de explosión.** En este tipo de motores, se aspira una mezcla de aire-combustible, esta mezcla se comprime

unas 6 veces su volumen inicial y la combustión se provoca mediante una chispa eléctrica que salta y enciende la mezcla.

MOTOR ELECTRICO. Es una máquina que convierte la energía eléctrica en movimiento rotatorio o energía mecánica, con objeto de que se efectúe un trabajo útil. Los motores elementales funcionan a base de la interacción de dos campos magnéticos: uno se produce alrededor de un conductor que lleva corriente y otro es un campo magnético fijo. Un motor práctico debe producir movimiento rotatorio continuo. - Esto lo hace originando una fuerza de giro o par, sobre un conductor que lleva corriente, al cual se le ha dado forma de espiral. Cuanto mayor sea el par, más trabajo útil pueda desempeñar el motor (Ref.1).

• Motor de corriente continua. Los campos magnéticos en estos motores son producidos por devanados estacionarios llamados estator y por devanados rotatorios en el núcleo del motor. El circuito de un extremo a otro de los devanados del inducido en el motor tipo de corriente continua, se completa mediante escobillas de carbón estacionarias. Las escobillas están en contacto con los segmentos del colector, que se conectan en los devanados del motor. Cuando se suministra potencia a la armadura a través de las escobillas, también se origina un flujo magnético alrededor de la armadura. Este flujo es el que interactúa con el magnético donde está suspendida la armadura para producir el par que hace funcionar el motor.

• Motor de inducción de corriente alterna. Es el tipo más empleado de motores de corriente alterna, debido a su robustez y simplicidad, a la ausencia de colector y a las características de funcionamiento tan adecuadas para el trabajo a velocidad constante. El motor funciona basándose en el principio de que, cuando un flujo magnético corta a un conductor cerrado, se induce corriente en él. Estos reaccionan con el flujo y crean una fuerza en la dirección del movimiento del campo magnético de acuerdo con el principio de la acción motriz, el giro del flujo y corta a un disco o cilindro conductor se desarrolla un par y el disco o cilindro tiende a girar en el mismo sentido que el flujo. No pueden, sin embargo, alcanzar la velocidad del campo magnético rotatorio por que, en tal caso, cesaría de cortar el flujo al conductor, anulándose las corrientes inducidas y por tanto, el par. Deberá pues, haber deslizamiento entre el campo giratorio y el conductor. En el motor de inducción existe un órgano fijo llamado estator y otro giratorio llamado rotor.

1.2.3 Principio de flotación o de Arquímedes.

El principio de flotación es una consecuencia de las leyes de la mecánica de los fluidos. Cuando un cuerpo está total o parcialmente sumergido en un fluido (líquido o gas) en reposo, el fluido ejerce una presión hidrostática proporcional a la profundidad de cada punto que esté en contacto con el fluido. Las presiones ejercidas sobre las caras laterales se neutralizan mutuamente. En cambio, la presión es mayor en las partes sumergidas a mayor profundidad que la presión aplicada sobre la cara superior del cuerpo, la resultante de todas las fuerzas es una fuerza de flotación. Esta fuerza actúa vertical-

mente hacia arriba y es llamada el empuje sobre un cuerpo sumergido.

La magnitud y el sentido de esta fuerza de flotación puede encontrarse de la siguiente manera; la presión sobre cualquier parte de la superficie del cuerpo, no depende del material del que está hecho. Suponiendo que el cuerpo o una parte de él está sumergido, se reemplaza por un fluido igual al que lo rodea, este fluido experimentará la presión que actuaba sobre el cuerpo sumergido y permanecerá en reposo, por lo que la fuerza de flotación que actúa en sentido ascendente en el cuerpo, será igual a su peso y actuará verticalmente hacia arriba a través de su centro de gravedad. De aquí se determina el principio de flotación o de Arquímedes el cual dice: Todo cuerpo total o parcialmente sumergido en un fluido recibe un empuje vertical ascendente con una fuerza de flotación que es igual al peso del fluido desalojado por dicho cuerpo.

Una vez determinada la fuerza de flotación y según su magnitud, se tiene que:

- Cuando el peso del cuerpo es menor que el empuje ascendente, y se encuentra en el fondo, el cuerpo sube a la superficie y flota, es decir desaloja menor cantidad de líquido que su volumen.
- Cuando el peso del cuerpo es igual al empuje ascendente, el cuerpo queda en equilibrio dentro del líquido.
- Cuando el peso del cuerpo es mayor que el empuje ascendente, éste se hunde pero aparentemente disminuye su peso.

1.2.4 Movimiento armónico simple.

En cuanto al bombeo mecánico se refiere, es importante aclarar la forma en que se lleva a cabo el movimiento que permite el bombeo óptimo. El movimiento que describe el ciclo de la manivela mostrado en la Fig. 1.1 es un movimiento uniforme y periódico llamado movimiento armónico simple. Es un movimiento periódico ya que se repite idénticamente el movimiento de un cuerpo en una sucesión de intervalos iguales de tiempo, siguiendo una circunferencia y recorriendo la misma trayectoria una y otra vez con la misma velocidad (Ref. 2).

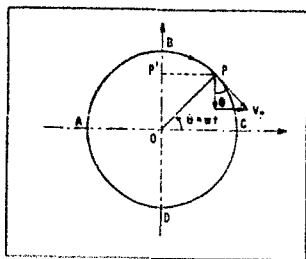


Fig. 1.1 Movimiento armónico simple.

Supóngase que una proyección perpendicular $P' - P$ es dibujada desde el eje vertical $D - B$ en la circunferencia donde termina el punto P y si el punto P viaja alrededor de la manivela un ciclo con una velocidad angular constante, el punto P' se mueve hacia arriba en el eje vertical $D - B$ periódicamente con un movimiento armónico simple.

Con este tipo de movimiento, el punto P' inicia en forma descendente del tope hacia abajo y en forma ascendente desde el fondo hacia arriba con el mismo valor de aceleración máxima. La aceleración de P' al alcanzar la posición D a la mitad del eje vertical es cero, debido a que cambia de aceleración a desaceleración.

La velocidad de P' es cero en ambos casos, en el tope y en el fondo de su viaje (puntos B y D), pero en el punto D es la máxima y su aceleración es cero.

La manivela se conecta a un miembro rígido llamado biela como lo muestra la Fig. 1.2, el cual transmite movimiento al balancín para efectuar el movimiento de bombeo. La conexión superior de la biela (v) llamada ecualizador (Yoke transversal), se mueve verticalmente hacia arriba y hacia abajo en una línea recta, dicho movimiento no es un movimiento armónico simple aún cuando la manivela gira a una velocidad angular constante.

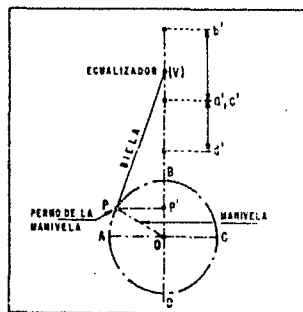


Fig. 1.2 Movimiento manivela - biela.

Como el punto P describe un movimiento uniforme alrededor del ciclo de la manivela, el ecualizador describe un movimiento recíprocante que puede diferir sustancialmente del movimiento armónico simple del punto P' . Esto es debido a la angularidad del mecanismo - biela - manivela. El ángulo más pequeño entre la manivela y la biela es cuando la manivela está horizontal, que es una de las más grandes divergencias del movimiento del ecualizador desde que el movimiento armónico simple fue descrito por el punto P' . Por eso, solo una longitud infinita de la biela podrá desarrollar un movimiento armónico

simple del ecualizador.

En la Fig. 1.2, cuando el perno de la manivela (P) se mueve alrededor del ciclo de A a B y de ahí a C, el ecualizador se mueve verticalmente desde a' a b' y regresa a c'. Esta distancia es mayor que la distancia de c' a d' y regresa a a', lo cual corresponde al viaje del perno de la manivela (P) de C a D y su regreso a A. Esto es debido a que el viaje del ecualizador está en función de los componentes verticales de la manivela (DP) y la biela (FV). En los dos cuadrantes superiores del ciclo de la manivela, los componentes verticales viajeros de la manivela y de la biela son sumados; en los dos cuadrantes inferiores son restados. Esta modificación del movimiento armónico simple de la manivela-biela, puede tener un efecto importante sobre la velocidad y las características de aceleración del ecualizador transmitidas al balancín. Esto es, debido a que el punto P viaja en el ciclo a una velocidad angular constante, el tiempo necesario para cubrir cada uno de los cuatro cuadrantes es el mismo. Sin embargo, la distancia que el ecualizador desarrolla de b' a a' es mucho más larga que de a' a d', así, las velocidades del fondo y del tope del ciclo son cero, además, la aceleración es sustancialmente mayor de b' a a' que de d' a a'.

Esta anomalía cinemática tiene consecuencias importantes. Dado que el perno de la manivela cubre los dos cuadrantes superiores del ciclo, el ecualizador se mueve hasta el tope de su carrera con una desaceleración máxima relativamente alta y comienza a descender con una aceleración máxima igualmente alta. Pero como también el perno de la manivela cubre los dos cuadrantes inferiores del ciclo, el ecualizador desacelera hacia el fondo de la carrera con un valor máximo relativamente menor, mientras que la aceleración hacia arriba tiene un valor similar al anterior, con lo que se reduce la aceleración máxima total. Esta diferencia en el patrón de la aceleración del ecualizador juega un papel muy importante en la selección de la varilla, en la estructura de la misma y en los valores de los rangos de carga de la varilla para diferentes geometrías de bomba.

1.3 ADPECTOS BÁSICOS SOBRE ROTACIÓN ELECTROCENTRIFUGO

1.3.1 Conceptos básicos de electricidad.

Esta sección no pretende presentar un curso de ingeniería eléctrica, sino simplemente dar un repaso de algunos conceptos básicos para la mejor comprensión del comportamiento y operación de las máquinas eléctricas. Las ecuaciones básicas usadas se presentan sin entrar en detalles teóricos de electricidad. Para mayor detalle en el estudio se recomienda recurrir a la literatura especializada (Refs. 2, 3, 4 y 5).

La ELECTRICIDAD es una forma de energía y puede ser producida por otros tipos de energía, mediante procesos adecuados, los cuales convierten ya sea presión, fricción, reacción química o reacción electromagnética en energía eléctrica. La electricidad implica la transferencia de energía de una fuente a una carga (lámparas, motores y otros dispositivos). Esto se realiza mediante el movimiento constante de los electrones a lo largo de un circuito o material conductor estableciendo lo que se denomina como CORRIENTE ELÉCTRICA.

El VOLTAJE o FUERZA ELECTROMOTRIZ (fem), es la energía que impulsa a los electrones para que se muevan a través del circuito. Esta fuerza se mide mediante una unidad llamada volt.

La INTENSIDAD DE CORRIENTE ELECTRICA se mide mediante una unidad llamada ampere. Los efectos de esta intensidad, se pueden apreciar al observar la producción de movimiento en los motores. Un ampere es igual al flujo de 6.242×10^{18} electrones por segundo.

Si un dispositivo eléctrico trabaja en forma correcta, la fuente de energía debe ser capaz de hacer dos cosas: primero, debe suministrar el voltaje necesario y segundo, debe entregar la corriente eléctrica para la cual fué diseñado el dispositivo.

La LEY DE OHM. Cuando una diferencia de potencial constante es aplicada a través de la sección transversal de un conductor, el cual esta sujeto a una temperatura constante y no tiene una fuente interna de fuerza electromotriz, una corriente constante proporciona las diferenciales de potencial de flujo a través del conductor. Esta relación entre la diferencia de potencial y la corriente es conocida como la Ley de Ohm y puede ser escrita como:

$$V = R I .$$

donde:

- V - Diferencia de potencial, volts.
- I - Corriente resultante, ampere.

El factor de proporcionalidad (R) es la llamada RESISTENCIA del conductor, la cual es medida en ohms, esta resistencia se origina como una oposición al flujo de la corriente ya que cuando los electrones fluyen por un conductor, chocan con otros electrones y con otras partículas atómicas. El recíproco de la resistencia es conocido como la CONDUCTANCIA y también se mide en ohms.

La resistencia de casi todos los materiales cambia con la temperatura. La resistencia de muchos de los conductores metálicos usados en la ingeniería eléctrica se incrementa al incrementarse la temperatura. En caso contrario, muchos de los conductores no metálicos y dieléctricos muestran un descenso de resistencia con el incremento de la temperatura.

CONDUCTORES y AISLANTES, como se mencionó anteriormente, una corriente eléctrica en un circuito eléctrico es debida al flujo de electrones a través de un conductor, el cual permite el paso de electrones de un átomo a otro. Los materiales que ofrecen poca resistencia al flujo de electrones son conocidos como conductores. Tales materiales incluyen metales tales como el oro, la plata, el cobre y el aluminio. Un flujo continuo de corriente eléctrica se establece para aplicar una fem continua a través de un conductor. En caso contrario, se manejan muchos otros materiales tales como el vidrio, el papel, el caucho, la cerámica y el plástico, que ofrecen una alta resistencia al flujo o movimiento de electrones. Tales materiales son conocidos como aislantes o dieléctricos. En estos materiales, la aplicación de una fem continua, no da como resultado una corriente continua.

MAGNETISMO. La electricidad y el magnetismo están íntimamente relacionadas una con la otra y el estudio de una incluye el estudio de la otra. Todos los generadores eléctricos y los motores están unidos por un eslabón entre estos dos tipos de energía.

Un cuerpo el cual posee la propiedad de atrapar pedazos de hierro o acero y que cuando está suspendido libremente toma una orientación definida con respecto al meridiano geográfico, es conocido como un **MAGNETO** (imán). El fenómeno por el cual un magneto atrae piezas de hierro o acero y se orienta en una posición definida cuando está suspendido libremente es llamado **MAGNETISMO**. Muchas sustancias cuando se encuentran cerca de un magneto o cerca de un conductor que está transportando corriente eléctrica, adquiere las propiedades de un magneto. Tales sustancias son conocidas como sustancias magnéticas y el cuerpo que adquiere las propiedades de un magneto es llamado **cuerpo magnetizado**.

Alrededor de todas las sustancias magnéticas siempre existe un **CAMPO MAGNETICO** y todas las sustancias magnetizadas y polos magnéticos experimentan una fuerza en esta región. La magnitud y dirección de esta fuerza es variada, dependiendo de la posición de la sustancia en el campo magnético. También alrededor de una corriente eléctrica existe un campo magnético, este campo depende de la cantidad de flujo de corriente que se tenga.

Faraday descubrió que una fem es producida en un carrete si, por alguna razón, el campo magnético a través de un carrete varía. Más tarde se encontró que la fem puede producirse por (a) un conductor moviéndose o cortando la sección transversal de un campo magnético estacionario, (b) un campo magnético moviéndose y cortando el área de un conductor estacionario o (c) un cambio en el número de líneas magnéticas encerradas por una vuelta o carrete. Estos principios son usados en la operación de los generadores y de los transformadores. Este fenómeno de producir fem al variar el campo magnético es conocido como la inducción electromagnética y la fem es llamada fem inducida.

La corriente o flujo de electrones, se caracteriza por dos parámetros que son magnitud y dirección. Si la magnitud y la dirección del flujo de corriente no cambia con el tiempo, es llamada **CORRIENTE CONTINUA**. Si es un flujo de corriente en la misma dirección que la anterior, pero variando en magnitud, se dice que se tiene una **CORRIENTE DIRECTA**, este término se designa también a la corriente continua. La corriente se obtiene de una batería o un generador de corriente directa.

Una **CORRIENTE ALTERNA** se produce con una fuente de voltaje, cuya polaridad cambia o se altera con el tiempo. Esto causa que la corriente en un circuito fluya en un sentido y posteriormente en otro, además varía entre valores constantes negativos y positivos. Entonces, la magnitud y dirección varían en la corriente alterna.

La **POTENCIA INTERNA** o energía por unidad de tiempo es:

$$P = V I,$$

si V está medida en volts y la I en amperes, la potencia interna P se obtiene en watts. Para propósitos prácticos, el watt es una unidad muy pequeña de potencia, por lo que en un sistema eléctrico la potencia se mide en Kilowatts, el cual es igual a 1000 watts. El producto de los valores efectivos de voltaje y amperaje en la corriente alterna es llamado el volt-amperere, o potencia aparente tomada por el circuito; este producto dividido entre 1000 es llamado Kilovoltampere (KVA) interno, es decir:

$$KVA = V I / 1000$$

TRANSFORMADORES. La palabra transformar significa cambiar. Un transformador se emplea para cambiar el valor del voltaje o corriente en un sistema eléctrico. Si reduce un voltaje, se denomina transformador reductor y si lo incrementa, transformador elevador.

La operación de un transformador sencillo se muestra en la Fig. 1.3. Aquí un devanado o bobina del transformador, denominado devanado primario, se conecta a la fuente de energía. El otro, denominado devanado secundario, está aislado eléctricamente del devanado primario. Su operación está basada en el principio de inducción electromagnética ya que la expansión y contracción del campo generado en el devanado primario corta la del devanado secundario e induce a un voltaje alterno de la misma frecuencia que el primario. El acoplamiento mecánico se mejora al proporcionar una trayectoria para las líneas de fuerza magnética en la forma de un anillo de hierro llamado también núcleo de metal. El transformador mostrado en la Fig. 1.3 es un transformador con núcleo de aire.

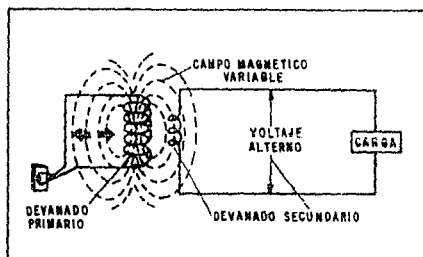


Fig. 1.3 Operación de un transformador sencillo.

La razón del número de vueltas en el devanado secundario sobre el número de vueltas en el devanado primario, es llamada la razón de vueltas del transformador y determina el voltaje de salida del devanado secundario en relación al voltaje primario de suministro. Si el número de vueltas en el devanado secundario es mayor que el número de vueltas del devanado primario, el voltaje de salida en el secundario será también mayor que el voltaje del primario por lo que al transformador se le llamará transformador de elevación. De otra forma, si el número de vueltas en el devanado secundario es menor que

el primario, el voltaje secundario será menor que el voltaje primario y dicho transformador se conoce como transformador de disminución.

TRANSFORMADOR MONOFASICO. En este tipo de transformadores, generalmente se coloca el devanado que corresponde a la parte de voltaje más bajo, sea primario o secundario, rodeando el núcleo y el de alto voltaje se coloca sobre el de bajo voltaje concéntrico y debidamente aislado uno de otro, para que no puedan tener contacto. Esta disposición se justifica por el hecho de que las averías son más frecuentes en las bobinas de alta que en las de baja y de esta forma es más fácil su desmontaje. Este transformador puede ser de circuito magnético simple, como lo indica la Fig. 1.4 o de circuito magnético acorazado, como lo indica la Fig. 1.5 .

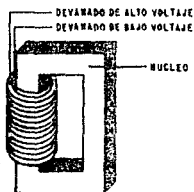


Fig. 1.4 Circuito magnético simple.



Fig. 1.5 Circuito magnético acorazado.

TRANSFORMADOR TRIFASICO. La corriente trifásica, superior a la monofásica desde el punto de vista de rendimiento y economía de instalación, se utiliza en la mayor parte de las distribuciones de corriente alterna y hay que emplear transformadores, elevadores o reductores, para obtener el voltaje más conveniente en cada caso. Para tal efecto pueden emplearse tres transformadores monofásicos, cada uno de una potencia igual a un tercio de la total. Esta disposición es, sin embargo, raramente empleada, debido a su mayor costo, peor rendimiento y a necesitar mayor espacio en la colocación de los transformadores. Normalmente se emplea un solo transformador trifásico formado por tres núcleos magnéticos, cada uno de los cuales lleva los devanados de alta y de baja correspondientes a una fase. La disposición de los núcleos y los devanados es análoga a la detallada en los transformadores monofásicos.

1.3.2 Características de los cables eléctricos.

El cable eléctrico es un elemento del bombeo eléctrico por medio del cual llega la energía al motor. De acuerdo a las necesidades del motor, se acoplan distintos diámetros de cable. Además, están dispo-

nibles en versiones plana y redonda. estos cables aislados pueden - instalarse en temperaturas de pozo superiores a 300 °F. El cable - tiene un blindaje de acero, bronce o monel (aleación de Niquel y Co- bre) según las condiciones y necesidades del pozo (Ref. 2).

En las siguientes figuras se presentan varias formas y diseños de cables:

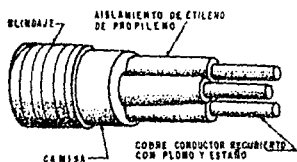


Fig. 1.6 Cable redondo (TRW - Reda).

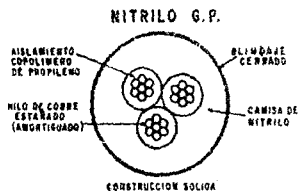


Fig. 1.7 Cable redondo (Centralift).

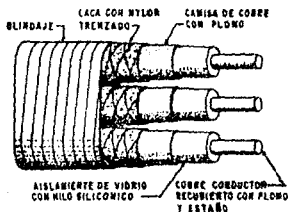


Fig. 1.8 Cable plano (TRW - Reda).

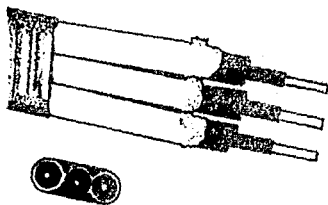


Fig. 1.9 Cable plano (Centralift).

Las compañías fabricantes de bombas proporcionan cables redondos y planos en diámetros que van de 2/0 al No. 6 en conductores de Cobre o Aluminio. El diámetro adecuado del cable es determinado por el amperaje, la caída de voltaje y el espacio disponible entre la TK y la TP. Se selecciona el mejor tipo de cable tomando como base la temperatura y los fluidos encontrados en el fondo del buzo.

En el cable eléctrico sumergible, los elementos conductores que se usan son el Cobre y el Aluminio. Las medidas de resistencia específica en ambos elementos tomadas a 20 °C son de 10.37 para el Cobre y 17.0 para el Aluminio.

La resistencia específica de un cable es inversamente proporcional al número de electrones libres en el volumen unitario (milipulgada circular-pie), y esto a su vez depende de la naturaleza de la sustancia.

Si se toma en cuenta la longitud de un cable, para determinada aplicación de voltaje, este disminuirá conforme el conductor sea más largo; en consecuencia, baja la velocidad del electrón y esto, a su vez, trae como resultado que disminuya la corriente o, en otras palabras, que "la resistencia sea directamente proporcional a la longitud del conductor". Por otra parte, si se amplía la sección transversal de un alambre, hay un efecto inverso en la resistencia por que el número de electrones libres por unidad de longitud aumenta con el área. En otras condiciones, la corriente aumentará para determinado fem aplicado, ya que se moverán más electrones por unidad de tiempo o, en otras palabras, "la resistencia es inversamente proporcional al Área transversal del cable".

Una ecuación para la resistencia en términos de resistencia específica es:

$$R = P \frac{L}{CM}$$

donde:

- P - Resistencia específica.
- L - Longitud, pies.
- CM - Área, milipulgadas circulares.

Los diámetros del alambre que constituye a los cables se conocen por su número, siendo el número 000 el diámetro comercial más grande. Los demás diámetros secuencialmente son No. 00, No. 0 y una serie de números que empiezan con el 1 y continúan.

Los diámetros comunes en la industria de las bombas sumergibles son, para conductores de Cobre, Nos. 1, 2, 4 y 6. Los conductores de Aluminio son Nos. 2/0, 1/0, 2 y 4.

En la tabla siguiente se presentan las categorías de los Nos. 1 - al 8, con sus diferentes características para alambres redondos de Cobre recosido normal con conductor simple.

TABLA No. 1
DATOS SOBRE ALAMBRES

No.	Diámetro milipulgadas	Area milipulgadas circulares	Ohms/1000 pies 20 °C	Libras por 1000 pies	pies por libra
1	289	83690	0.1237	253.30	3.947
2	257	66360	0.1563	200.90	4.977
4	204	41740	0.2485	126.40	7.914
6	162	26240	0.3951	79.46	12.580
8	128	16510	0.6282	49.98	20.010

Quando se usan cables en sistemas de alto voltaje, cada conductor que lleva corriente a menudo es rodeado por una capa considerablemente gruesa de aislante de alto grado y a veces por un blindaje de plomo. La resistencia de fuga generalmente es pequeña en comparación con la resistencia de aislamiento de los cables y puede no tomarse en cuenta al calcularse las fugas de corriente.

Los cables para bombas sumergibles se fabrican en versiones plana o redonda, y cada conductor puede ser sólido o de muchos hilos.

El cable plano se fabrica con los conductores a los lados y viene blindado. Se usa sobre todo cuando hay limitaciones de espacio en el pozo y se exige su uso.

El cable redondo convencional está compuesto por conductores de muchos hilos, aislado cada uno por separado y también está aislado como unidad. Se aplica un blindaje galvanizado en el exterior para prevenir el daño físico.

Los cables en aplicaciones sumergibles están fabricados para mantener al mínimo las pérdidas de voltaje a lo largo del cable. En la tabla 2, se muestran las pérdidas de voltaje por 1000 pies para los cables de diámetro común en las aplicaciones sumergibles.

TABLA No. 2
Pérdidas de voltaje en los cables.

Diámetro del cable		Caída de voltaje por 1000 pies a 20 °C
Cobre	Aluminio	
12	10	3.32
10	8	2.08
8	6	1.32
6	4	0.84
4	2	0.53
2	1/0	0.33
1	2/0	0.26

El aislamiento de estos cables debe soportar las temperaturas y presiones del pozo y resistir la imregnación de los fluidos del mismo. Sin embargo, hay limitaciones para los cables que actualmente se usan debido a las limitaciones de los materiales empleados en su fabricación. Se calcula que los cables normales duran 10 años a una temperatura máxima de 167 °F, reduciéndose a la mitad por cada 15 °F arriba del máximo. El medio en que opera el cable dentro del pozo también afectará directamente su duración.

1.4 ASPECTOS BASICOS COMUNES A LOS DOS SISTEMAS DE PRODUCCION

1.4.1 Comportamiento de afluencia al pozo.

Estudiar a detalle lo referente al comportamiento de afluencia al pozo no es la intención de este subtema, simplemente se tratarán de explicar aquellos conceptos que por su importancia deben ser tomados en cuenta para realizar un diseño efectivo del sistema de producción artificial. Para profundizar sobre este tema, se recomienda consultar literatura especializada.

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

Es por eso, que un buen entendimiento de los conceptos, interrelaciones y factores que determinan el comportamiento de flujo en el medio poroso, es de gran importancia para llevar a cabo un buen diseño ya que es obvio que el manejo de información confiable es fundamental para la adquisición de resultados confiables.

El comportamiento de flujo del yacimiento al pozo, representa la capacidad que tiene un yacimiento para aportar fluidos y se conoce como la capacidad de flujo, se puede diseñar una bomba para el gasto máximo o cualquier gasto deseado. Esto asegura que la bomba opere cerca de la máxima eficiencia, en muchos casos, la bomba podría bombear en vacío, es decir, si la capacidad de la bomba excede a la capacidad de aportación del pozo. Por lo que debe tenerse cuidado de que esto no ocurra, determinando correctamente la capacidad de flujo del pozo.

La capacidad para aportar fluidos depende en gran medida del tipo de yacimiento, del mecanismo de empuje y de variables tales como la presión, permeabilidad, etc. De acuerdo a estos factores se distinguen dos conceptos que aplicados nos permiten determinar la capacidad de flujo del pozo, dichos conceptos son:

a) Índice de productividad (IP o J).

Al evaluar la productividad de un pozo de aceite es común suponer que el flujo hacia el mismo es directamente proporcional a la di-

ferencia de presiones entre el yacimiento y el fondo del pozo. A la constante de proporcionalidad se le denomina índice de productividad, por lo tanto:

$$q = J (P_{ws} - P_{wf}) , \quad \text{----- (1.4.1)}$$

o sea,

$$J = \frac{q}{(P_{ws} - P_{wf})} , \quad \text{----- (1.4.2)}$$

donde el índice de productividad de un pozo es igual al gasto de producción de líquidos por unidad de abatimiento de presión. De acuerdo a este concepto, se puede obtener una gráfica como la que se presenta en la curva del pozo A Fig. 1.10, en la cual se puede notar que la curva obtenida es una línea recta, normalmente esto es cierto solamente para presiones de fondo fluyendo (P_{wf}) - arriba de la presión de burbujes (P_b); el IP del pozo es constante y es representado por el inverso de la pendiente de la línea - recta, es decir, si de la ecuación (1.4.1) se despeja P_{wf} :

$$P_{ws} - P_{wf} = q/J ,$$

$$P_{wf} = P_{ws} - 1/J (q) ,$$

si la ecuación de la línea recta es: $y = b - mx$,

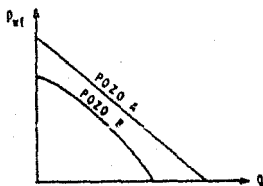


Fig. 1.10

de tal forma que la pendiente (m) es igual a $1/J$. Cuando el valor de esta pendiente es constante se tiene un índice de productividad lineal.

b) Relación del comportamiento de afluencia (IPR).

Refiriéndose a la Fig.1.10, cuando el comportamiento no representa una línea recta, es decir existe una curvatura, la pendiente varía conforme varía el abatimiento de presión, observar la curva del pozo B.

Cuando se considera un comportamiento no lineal, se denomina IPR. Para obtener las curvas de comportamiento de flujo del vaciamento al pozo se usa el método de Voquel, el cual permite obtener las curvas de IPR para los pozos, sin considerar aquellos que están dañados o estimulados y el método de Standing, que es una extensión del trabajo de Voquel, pero donde se hace la consideración del llamado factor de eficiencia de flujo, tomándose en cuenta con ello el daño o estimulación del pozo. Para mayor detalle sobre estos métodos, se recomienda revisar las referencias 2, 9 y 10 que se presentan al final del capítulo.

Al determinar la capacidad de flujo del pozo, se debe tener mucho cuidado, ya que puede ocurrir que el diseño esté sobrado, es decir, que la bomba tenga una capacidad mucho mayor que la que tiene el pozo y ésta opere en vacío, o que la bomba sea insuficiente para manejar dicho gasto.

1.4.2 Incremento de presión requerido por la bomba.

Un factor muy importante en el diseño de sistemas artificiales de producción lo representa el hecho de determinar cuanta presión es necesaria para bombear el gasto deseado, desde el fondo del pozo hasta la superficie manteniendo una presión en la cabeza del pozo adecuada para el flujo del pozo al sistema de separación. Es necesario entonces, contar con un método de predicción de las caídas de presión a través de la sarta de tubería de producción (flujo multifásico vertical) que permita definir un perfil de presiones, dicho método, lo constituyen las correlaciones de flujo multifásico.

Es necesario conocer el efecto de las distintas variables tales como el diámetro de la TP, el gasto, la relación gas - líquido, la viscosidad, la densidad, etc., para realizar un buen diseño del aparato de producción.

Se tienen dos opciones para hacer uso de las correlaciones de flujo multifásico. Los cálculos pueden hacerse por computadora o pueden utilizarse curvas de gradiente de presión, mediante las cuales se pueden conocer las presiones de fondo fluyendo de los pozos a diferentes profundidades, sin necesidad de medirlas en forma directa, con registradores de presión "amerada", que se introduce en la tubería de producción haciendo estaciones a diferentes profundidades. Para mayor detalle de las diferentes correlaciones de flujo multifásico, se recomienda revisar la referencia (8). Para profundizar sobre el uso de las curvas de gradiente se recomienda revisar las referencias (7), (9) y (10).

En este subtema, solamente se explica la forma en que se puede definir la presión a que se requiere que descargue la bomba. Dicha determinación se lleva a cabo mediante el análisis nodal considerando los nodos que se presentan en la Fig. 1.11:

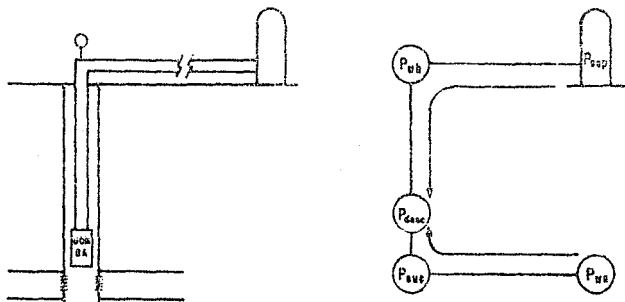


Fig. 1.11

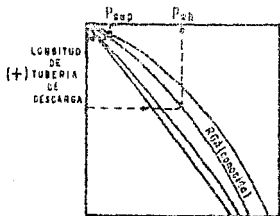
En la figura anterior, se puede distinguir un nodo funcional representado por la bomba ya que en ella, a pesar de su corta longitud, se registra un incremento considerable de presión (P).

De acuerdo a los nodos identificados, se sigue la ruta de solución ilustrada en la misma figura, donde el nodo solución es el que representa la presión de descarga de la bomba. Para determinar esta presión se recomienda el siguiente procedimiento, solo se explica el uso de las curvas de gradiente, pero el procedimiento es el mismo usando correlaciones de flujo multifásico mediante programas de cómputo:

- 1.- Si no se conoce la presión de succión (P_{suc} o P_{wf}), se determina mediante el análisis del comportamiento de afluencia al pozo y de acuerdo a las condiciones del yacimiento usando el método lineal, Vogel, Standing, etc.. Ver referencias 7 y 10.
- 2.- Realizar un análisis del flujo horizontal.
 - a) La presión de separación, el diámetro de la tubería de descarga y la relación gas - aceite son conocidas.
 - b) Se supone un gasto de aceite (gasto deseado).
 - c) Se selecciona una curva de gradiente de presión en tuberías -

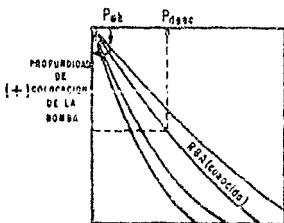
horizontales, que sirva para las condiciones establecidas en los incisos (a) y (b).

- d) En la curva seleccionada, leer la longitud correspondiente a la presión de separación (P_{sep}).
- e) En la misma curva, leer la presión correspondiente a la longitud de la tubería de descarga, más la corrección por presión de separación determinada en el inciso (d), dando el valor de presión en la cabeza del pozo, calculado considerando P_{sep} , longitud y diámetro de la tubería de descarga, gasto y Relación gas - aceite.



3.- Realizar un análisis del flujo vertical.

- a) Con el diámetro de la TP, la relación gas - aceite y el gasto supuesto, seleccionar una curva de gradiente de presión en tubería vertical adecuada a estas condiciones.
- b) Leer la profundidad correspondiente a la presión calculada en la cabeza del pozo (paso 2, inciso e).
- c) Leer la presión correspondiente a la longitud de la tubería de producción, más la corrección por presión en la cabeza del pozo determinada en el inciso anterior, determinando la f_{wf} que corresponde a la presión de descarga (P_{desc}).



4.- De acuerdo a la diferencia entre la P_{suc} y la P_{desc} , se determina el incremento de presión que se requiere de la bomba.

Es importante puntualizar que, lo descrito anteriormente, solo es una de las tantas aplicaciones que tienen las correlaciones de flujo multifásico (ver referencias 7.6.7 y 10), y además el procedimiento que se explica aquí, no está rigurosamente establecido, por lo que puede ocurrir que se tengan más nodos y el procedimiento se modifique.

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

REFERENCIAS

- 1.- Bartho F. T. "Motores eléctricos industriales y dispositivos de control". Ediciones URMO. Bilbao, España. 1968.
- 2.- Brown K. E. et al. "The Technology of Artificial Lift - Methods". Petroleum Publishing Co. Vol 2b.
- 3.- Buban Peter, et al. "Electricidad y electrónica (aplicaciones prácticas)". Tomos I y II. Mc GRAW-HILL. México 1987.
- 4.- Burgos Manfort José. "Electricidad Industrial". Editorial Dossat, S.A. Madrid, España 1981.
- 5.- Davies CH. L. "Electricidad Industrial II". Editorial Remverté, S.A. Barcelona, España 1981.
- 6.- De Castro Vicente Miquel, et al. "El motor Diesel". Enciclopedia CEAC del motor. Barcelona, España 1984.
- 7.- Díaz Zertuche Hector. "Aplicación de curvas de gradiente de presión en tuberías verticales con flujo multifásico". Trabajo presentado en el Seminario General de la sección de Ingeniería Petrolera. Enero 1984.
- 8.- Garaicochea Petrirena Francisco. "Apuntes de transporte de hidrocarburos". Facultad de Ingeniería. UNAM 1983.
- 9.- Gómez Cabrera J. A. "Apuntes de producción de pozos I". Fac. de Ingeniería. UNAM 1987.
- 10.- Gómez Cabrera J. A. "Cuaderno de ejercicios de producción de pozos I". Fac. de Ingeniería. UNAM 1990.
- 11.- Guido E. Delgado. "Modernos conceptos y sus aplicaciones sobre bombeo mecánico de pozos petroleros". LUFKIN - OVERSEAS CORPORATION. S.A. 1973.
- 12.- Orville Adams. "Motores Diesel". Editorial Gustavo Gili. S.A. 5ª edición. Barcelona, España 1967.

CAPITULO II

BOMBEO MECANICO

11.1 GENERALIDADES

DEFINICION:

El Bombeo Mecánico, es un sistema artificial de producción en el cual el movimiento del equipo de bombeo subsuperficial se origina en la superficie y se transmite a la bomba por medio de una sarta de varillas de succión. Debido a que se usa una bomba de empuje, el movimiento de las varillas produce un vacío en el interior del barril de trabajo, ocasionado por la salida parcial del émbolo, haciendo que el líquido penetre al barril de trabajo a través de la válvula de pie ocupando el espacio vacío. El desplazamiento de líquido y se descarga a través de la válvula viajera y de la tubería de descarga, se produce haciendo entrar nuevamente el émbolo.

Este es el sistema más ampliamente usado en pozos someros y de profundidades media.

VENTAJAS Y DESVENTAJAS.

- VENTAJAS: Es de fácil diseño, las unidades pueden ser cambiadas a otros pozos, se adapta a agujeros reducidos, es flexible, ya que puede manejar diferentes caudales de acuerdo a la capacidad del pozo según vaya declinando su producción, levanta aceites viscosos y de altas temperaturas.

- DESVENTAJAS: La alta producción de sólidos ocasiona problemas, no se adapta a grandes profundidades, en operaciones costa afuera resulta pesado y estorboso.

DESCRIPCION DEL EQUIPO:

- BOMBA SUBSUPERFICIAL. Su función es admitir los fluidos de la formación y desplazarlos desde el fondo del pozo hasta la superficie por el interior de la TP, mediante el movimiento ascendente y descendente de la sarta de varillas. El movimiento que realiza la bomba para desplazar los fluidos es llamado ciclo de bombeo, el cual consta básicamente de cuatro pasos (Fig. B.1) que son:

- 1.- El émbolo está a punto de terminar la carrera descendente, la válvula de pie está cerrada y la viajera abierta, el peso de la columna de fluidos y las varillas es soportado por la válvula de pie.
- 2.- Se inicia la carrera ascendente del émbolo, cierra la válvula viajera y abre la de pie, la carga debida a la columna de fluido se transfiere de la TP a la sarta de varillas y los fluidos pasan del pozo al interior de la bomba.
- 3.- El émbolo está a punto de terminar la carrera ascendente, la válvula viajera sigue cerrada, mientras que la de pie continúa abierta permitiendo el paso de los fluidos aportados por el pozo a la bomba.
- 4.- Se inicia la carrera descendente del émbolo, la válvula de pie se cierra y se abre la viajera pasando los fluidos a la parte superior del émbolo, las cargas de los fluidos y las varillas se transfieren a la válvula de pie.

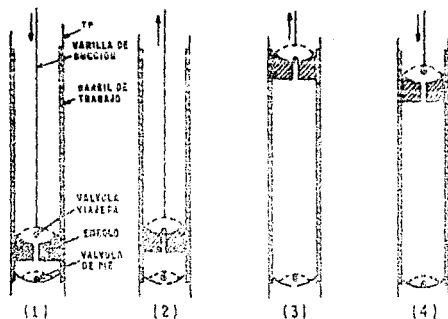


Fig. 2.1 Ciclo de bombeo.

- VARILLAS DE SUCCION. Es un sistema mediante el cual el equipo superficial transmite energía y movimiento a la bomba subsuperficial. La selección apropiada de esta sarta de varillas está en función de la profundidad del pozo.

- EQUIPO SUPERFICIAL. Su función es transferir la energía del motor primario a la sarta de varillas de succión y esta a su vez a la bomba subsuperficial, cambiando el movimiento rotatorio del motor primario a un movimiento reciprocante en las varillas de succión, además, reduce la velocidad del motor primario a una velocidad adecuada de bombeo. Este equipo consta de los siguientes elementos (Fig. 2.2):

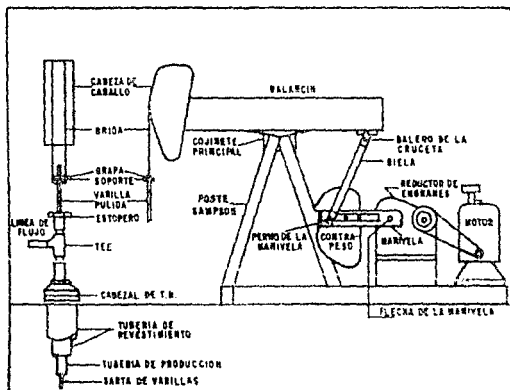


Fig. 2.2 Equipo superficial de una instalación de bombeo mecánico.

- EL BALANCIN, que es soportado cerca del centro de gravedad por el poste de Sampson. El movimiento se transmite al balancin por medio de la biela, la cual a su vez, recibe el movimiento de la manivela. La longitud de carrera de la varilla pulida, está determinada por la distancia que hay del cojinete de la biela a la flecha de la manivela.
- EL MOTOR PRIMARIO, tiene como función aportar la energía mecánica a la instalación, la cual es transmitida a la bomba. Este debe tener la potencia requerida para transportar los fluidos a un gasto deseado. Puede ser un motor de combustión interna (gas natural o diesel) o eléctrico. La selección del tipo de motor depende de los recursos locales, del suministro y costo del combustible, de la capacidad para el mantenimiento, y de la existencia de personal experimentado.
- REDUCTOR DE ENGRANES. su función es la de reducir la velocidad del motor primario a una velocidad adecuada de bombas. La polea del reductor de engranes es el miembro que recibe la potencia del motor primario a través de bandas. La relación de ésta con el diámetro de la polea del motor y la reducción de velocidad en el reductor de engranes, determinan la reducción total de velocidad del motor primario hasta la varilla pulida.

PATRON TIPICO DE CARGAS DURANTE EL CICLO DE BOMBEO.

Durante la carrera ascendente, el sistema debe levantar una carga constituida por la carga del fluido más el peso de las varillas, para que esto sea posible, se necesita aplicar una fuerza en las varillas mayor a dicha suma, de tal forma que se registre un movimiento ascendente con una cierta aceleración debido a la mayor fuerza o jalon de la varilla pulida. El componente de fuerza adicional ascendente se llama factor de impulso o de aceleración (α) y se expresa como (1.0) más algún porcentaje de la carga estática. De tal forma que la fuerza total ascendente en la varilla pulida es el peso estático de la varilla y el fluido, más algún porcentaje de fuerza adicional de la carga estática, a fin de acelerar a las varillas y el fluido hacia arriba con una cierta velocidad de bombeo. Todos los sistemas de bombeo mecánico que operan a una velocidad finita, tienen como característica común el patrón típico de cargas (Fig. 2.3). Suponiendo una masa no elástica de varillas y fluido, considerando inercia simple y despreciando las fuerzas de fricción y armónicas, se delimitan cuatro zonas de movimiento, iniciándose en el fondo de la carrera de la varilla pulida y moviéndose hacia arriba:

- 1.- Es la parte de la carrera donde la máxima carga de varillas y fluido se levantan 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 factor de aceleración se suma a la carga estática de las varillas y del fluido. Debido a que la máxima aceleración hacia arriba ocurre en esta zona, normalmente el producto de la carga compuesta de varillas y fluido por la máxima aceleración, da como resultado la carga máxima en la varilla pulida.

- 2.- Es la parte de la carrera ascendente que se extiende desde cerca del punto medio hasta el tope de la carrera. En esta zona, aun se tiene la máxima carga de varillas y fluido, pero se está desacelerando, por lo tanto el factor de aceleración se está restando del total del peso estático.
- 3.- Se inicia en la parte superior de la carrera descendente, desplazándose hacia abajo hasta un punto cerca de la mitad de la carrera. En esta zona, únicamente se tiene el peso de las varillas flotando, menos el factor de aceleración. Normalmente es en esta zona donde ocurre la máxima aceleración hacia abajo.
- 4.- Se inicia en algún lugar cerca de la mitad de la carrera descendente y se extiende hasta el fondo de la carrera. En esta zona las varillas se desaceleran en su preparación para detenerse - en el fondo de la carrera, entonces, el factor de aceleración se suma al peso de las varillas.

El concepto de las cuatro zonas es muy importante para entender apropiadamente el desplazamiento de las fuerzas en un sistema de bombeo mecánico.

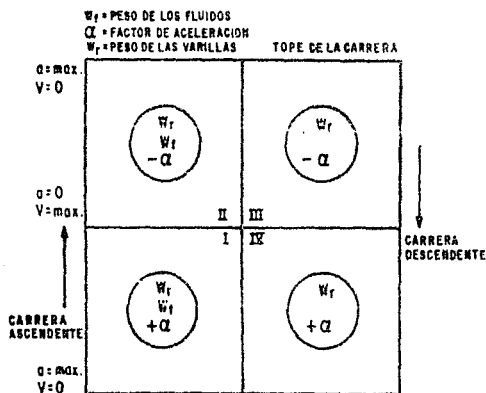


Fig. 2.3 Patrón típico de cargas.

II.2 CLASIFICACION DE LAS UNIDADES DE BOMBEO MECANICO

La unidad de bombeo es un mecanismo que imparte movimiento recíproco a la varilla pulida. En la actualidad existen varios tipos de unidades de bombeo. Los componentes en casi todas las unidades son los mismos; lo que varía es el diseño.

Los diferentes tipos de unidades de bombeo se clasifican de acuerdo a la distribución y localización de los elementos que integran el equipo superficial. De acuerdo a esto se distinguen geometrías diferentes que se clasifican en:

Clase I.

Este tipo de unidad tiene el reductor de engranes colocado en la parte trasera con apoyo a la mitad del balancín, está representada por la Unidad Convencional. En la Fig. 2.4a. se aprecia el apoyo (F) cerca del centro, el esfuerzo del motor principal (E) aplicado en el extremo del balancín y la resistencia de la carga del pozo (R) está aplicada en el extremo opuesto del balancín.

- La Unidad de Bombeo Convencional, ya sea con contrapesos rotativos o contrapesos en el extremo del balancín, ha sido el tipo de unidad más usado en los campos petroleros. La rotación de los contrapesos hace que el balancín pivotee en el eje del rodamiento central, moviendo la varilla pulida hacia arriba y hacia abajo a través de sus diferentes conexiones. Los contrapesos localizados en la manivela son bloques pesados de hierro fundido. Estos contrapesos pueden moverse a lo largo de la manivela para producir mayor o menor efecto de contrapeso.

Clase III.

Este tipo de unidad tiene el reductor de engranes colocado al frente y está representada por las Unidades Mark II y Aerobalanceada. En las Figs. 2.4b y 2.4c. puede observarse que para ambas unidades el esfuerzo (E) y la resistencia (R) se aplican en el mismo extremo del balancín con relación al apoyo (F), que se encuentra en el otro extremo.

- Unidad Aerobalanceada. Aparte de las ventajas de diseño y eficiencia que tiene este tipo de unidad, tiene más aplicaciones, principalmente para el bombeo profundo, en bombeo de altos volúmenes con carreras largas, en bombeo de crudos pesados, etc. En muchos casos no hay más alternativa que el uso de estas unidades, por que sería impráctico el uso de unidades con contrabalanceso rotativo aún en los tamaños más grandes. Por ejemplo, la Unidad Convencional de mayor tamaño que se construye hoy en día es la C-9120-365-168. En el tipo de Unidad Mark II la más grande es la M-18240-427-216. En cambio la Unidad Aerobalanceada se fabrica hasta el tamaño A-25600-470-240. Esta unidad tiene 240 psq de carrera máxima con un torque de 2560000 lb - psq, o sea, casi el doble de capacidad de torque que la más grande Unidad Mark II.
- Unidad Mark II. Esta es la llamada unidad con montaje frontal, en la cual se distinguen las siguientes características de diseño:
 - A. El compensador que está colocado directamente encima del reductor se desplaza hacia adelante cerca de la cabeza del balancín. Esto produce una carrera ascendente y descendente de 195° y 135° respectivamente. Así mismo, la carrera ascendente de 195° reduce la aceleración cuando la carga es máxima y por lo tanto se

11.3 SELECCION DEL TAMANO DE LA BOMBA

Para una profundidad de colocación de bomba y un volumen de producción dado, existe un tamaño apropiado de bomba que es el resultado de mantener una carrera efectiva del émbolo y una velocidad de operación moderada.

El factor más importante a considerar en la selección de una bomba es el volumen de fluido que se desea desplazar por cada pulgada de carrera del émbolo, el cual depende del diámetro de la bomba.

El desplazamiento teórico de la bomba en el fondo (PD) es determinado por:

$$PD = A_p (pq) S_p \left[\frac{pq}{\text{embolada}} \right] \cdot \left[\frac{\text{embolada}}{\text{min}} \right] \left[\frac{1440 \text{ min/día}}{9702 \text{ gal /bl}} \right]$$

$$PD = 0.1484 A_p S_p \cdot \left[\frac{pq}{\text{embolada}} \right] \cdot \left[\frac{\text{embolada}}{\text{min}} \right] \cdot \left[\frac{1440 \text{ min/día}}{9702 \text{ gal /bl}} \right] \quad (2.3.1)$$

Donde:

A_p - Área de la sección transversal del émbolo, pt^2 .

S_p - Carrera efectiva del émbolo, pg .

N - Velocidad de bombeo, embolada/min (spm).

Otra forma de calcular el desplazamiento teórico de la bomba es mediante una constante de bombeo, K , la cual es obtenida de acuerdo al tamaño del émbolo y es determinada por la siguiente ecuación:

$$K = 0.1484 A_p \cdot \quad (2.3.2)$$

$$PD = K S_p N \cdot \quad (2.3.3)$$

El valor de K , se puede obtener directamente de la tabla 1 Apéndice A, con el diámetro del émbolo.

El gasto de producción en la superficie, q , es menor que el desplazamiento teórico de la bomba, debido a la eficiencia volumétrica de la bomba (E_v), la cual es calculada como la relación de gastos:

$$E_v = q/PD \cdot \quad (2.3.4)$$

$$q = E_v PD \cdot \quad (2.3.5)$$

La eficiencia volumétrica es un factor muy importante a considerar en la solución de los problemas, desafortunadamente se conoce hasta que se define el gasto de producción deseado.

La liberación de gas es un factor muy significativo en la estimación de la eficiencia volumétrica ya que por ejemplo en pozos con alta relación gas-líquido se tienen eficiencias muy bajas como del 25 al 50 %, en aquellos donde existe una buena separación del gas de formación se tendrán eficiencias del 50 al 70 %, en pozos con una buena separación y buena sumergencia de la bomba las eficiencias

serán del orden del 70 al 80 % y para pozos sin gas pero con un alto nivel de fluido las eficiencias volumétricas pueden aproximarse al 100 % .

Generalmente, la eficiencia volumétrica de la bomba es estimada mediante la experiencia local.

Para la selección del tamaño óptimo del émbolo a un gasto de producción deseado y una cierta profundidad, es importante considerar que se deben obtener altas eficiencias y prevenir cargas innecesarias en la sarta de varillas y el equipo superficial.

Para realizar una selección preliminar del tamaño del émbolo, cuando la carrera de la varilla pulida es menor de 74 pg, se puede usar la tabla 5 Apéndice A.

Otra forma de realizar una selección inicial del diámetro del émbolo es a partir de la ecuación (2.3.1), en la cual el $Ap = (\pi/4) dp^2$, sustituyendo queda:

$$PD = 0.1484 (\pi/4) dp^2 Sp N$$

$$PD = 0.1166 dp^2 Sp N \quad \text{----- (2.3.6)}$$

Si se considera que la carrera efectiva del émbolo es alrededor del 80 % o más de la carrera de la varilla pulida, es decir la relación $Sp/S=0.8$, entonces la ecuación (2.3.6) se puede escribir como:

$$dp^2 = \frac{PD}{0.1166 (0.8 S) N} = \frac{10.72 PD}{S N}$$

$$dp = \sqrt{\frac{10.72 PD}{S N}} \quad \text{----- (2.3.7)}$$

Donde:

S - Carrera de la varilla pulida, pg.
dp - Diámetro del émbolo, pg.

Al utilizar la ecuación (2.3.7), se debe considerar la geometría de la unidad, ya que de acuerdo a ésta se tienen diferentes velocidades de bombeo. Las figuras 1, 2 y 3 que se presentan en el Apéndice A, se pueden usar para estimar la velocidad máxima de la bomba en una Unidad Convencional, Aerobalanceada y Marl II, respectivamente.

PROBLEMAS RESUELTOS (11.3)

11.3.1

Calcular la constante de bombeo para un diámetro de émbolo de 2".

Si:

$$K = 0.1484 Ap$$

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4}$$

Entonces:

$$K = 0.1484 \left[\frac{\pi d_p^2}{4} \right] = 0.1484 \left[\frac{\pi (2)^2}{4} \right]$$

$$K = 0.466 \text{ BPD/pq/som}$$

Otra forma de resolver este problema, es mediante la tabla 1 del Apéndice A, donde de acuerdo al diámetro del émbolo se obtiene el área correspondiente a éste y el valor de la constante, de tal forma que para este diámetro se tiene que:

$$K = 0.466 \text{ BPD/pq/spm}$$

II.3.2

Un pozo equipado con una bomba cuyo émbolo es de 1 1/2", con velocidad de bombeo de 20 spm y una carrera efectiva del émbolo de 55 pq. Produce en la superficie 210 BPD de un fluido cuya densidad relativa es igual a 0.85.

Calcular el desplazamiento total de la bomba y su eficiencia volumétrica.

$$PD = K Sp N$$

De la tabla 1 Apéndice A, para émbolo de 1 1/2", $K=0.262 \text{ BPD/pq/spm}$

Entonces:

$$PD = 0.262 \times 55 \times 20$$

$$PD = 288 \text{ BPD en la bomba}$$

La eficiencia volumétrica (Ev) es:

$$Ev = (q/PD) 100$$

$$Ev = (210/288) 100$$

$$Ev = 72.9 \%$$

II.3.3

Si el desplazamiento total de la bomba es de 250 BPD y la eficiencia de la bomba es del 75 %. Calcular el gasto de producción en la superficie.

$$Ev = (q/PD)100 \quad ; \quad q = PD \times Ev/100$$

$$q = 250 \text{ BPD } (75/100)$$

$$q = 187.5 \text{ BPD en la superficie}$$

II.3.4

Una bomba será instalada en un pozo cuyo nivel dinámico está a 4000

nies y se desea que produzca 400 BPD de fluido en la superficie. La experiencia local indica que la eficiencia de la bomba es del 80 %.
¿ Que tamaño de bomba recomendaría para este pozo ?

Para una selección preliminar, véase la tabla 2 Apéndice A, en la que con los datos dados, se recomienda un tamaño de bomba de 2" a 2 1/4". Además, la determinación del tamaño exacto depende de otros factores y otras consideraciones.

PROBLEMAS PROPUESTOS (II.3)

NOTA:

Donde no se indique, se puede considerar que la profundidad de colocación de la bomba, el nivel dinámico y el nivel total del fluido - son iguales, también que la presión en la tubería es despreciable y que el módulo de elasticidad para el acero es de 30×10^4 lb/pc².

2.1. Resuelva el ejemplo (II.3.4) considerando las siguientes variantes.

- a).- Con una carrera del émbolo de 60 pc y para una:
 - Unidad convencional. Resp. 23 spm, 1.97"
 - Unidad balanceada por aire. Resp. 19 spm, 2.17"
 - Unidad Mark II. Resp. 18 spm, 2.23"
- b).- Con una carrera del émbolo de 54 pc y para una:
 - Unidad convencional. Resp. 25 spm, 1.99"
 - Unidad balanceada por aire. Resp. 21 spm, 2.17"
 - Unidad Mark II. Resp. 19.5 spm, 2.25"
- c).- Con una carrera del émbolo de 74 pc y para una:
 - Unidad convencional. Resp. 21.5 spm, 1.83"
 - Unidad balanceada por aire. Resp. 19 spm, 2.00"
 - Unidad Mark II. Resp. 16.8 spm, 2.07"
- d).- Con una carrera del émbolo de 240 pc y para una:
 - Unidad convencional. Resp. 11.6 spm, 1.37"
 - Unidad balanceada por aire. Resp. 10 spm, 1.49"
 - Unidad Mark II. Resp. 9.3 spm, 1.55"

2.2. En un pozo se tiene instalada una bomba con un diámetro del émbolo de 2" operando a una velocidad de bombeo de 23 sum. La carrera efectiva del émbolo es de 30.3 pc y se tiene una producción de 20 - BPD de agua y 100 BPD de aceite.
Calcular la constante de bombeo y la eficiencia volumétrica de la - bomba para este pozo. Resp. 0.466 BPD/pc/spm, 60.6 %

II.4 DISEÑO DE LA SARTA DE VARILLAS

Como las varillas no solo sostienen el peso del fluido sino también su propio peso, es claro que la carga en la sarta de varillas - se incrementa progresivamente desde el fondo del pozo hacia la superficie por lo que a mayores profundidades de bombeo (más de 3500 - pies), es más usual colocar una sarta de varillas telescópicas. Estas sarts consisten en varillas de dos o más tamaños y de diferente longitud, con los tamaños más grandes hacia la superficie donde las

cargas sobre la sarta son mayores. El uso de sartas telescopiadas da como resultado una disminución de cargas y costos, así como para prever una distribución más uniforme de los esfuerzos en las varillas.

Existen dos métodos para diseñar una sarta de varillas telescopiadas, los cuales son:

- Esfuerzo máximo. Consiste en asionar a cada sección de la sarta un esfuerzo máximo, si se pasa de este valor máximo, se selecciona una varilla de mayor tamaño.
- Esfuerzos iguales. Este es el método más usado y consiste en diseñar la sarta de varillas de tal manera que los esfuerzos sean iguales en la parte superior de cada sección. La tabla 3 Apéndice A, muestra los valores y porcentajes de las varillas que deben usarse según el tamaño de la bomba. Estos porcentajes pueden calcularse también con las ecuaciones que resultan de considerar este método, estas ecuaciones han sido obtenidas y se presentan en la tabla 3a del Apéndice A. Una vez definido el porcentaje de cada sección de varilla, se calcula la longitud de cada una de ellas considerando que:

$$R_i = L_i/L, \quad \text{----- (2.4.1)}$$

es decir,

$$L_i = R_i L.$$

Además, se debe considerar que:

$$\sum L_i = L, \quad i = 1, 2, 3, \dots, n, \quad \text{----- (2.4.2)}$$

donde:

R_i - Porcentaje fraccional de cada sección de varilla.

L - Longitud total de la sarta de varillas, pies.

L_i - Longitud de cada sección de varilla, pies.

La carga máxima ($W_{\text{máx}}$) y mínima ($W_{\text{mín}}$) que se espera durante el ciclo de bombeo en la sarta de varillas deben ser determinadas correctamente para poder seleccionar el equipo superficial adecuado que pueda manejar estas cargas.

La cuantificación de las cargas en la varilla pulida serán más o menos reales, dependiendo de los datos con los que se disponga. Para el cálculo de estas cargas, se han propuesto diferentes expresiones, en el presente trabajo se enuncian las que son más confiables y que pueden utilizarse en un amplio rango de velocidades de bombeo.

Dentro del ciclo de bombeo se presentan cinco factores que contribuyen a formar la carga total de la varilla pulida. Estos factores son:

- 1) El peso muerto de la sarta de varillas.
- 2) La carga por aceleración de la sarta de varillas.
- 3) La fuerza de flotación, cuando la sarta de varillas está sumergida en el fluido de producción.
- 4) La carga del fluido.
- 5) Las fuerzas de fricción.

1) El peso muerto de la sarta de varillas (W_r) está dado por:

$$W_r = 2.40 L_1 \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad \text{--- (2.4.3)}$$

donde:

m_i = Peso unitario de cada sección de la sarta, lb/pie.

2) Las cargas máximas y mínimas por aceleración están dadas por:

Carga máxima por aceleración = $W_r \alpha$,

Carga mínima por aceleración = $-W_r \alpha$.

donde:

α = Factor de aceleración.

El factor de aceleración es calculado mediante la ecuación de Mills:

$$\alpha = \frac{S N^2}{70500} \quad \text{--- (2.4.4)}$$

3) Fuerza de flotación de las varillas.

Considerando que la densidad de las varillas es de 490 lb/pie³, el volumen de la sarta de varillas y consecuentemente el volumen de fluido desplazado (V_d) por la sarta es:

$$V_d = W_r / 490 \text{ lb/pie}^3.$$

La densidad del fluido desplazado en función de la densidad relativa es:

$$62.4 \gamma \text{ lb/pie}^3,$$

donde:

γ = Densidad relativa del fluido.

La fuerza de flotación de las varillas (F_f), es decir, el peso del fluido desplazado es entonces:

$$F_f = -(W_r / 490) (62.4 \gamma),$$

$$F_f = -0.127 W_r \gamma \quad \text{--- (2.4.5)}$$

El signo negativo de la ecuación anterior indica que la fuerza de flotación es siempre ascendente.

4) La carga del fluido para determinar las cargas en la varilla, será el peso del fluido que es soportado por el área neta del émbolo. De acuerdo a esto, el volumen de la columna de fluido (V_c), teniendo como base el área del émbolo y la longitud total de la sarta de varillas será:

$$V_c = L A_D / 144 \text{ pie}^3,$$

El volumen del fluido (V_f) va a ser la diferencia entre el volumen de la columna de fluido sobre el émbolo menos el volumen desplazado por la sarta (V_d), es decir:

$$W_f = (L \cdot A_p / 144) - (W_r / 490) \dots$$

Entonces, la carga del fluido (W_f) será:

$$W_f = 62.4 \text{ y } \left[(L \cdot A_p / 144) - (W_r / 490) \right] \dots$$

$$W_f = 0.433 \text{ y } (L \cdot A_p - 0.294 \cdot W_r) \dots \quad \text{---- (2.4.6)}$$

Una observación a este punto es que la carga del fluido sobre la varilla pulida es únicamente durante la carrera ascendente.

- 5) La carga por fricción (F_{fric}) en instalaciones que ya están en operación se puede estimar de pruebas dinámométricas. Dado que no se tiene un dato exacto sobre ellas, generalmente se desprecia.

Para levantar una carga dada, la varilla pulida ejerce una fuerza ascendente mayor que el peso muerto de las varillas y el fluido juntos, esta fuerza es conocida como carga máxima de la varilla pulida y está compuesta de dos partes: (1) el peso muerto de las varillas y el del fluido, (2) un componente adicional de fuerza. Esta fuerza adicional es el llamado factor de aceleración (α), el cual es expresado como una fricción o porcentaje del peso muerto de las varillas y del fluido.

La carga máxima se tiene cuando se inicia la carrera ascendente, que es cuando la carga (fluido más varillas) se comienza a levantar con una aceleración máxima.

La carga mínima se tiene cuando se inicia la carrera descendente, ya que en esta zona únicamente se tiene el peso de las varillas flotando, menos el factor de aceleración.

Las ecuaciones de Mills para determinar la carga máxima y mínima de la varilla pulida son las siguientes:

- Para Unidad Convencional (Clase I).

$$W_{\text{máx}} = W_f + W_r (1 + \alpha) - F_f + F_{fric} \dots \quad \text{---- (2.4.7)}$$

$$W_{\text{mín}} = W_r (1 - \alpha) - F_f - F_{fric} \dots \quad \text{---- (2.4.8)}$$

Solo para propósitos de derivación en el desarrollo de la ecuación del efecto de contrabalanceo ideal, las fuerzas de flotación y de fricción son consideradas, pero comúnmente son despreciadas, en el cálculo de la carga máxima y en el cálculo de la carga mínima se desprecia únicamente la fuerza de fricción, entonces:

$$W_{\text{máx}} = W_f + W_r (1 + \alpha) \quad (1b) \dots \quad \text{---- (2.4.9)}$$

$$W_{\text{mín}} = W_r (1 - \alpha - 0.127 \text{ y}) \quad (1b) \dots \quad \text{---- (2.4.10)}$$

- Para Unidad Aerobalanceada (Clase III).

$$W \text{ máx.} = W_f + W_r (1 + 0.7 \alpha) \quad (1b), \quad \text{-----} \quad (2.4.11)$$

El 0.7 es por que esta unidad utiliza únicamente el 70 % de la aceleración para revertir la carrera de la varilla pulida comparada con la Unidad Convencional.

$$W \text{ mín.} = W_r (1 - 1.3 \alpha - 0.127 \delta^2) \quad (1b), \quad \text{-----} \quad (2.4.12)$$

- Para Unidad MARK II (Clase III).

$$W \text{ máx.} = W_f + W_r (1 + 0.6 \alpha) \quad (1b), \quad \text{-----} \quad (2.4.13)$$

$$W \text{ mín.} = W_r (1 - 1.4 \alpha - 0.127 \delta^2) \quad (1b), \quad \text{-----} \quad (2.4.14)$$

Otras ecuaciones planteadas para calcular la carga máxima, son las de:

- Ecuación de Slonmeger (Método API).

$$W \text{ máx.} = (W_r + W_f) \left[1 + \frac{S N}{5400} \right], \quad \text{-----} \quad (2.4.15)$$

donde:

$$W_f = 0.433 \delta^2 L A_p, \quad \text{-----} \quad (2.4.16)$$

- Ecuación de Lanqer - Lamberqer.

$$W \text{ máx.} = W_r (1 - 0.127 \delta^2) + W_d + 0.75 S N (17 A_r \tan w + A N) \quad \text{-----} \quad (2.4.17)$$

donde:

W_d - Carga diferencial de fluido, $W_d = 0.433 \delta^2 D A_p$, lb.

D - Profundidad del nivel dinámico, pie.

A_r - Area transversal de la varilla, pg^2 .

$w = (0.0004 L N)^\circ$.

$A N$ - Area neta del émbolo, $A N = A_p - A_r$, pg^2 .

Levantar una carga máxima con alta aceleración ocasiona una mayor carga estructural, lo que a su vez produce una mayor tensión en las varillas. Es por esta razón que se debe checar que la tensión máxima prevista no sea mayor que la tensión máxima de trabajo permisible.

La tensión máxima en la parte superior de toda la sarta de varillas (de un solo diámetro o telescopiadas) va a ser calculada dividiendo la carga máxima de la varilla pulida entre el área de la sección transversal de la varilla superior.

$$S \text{ máx.} = \frac{W \text{ máx.}}{A \text{ top}}, \quad \text{-----} \quad (2.4.18)$$

donde:

A too - Area de la varilla superior. pg^2 .

El criterio de comparar la tensión máxima a la que estará sometida la sarta de varillas diseñada, es tan importante que si este es mayor que la tensión de trabajo permisible (usualmente es de 30000 - lb/pg^2), la sarta de varillas tendrá que ser rediseñada.

La tensión a la cual ocurren fallas en la varilla es el llamado límite proporcional del material, este límite no es un criterio para establecer la tensión máxima de trabajo permisible para las varillas, ya que se tienen ciertas fallas por fatiga, las cuales generalmente ocurren a tensiones por debajo del límite proporcional. Entonces se considera el endurecimiento límite como la tensión máxima que puede aplicarse a un miembro. El límite de endurecimiento para las varillas depende de: (1) Los componentes presentes en el acero; (2) Los agentes corrosivos presentes en el fluido y (3) el rango de tensión al que están sujetas las varillas. La tabla 17 del Apéndice A, resume los grados de acero más usados dando su composición y su límite de endurecimiento.

PROBLEMAS RESUELTOS (11.4)

11.4.1

Una bomba con émbolo de 2 pg será colocada a 6050 pies usando una sarta de varillas telescopiada compuesta por una sección de $3/4$ pg , $7/8$ pg y 1 pg . Cada varilla de succión es de 25 pies de longitud. Determinar la longitud de cada sección de la sarta de varillas para que se logre cubrir la profundidad de colocación de la bomba.

De acuerdo a la tabla 3 del Apéndice A, se tiene que la varilla que maneja la combinación de $3/4$, $7/8$ y 1 pg es la No.86 y además, para un émbolo de 2 pg se tiene que:

R1 = 33.9 %	varilla de $3/4$ pg ,
R2 = 33.2 %	varilla de $7/8$ pg ,
R3 = 32.8 %	varilla de 1 pg .

Entonces:

L1 = 6050 (0.337) = 2050.9 pies,
L2 = 6050 (0.332) = 2008.6 pies,
L3 = 6050 (0.328) = 1984.4 pies.

Pero considerando que la longitud de cada varilla es 25 pies, entonces la longitud de cada sección será de:

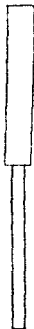
L1 = 2050 pies,
L2 = 2000 pies,
L3 = 2000 pies.

11.4.2

Para la sarta de varilla de succión de cierto pozo, se desea usar varilla telescopiada de dos diámetros, una de $3/4$ " y otra de $5/8$ ". Se tiene que:

$Wf = 0.432 L \text{ Ap }^2$.

Considerando que la sarta es de dos secciones cuya longitud total es $L = L_1 + L_2$.



$$L_2 \text{ (pie); } A_2 \text{ (pg}^2\text{); } m_2 \text{ (lb/pie); } R_2 = L_2/L ; L_2 = R_2 L .$$

$$L_1 \text{ (pie); } A_1 \text{ (pq}^2\text{); } m_1 \text{ (lb/pie); } R_1 = L_1/L ; L_1 = R_1 L .$$

El esfuerzo va a estar constituido por el peso del fluido más el peso de la varilla aplicado en el área de la varilla en cuestión.

El esfuerzo en la parte superior de la sección inferior es:

$$E_1 = \frac{0.433 L A_p + L_1 m_1}{A_1} = \frac{0.433 L A_p + R_1 L m_1}{A_1} .$$

Considerando, que el esfuerzo en la parte superior de la sección superior es:

$$E_2 = \frac{0.433 L A_p + L_1 m_1 + L_2 m_2}{A_2} = \frac{0.433 L A_p + R_1 L m_1 + R_2 L m_2}{A_2}$$

Si se aplica el concepto de que " Los esfuerzos en la parte superior de cada sección son iguales" (θ): $E_1 = E_2$

$$\frac{L (0.433 A_p + R_1 m_1)}{A_1} = \frac{L (0.433 A_p + R_1 m_1 + R_2 m_2)}{A_2} .$$

$$\frac{0.433 A_p + R_1 m_1}{A_1} = \frac{0.433 A_p + R_1 m_1 + R_2 m_2}{A_2} \quad (1)$$

Para la sarta de varillas del problema, se tiene que de acuerdo a la tabla 4 Apéndice A :

$$A_1 = 0.307 \text{ pg}^2 , \quad m_1 = 1.16 \text{ lb/pie} .$$

$$A_2 = 0.442 \text{ pg}^2 , \quad m_2 = 1.63 \text{ lb/pie} .$$

Sustituyendo estos datos en la ecuación (1), se tiene:

$$\frac{0.433 A_p + R_1(1.16)}{0.307} = \frac{0.453 A_p + R_1(1.16) + R_2(1.63)}{0.442}$$

$$1.410 A_p + R_1(3.776) = 0.979 A_p + R_1(2.524) + R_2(3.688)$$

$$3.776 R_1 - 2.624 R_1 = 3.688 R_2 + 0.979 A_p + 1.410 A_p$$

$$1.154 R_1 = 3.688 R_2 + 0.431 A_p$$

Tomando en cuenta que:

$$R_1 + R_2 = 1 \quad ; \quad R_2 = 1 - R_1 \quad \text{---(2)}$$

$$1.154 R_1 = 3.688 (1 - R_1) + 0.431 A_p$$

$$(1.154 + 3.688) R_1 = 3.688 + 0.431 A_p$$

$$R_1 = \frac{3.688 + 0.431 A_p}{4.842}$$

$$R_1 = 0.762 + 0.0890 A_p \quad \text{---(3)}$$

Sustituyendo (2) en (3), se tiene que:

$$R_2 = 1 - (0.762 + 0.0890 A_p)$$

$$R_2 = 0.238 + 0.0890 A_p$$

11.4.3

Una bomba con un diámetro de émbolo de 2" será colocada a 6050 pies usando una sarta de varillas telescopiada consistente en varillas de 3/4", 7/8" y 1". Las varillas de succión están disponibles en tramos de 25 pies. Determine la longitud de cada sección de la sarta de varillas telescopiadas.

$$\text{Si} \quad R_1 = L_1/L \quad ; \quad L_1 = R_1 L \quad \text{---(1)}$$

De acuerdo a la tabla 3a Apéndice A, se tiene que las relaciones de longitud que corresponden a esta combinación de varillas son:

$$R_1 = 0.664 + 0.0874 A_p$$

$$R_2 = 0.181 + 0.0478 A_p$$

$$R_3 = 0.155 + 0.0416 A_p$$

Para este diámetro de émbolo, según la tabla 1 Apéndice A el valor de $A_p = 3.142 \text{ pg}^2$.

Entonces, de acuerdo a la ecuación (1):

$$L_1 = (0.664 + 0.0874 \times 3.142) 6050 = 2317.8 \text{ pies .}$$

$$L_2 = (0.181 + 0.0478 \times 3.142) 6050 = 2003.7 \text{ pies .}$$

$$L_3 = (0.155 + 0.0416 \times 3.142) 6050 = 1728.5 \text{ pies .}$$

Estas longitudes se requieren en multiples de 25 pies ya que esa es la longitud de cada tramo de varilla disponible. entonces:

$$L_1 = 2325 \text{ pies .}$$

$$L_2 = 2000 \text{ pies .}$$

$$L_3 = 1725 \text{ pies .}$$

II.4.4

El peso unitario de una varilla de succión es de 2.88 lb/pie. Calcular la carga máxima de 2000 pies de varilla, si la velocidad de bombeo es de 18 spm y la carrera de la varilla pulida es de 74 pq.

La carga máxima de la varilla, está dada por:

$$W_r \text{ máx} = W_r (1 + \alpha) .$$

$$W_r = 2.88 \text{ lb/pie} \times 2000 \text{ pies} ,$$

$$W_r = 5760 \text{ lb} .$$

$$\alpha = \frac{S \cdot H^2}{70500} = \frac{74 (18)^2}{70500} ,$$

$$\alpha = 0.340 .$$

Entonces, la carga máxima de la varilla será:

$$W_r \text{ máx} = 5760 (1 + 0.340) .$$

$$W_r \text{ máx} = 7718.4 \text{ lb} .$$

II.4.5

Para las longitudes de cada una de las secciones de sarta de varilla definidas en el problema (II.4.1), determinar si la tensión máxima a la que está sometida la sarta de varillas es menor o igual a la tensión permisible de trabajo (considerar que está es igual a 30000 lb/pq²). Considerar un fluido con densidad relativa de 0.89, una velocidad de bombeo de 18 spm y una longitud de carrera de la varilla pulida de 54 pq.

$$\text{Si} \quad S \text{ máx} = \frac{W \text{ máx}}{A \text{ top}} .$$

$$W \text{ máx} = W_f + W_r (1 + \alpha) .$$

$$W_f = 0.433 \rho (L A_D + 0.274 W_r) .$$

$$W_r = m_1 L_1 + m_2 L_2 + m_3 L_3 .$$

$$\alpha = \frac{S N^2}{20000} .$$

Entonces, de acuerdo a la tabla 4 Apéndice A, el peso de cada uno de las varillas en el aire (m_i) es de:

$m_1 = 1.63 \text{ lb/pie}$	Para varilla de 3/4" ,
$m_2 = 2.16 \text{ lb/pie}$	Para varilla de 7/8" ,
$m_3 = 2.88 \text{ lb/pie}$	Para varilla de 1" .

$$W_r = (1.63)(2050) + (2.16)(2000) + (2.88)(2000) .$$

$$W_r = 13422 \text{ lb} .$$

$$A_D = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (2)^2}{4} = 3.142 \text{ pg}^2 .$$

$$W_f = 0.433(0.87) (6050(3.142) + 0.274(13422)) .$$

$$W_f = 5805 \text{ lb} .$$

$$\alpha = \frac{54 (18)^2}{70500} = 0.248 .$$

(También se puede determinar α con la tabla No.5, Apéndice A)

Finalmente:

$$W_{\text{máx}} = 5805 + 13422 (1 + 0.248) .$$

$$W_{\text{máx}} = 22556 \text{ lb} .$$

$$A_{\text{top}} = 0.785 \text{ pg}^2 \quad (\text{según la tabla 4, Apéndice A}) .$$

$$S_{\text{máx}} = \frac{22556 \text{ lb}}{0.785 \text{ pg}^2} = 28734 \text{ lb/pg}^2 .$$

La tensión máxima a la que está sometida la sarta de varillas es menor a la tensión permisible de trabajo.

II.4.6

Las varillas de succión usadas en el problema (II.4.3) son de acero con aleación de Níquel - Molibdeno. La presencia de ácido sulfhídrico en el fluido del pozo causa una severa corrosión. Siendo esta la causa de limitar la tensión de trabajo a un máximo de 22000 lb/pg² como una recomendación del fabricante (tabla 17 Apéndice A). Si la velocidad de bombeo es de 18 spm, la carrera de la varilla pulida es de 54 pg y el fluido del pozo tiene una densidad relativa de 0.87.

calcular la tensión máxima bajo estas condiciones de operación y -
compararla con la tensión máxima recomendada.

$$S \text{ máx} = \frac{W \text{ máx}}{A \text{ top}}$$

$$W \text{ máx} = W_f + W_r (1 + \alpha)$$

$$W_r = 1.63 m_1 + 2.16 m_2 + 2.88 m_3$$

Según la tabla 4 Apéndice A, las masas unitarias de cada sección son:

$$m_1 = 1.63 \text{ lb/pie}$$

$$m_2 = 2.16 \text{ lb/pie}$$

$$m_3 = 2.88 \text{ lb/pie}$$

Entonces, de acuerdo a las longitudes obtenidas en el problema (11.-
4.3), el peso de la sarta será de:

$$W_r = (1.63)(2325) + (2.16)(2000) + (2.88)(1725)$$

$$W_r = 13078 \text{ lb}$$

El peso de los fluidos será de:

$$W_f = 0.433 \gamma (L \text{ Ap} - 0.294 W_r)$$

$$W_f = 0.433(0.89) \left[6050(3.142) - 0.294(13078) \right]$$

$$W_f = 5844 \text{ lb}$$

$$\alpha = \frac{S N^2}{70500} = \frac{54 (18)^2}{70500} = 0.248$$

De la tabla 4 Apéndice A, se tiene que: $A \text{ top} = 0.785 \text{ pd}^2$.

Finalmente:

$$W \text{ máx} = 5844 + 13078 (1 + 0.248)$$

$$W \text{ máx} = 22165 \text{ lb}$$

$$S \text{ máx} = \frac{22165 \text{ lb}}{0.785 \text{ pd}^2} = 28236 \text{ lb/pd}^2$$

De acuerdo al resultado anterior, la tensión máxima de trabajo es
mayor a la tensión máxima recomendada, por lo que se recomienda re-
diseñar la sarta de varillas.

PROBLEMAS PROPUESTOS (11.4)

- 2.3. Determinar los valores de R1, R2, R3 y R4 para el diseño de una sarta de varillas telescopiadas de 3/4", 7/8", 1" y 1 1/8" en función del área del pistón.

Resp.

$$R1 = 0.5818 + 0.1111 A_p$$

$$R2 = 0.1579 + 0.0419 A_p$$

$$R3 = 0.1371 + 0.0364 A_p$$

$$R4 = 0.1232 + 0.0327 A_p$$

- 2.4. Con el diseño de cierto pozo se anticipa que la producción será de 375 BFD, con una profundidad de colocación de la bomba de 6500 pies. Considerando una eficiencia volumétrica del 75 % para la bomba, calcule el diámetro de las varillas y la longitud de cada sección de la sarta telescopiada, si las varillas de succión son de 25 pies cada tramo. Resp. 3/4", 7/8" y 1" con 2925, 1925 y 1650 pies respectivamente.
- 2.5. Una sarta de varillas de acero Ni - No 4620 es usada inicialmente en un pozo que contiene fluido corrosivo con ácido sulfhídrico. ¿Cuáles son las varillas de tamaño más pequeño que se usarán en la sección superior de la sarta, si la máxima carga que se espera en la varilla pulida es de 15000 lb? Resp. 1".

II.5 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN

En cuanto al diseño de la sarta de varillas, se debe tomar en cuenta un factor que influye sobre el nivel de resistencia del acero llamado límite de resistencia a la fatiga, este factor es el rango de esfuerzos bajo el cual pueden operar las varillas dentro del límite de esfuerzos permisibles. Para esto, en el reglamento API RP - 11BR (5a Edición, Marzo 1969) se desarrolló la construcción del Diagrama Modificado de Goodman, el cual relaciona la carga máxima en la varilla pulida con el rango de cargas permisibles, es decir, la diferencia entre la carga máxima y mínima.

Para la tensión máxima, la ecuación (2.4.18) da los valores reales en la varilla superior de la sarta, dicho cálculo está basado en la carga máxima que se tiene en esa varilla entre el área de su sección transversal. Este valor nunca debe exceder el rango de tensión permisible. El cálculo de la tensión mínima se realiza con la misma ecuación pero considerando la carga mínima.

Aunque hay situaciones en que se necesitan usar otros grados de varilla, generalmente se usan varillas API Grado C. Las varillas API Grado D, se usan cuando la capacidad de la varilla API Grado C se excede y cuando no hay ácido sulfhídrico presente.

Las varillas API Grado C deben tener una resistencia mínima a la tensión de 90000 lb/pq² y las varillas API Grado D deben tener una resistencia mínima a la tensión de 115000 lb/pq².

La Fig. 2.5, ilustra los componentes del Diagrama Modificado de Goodman.

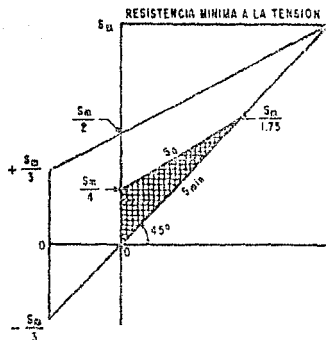


Fig. 2.5 Diagrama Modificado de Goodman.

Una descripción del diagrama anterior, sería la siguiente: el punto $S_m/4$, representa el máximo esfuerzo al cual la varilla puede estar constantemente sometida (S_m es la resistencia mínima a la tensión), la línea de esfuerzo mínimo comienza en la línea de esfuerzo cero y forma 45° con la línea horizontal, la línea de esfuerzo máximo se traza a partir de $S_m/4$ hasta cruzar la línea de esfuerzo mínimo en el punto $S_m/1.75$, que es el punto común entre las líneas de esfuerzo máximo y mínimo. Estas condiciones se deben cumplir para todos los Diagramas Modificados de Goodman que se tracen, de acuerdo al grado de varilla utilizada y al tipo de fluido medejado.

Observando este diagrama se puede concluir que cuando el esfuerzo máximo en la varilla pulida es menor, el rango de cargas permisibles dentro del cual las varillas pueden operar con seguridad es mayor; de acuerdo a esto, en la selección de las varillas de succión el rango de carga recibirá tanta consideración como la carga máxima.

Las figuras 4 y 5 del Apéndice A, muestran los Diagramas para las varillas API Grado C y Grado D respectivamente, éstas representan una herramienta muy útil para checar el rango de esfuerzos permisibles.

De acuerdo a la tensión mínima que tiene cada grado de varilla, la tensión máxima permisible para una varilla API Grado C será calculada con la siguiente relación:

$$S_a = \left[\frac{S_m}{4} + M S_{\min} \right] FS,$$

$$S_a = \left[\frac{90000}{4} + 0.5625 S \text{ min} \right] FS .$$

$$S_a = (22500 + 0.5625 S \text{ min}) FS . \quad \text{---- (2.5.1)}$$

y para las varillas API Grado D. la relación será:

$$S_a = \left[\frac{115000}{4} + 0.5625 S \text{ min} \right] FS .$$

$$S_a = (28750 + 0.5625 S \text{ min}) FS . \quad \text{---- (2.5.2)}$$

Donde:

S_a - Tensión máxima permisible, lb/pg².

$S \text{ min}$ - Tensión mínima de la varilla (calculada o medida), - lb/pg².

FS - Factor de servicio, este valor depende del tipo de fluido manejado, ya sea que se tratan fluidos no corrosivos, agua salada o ácido sulfhídrico. Consultar la tabla 18 Apéndice A.

M - Pendiente de la curva S_a ($M = 0.5625$).

S_m - Resistencia mínima a la tensión, depende del grado de varilla que se utilice y se modifica de acuerdo al - fluido manejado, de tal forma que su valor es el que - se obtiene de multiplicar el valor de S_m , ya sea 90000 ó 115000 lb/pg² por el factor de servicio considerado.

El rango de tensión máxima permisible (ΔS_a), para una cierta sarta de varillas, será obtenido de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\Delta S_a = S_a - S \text{ min} . \quad \text{---- (2.5.3)}$$

PROBLEMA RESUELTO (II.5)

II.5.1

Usando la relación del Diagrama Modificado de Goodman determine la tensión máxima permisible y el rango de tensiones para la sarta de varillas API Grado C y Grado D, usando los datos del problema II.4.5. Considerar un factor de servicio para un medio no corrosivo. ¿ Es la tensión máxima permisible adecuada para este sistema ? .

--- Varilla API Grado C.

$$S_a = (22500 + 0.5625 S \text{ min}) FS .$$

$$S \text{ min} = \frac{W \text{ min}}{A \text{ top}} .$$

De acuerdo con los datos del problema 11.4.5. si se trata de una Unidad Convencional:

$$W_{\min} = W_r (1 - x - 0.127^2) ,$$

$$W_{\min} = 17422 \left[1 - 0.249 - 0.127 (0.89) \right] ,$$

$$W_{\min} = 8576 \text{ lb} ,$$

$$S_{\min} = \frac{8576}{0.785} = 10925 \text{ lb/pg}^2 ,$$

dado que se maneja fluido no corrosivo, FS = 1.0 . entonces la tensión máxima permisible es de:

$$S_a = \left[22500 + 0.5625 (10925) \right] 1.0 ,$$

$$S_a = 28645 \text{ lb/pg}^2 ,$$

y el rango de tensión para esta sarta es de:

$$\Delta S_a = S_a - S_{\min}$$

$$\Delta S_a = 28645 - 10925 = 17720 \text{ lb/pg}^2 .$$

Considerando que para este problema la tensión máxima a la que está sometida la sarta de varillas es de 28734 lb/pg² , con este valor y el de S_{min} se localiza un punto en la Fig.4 Apéndice A y se observa que cae justo en el límite de rango permisible, por lo que se concluye que la instalación con este grado de varilla se debe manejar con cierta reserva.

— Varilla API Grado D.

$$S_a = (28750 + 0.5625 S_{\min}) FS ,$$

$$S_a = \left[28750 + 0.5625 (10925) \right] 1.0 ,$$

$$S_a = 34895 \text{ lb/pg}^2 ,$$

$$\Delta S_a = S_a - S_{\min} ,$$

$$\Delta S_a = 34895 - 10925 = 23970 \text{ lb/pg}^2 .$$

Con el valor de tensión máxima de 28734 lb/pg² y el de S_{min}, se localiza un punto en la Fig. 5 Apéndice A y se observa que cae dentro del rango permisible, por lo que se concluye que la tensión máxima permisible es adecuada para este sistema.

PROBLEMAS PROPUESTOS (II.5)

- 2.6. Repetir el problema (II.5.1), considerando el factor de servicio para agua salada. Resp. Para varilla Grado C, 18619 lb/pp², 7694 lb/pp² y para varilla Grado D, 31406 lb/pp², 20481 lb/pp².
- 2.7. Repetir el problema (II.5.1), considerando el factor de servicio para ácido sulfhídrico. Resp. Para varilla Grado C, 14323 lb/pp², 3398 lb/pp².
- 2.8. Para un pozo de 5997 pies de profundidad que produce 200 BPD, con una bomba de 2 1/4", una longitud de carrera de 120 pg y una velocidad de bombeo de 5.4 spm, el análisis de la carta dinamométrica da la siguiente tabla de cargas:

Diámetro de var. pg	Prof. pies	Esfuerzos	
		Mínimo lb/pp ²	Máximo lb/pp ²
1 1/8	0	13850	27600
1	1525	11100	27100
7/8	3200	7450	20400
3/4	5125	2190	23500

- a) Construir el Diagrama Modificado de Goodman para la combinación de varillas mostrada y determinar el máximo rango permisible de esfuerzos para cada varilla, considerando un medio no corrosivo. Justifique por que usa determinado Grado de varilla.
- b) Repetir el inciso anterior, considerando que se maneja agua salada.
- c) Repetir el inciso (a), considerando que se maneja ácido sulfhídrico.

II.6 CARRERA EFECTIVA DEL EMBOLO

El volumen de aceite manejado durante cada carrera del émbolo no depende de la longitud de carrera de la varilla, sino de un movimiento relativo del émbolo en el barril de trabajo. Este movimiento es conocido como la carrera efectiva del émbolo y difiere significativamente de la carrera de la varilla pulida. Esta diferencia se debe a las elongaciones en la varilla (e_r) y en la tubería (e_t) así como también a la sobrecarrera del émbolo (e_p) como resultado de la aceleración.

La carrera efectiva del émbolo es la carrera de la varilla pulida, disminuida por los efectos de elongación en las varillas y la tubería debida a la carga del fluido, e incrementada por el efecto de la sobrecarrera del émbolo como resultado de la aceleración. Entonces la carrera efectiva del émbolo es:

$$S_p = S + e_p - (e_t + e_r) \quad (II.6.1)$$

donde, todos los términos involucrados en la ecuación anterior debe-

rán estar expresados en pulgadas.

--- Elongaciones de la tubería y la varilla.

Dado que las válvulas viajera y de pie, abren y cierran durante el ciclo de bombeo, la carga del fluido es transferida alternativamente de la tubería a la sarta de varillas, lo que ocasiona deformaciones elásticas periódicas. Durante la carrera descendente, cuando la válvula de pie está cerrada y la válvula viajera está abierta la carga del fluido está sobre la tubería, lo que provoca una cierta elongación en este miembro. En cambio al inicio de la carrera ascendente, cuando la válvula viajera está cerrada y la válvula de pie está abierta, se origina una elongación en las varillas. La restauración de la longitud original de la tubería ocasiona que el barril de trabajo se mueva hacia arriba y la elongación de las varillas provoca que el émbolo se mueva hacia abajo. Sin embargo, la carrera efectiva del émbolo disminuye en una cantidad igual a la suma de las elongaciones.

Para una deformación elástica, se tiene una relación constante entre la tensión aplicada al cuerpo de la varilla y el esfuerzo interno de la misma, esta relación es el llamado módulo de elasticidad (E) el cual depende del tipo de material manejado.

$$E = \frac{\text{Tensión}}{\text{Esfuerzo interno}} \quad \text{-----} \quad (2.6.2)$$

Si la tensión es una fuerza (F) aplicada sobre una unidad de área (A),

$$\text{Tensión} = F/A \quad (\text{lb/ru}^2), \quad \text{-----} \quad (2.6.3)$$

y el esfuerzo interno es un cambio fraccional en longitud,

$$\text{Esfuerzo interno} = \frac{e}{12 L} \quad \text{-----} \quad (2.6.4)$$

donde:

e - Elongación del elemento de análisis, pq.

L - Longitud del elemento de análisis, pie.

Sustituyendo las ecuaciones (2.6.3) y (2.6.4) en la ecuación (2.6.2),

$$E = \frac{F/A}{e/12 L} = \frac{12 F L}{e A} \quad \text{-----} \quad (2.6.5)$$

entonces la elongación del elemento de análisis será:

$$e = \frac{12 F L}{E A} \quad \text{-----} \quad (2.6.6)$$

donde la fuerza (F) debida a la carga del fluido resulta de la presión diferencial (Δp) que se tenga a través del émbolo y que actúa sobre el área total del émbolo (A_D).

$$F = \Delta p A_D . \quad \text{----- (2.6.7)}$$

Si se considera que la bomba se coloca a la profundidad del nivel dinámico (D), la presión diferencial será la presión de una columna de fluido de densidad relativa (γ) a una profundidad L.

$$\Delta p = 0.433 \gamma^f L . \quad \text{----- (2.6.8)}$$

Para un caso más general, la presión bajo el émbolo debida a la columna de fluido en la T.R., será mayor de (L - D), entonces:

$$\Delta p = 0.433 \gamma^f L - 0.433 \gamma^f (L - D) .$$

$$\Delta p = 0.433 \gamma^f D . \quad \text{----- (2.6.9)}$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la ecuación (2.6.7),

$$F = 0.433 \gamma^f D A_D . \quad \text{----- (2.6.10)}$$

Sustituyendo la ecuación (2.6.10) en la ecuación (2.6.6),

$$e = \frac{12(0.433 \gamma^f D A_D) L}{E A} .$$

$$e = \frac{5.20 \gamma^f D A_D L}{E A} . \quad \text{----- (2.6.11)}$$

entonces de acuerdo a la ecuación anterior, la elongación de la varilla será:

$$e_v = \frac{5.20 \gamma^f D A_D L}{E A_v} . \quad \text{----- (2.6.12)}$$

y la elongación de la tubería será:

$$e_t = \frac{5.20 \gamma^f D A_D L}{E A_t} . \quad \text{----- (2.6.13)}$$

En el caso de una sarta de varillas telescopiada la ecuación (2.6.12) se aplicará a cada sección, de tal forma que la elongación de las varillas será:

$$e_v = \frac{5.20 \gamma^f D A_D}{E} \left[\frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \dots \right] . \quad \text{----- (2.6.14)}$$

Estos valores de elongación también pueden calcularse con las -

siguientes fórmulas:

$$e_r = E_r W_f L , \quad \text{----- (2.6.15)}$$

$$e_t = E_t W_f L , \quad \text{----- (2.6.16)}$$

donde:

E_r - Constante elástica de la varilla, $\text{po}/\text{lb}/\text{pie}$. Este valor se tiene en la tabla 3 del Apéndice A.

E_t - Constante elástica de la tubería, $\text{po}/\text{lb}/\text{pie}$. Este valor se tiene en la tabla 6 del Apéndice A.

$W_f = 0.493 D^3 A_0 , \text{lb}$.

--- Sobrecarrera del émbolo.

Además de las elongaciones de la tubería y las varillas se debe considerar la elongación originada por el peso de las varillas flotando en el fluido, debido a la aceleración de las mismas en cada carrera del émbolo, esta elongación es la llamada sobrecarrera del émbolo.

En una sarta el peso de la varilla va aumentando gradualmente desde cero en el fondo hasta W_r en la parte superior. En promedio, el peso de la sarta que origina la elongación es de $W_r/2$ y en términos de longitud será de $L/2$. De tal forma que la elongación de las varillas como resultado de su propio peso, al final de la carrera descendente (e_d) y de acuerdo a la ecuación (2.6.6) será:

$$e_d = \frac{12(W_r + W_r \alpha) L^2}{E A_r} , \quad \text{----- (2.6.17)}$$

Recordando que en la carrera descendente se tiene la máxima carga por aceleración ($+ W_r \alpha$) y que cerca del tope de la carrera ascendente justo cuando las varillas comienzan a bajar, se tiene la mínima carga por aceleración ($- W_r \alpha$), entonces la elongación de las varillas al final de la carrera ascendente (e_u) será:

$$e_u = \frac{12(W_r - W_r \alpha) L^2}{E A_r} , \quad \text{----- (2.6.18)}$$

La elongación neta, resultante de la aceleración o de la sobrecarrera del émbolo es:

$$e_p = e_d - e_u = \frac{12 W_r \alpha L}{E A_r} , \quad \text{----- (2.6.19)}$$

y si el peso de la sarta es:

$$W_r = \rho_r L A_r / 144 , \quad \text{----- (2.6.20)}$$

donde ρ_r es la densidad del acero de las varillas y es aproximadamente $490 \text{ lb}/\text{pie}^3$.

Sustituyendo la ecuación (2.6.20) en la ecuación (2.6.19),

$$e_0 = \frac{12 \alpha L}{E A r} \left[\frac{490 L A r}{144} \right] = \frac{40.8 \alpha L^2}{E} \quad (2.6.21)$$

Finalmente, se tiene la ecuación planteada por Marsh - Coberly basada en la ecuación (2.6.1) en la cual, sustituyendo las ecuaciones (2.6.12), (2.6.13) y (2.6.21) se tiene que:

$$S_p = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} + \frac{5.20 J^2 D A_0 L}{E} \left[\frac{1}{A_t} + \frac{1}{A_r} \right] \quad (2.6.22)$$

Para el caso de tubería anclada, no se tienen elongaciones en ella y por lo tanto en las ecuaciones anteriores se desprecian los términos que involucran A_t .

En la ecuación (2.6.22) no se considera el efecto de las vibraciones en la varilla, sin embargo, en la ecuación planteada por Rienzi éste sí se considera. La ecuación de Rienzi es la siguiente:

$$S_p = S \cos \phi + W_f \frac{B}{J_s} - 2 \frac{W_f}{J_s} - \frac{F}{J_s} \quad (2.6.23)$$

Donde:

F - Es la carga por fricción de la varilla que puede ser obtenida de pruebas dinámicas pero que generalmente es desconocida en problemas de diseño y muchas veces puede ser despreciada.

ϕ - Es el ángulo fase entre las vibraciones naturales y forzadas de la sarta de varillas y es calculado con:

$$\phi = \arctan \left[\frac{\Gamma (\tau_1/\tau_2)}{1 - (\tau_1/\tau_2)^2} \right]$$

Γ - Factor de amortiguamiento.

τ_1/τ_2 - Es la relación de vibraciones tanto naturales como forzadas en la varilla y está dada por:

$$\tau_1/\tau_2 = \frac{N L}{15 v}$$

Wt - Es la distribución total de fuerzas que actúan sobre el sistema. $W_t = W_f (1 + \alpha) + 2 W_r \alpha$.

B - Es el factor para la distribución de fuerzas y está dado por:

$$B = \left[\frac{1 - (\tau_1/\tau_2)^2}{1 + (\tau_1/\tau_2)^2} \right]^{-1/2}$$

J_s - Es la constante de tirantes y está dada por:

$$J_s = \frac{0.0433 E}{L_1/A_1 + L_2/A_2 + \dots}$$

Los investigadores Lander - Lamberger también consideran las vibraciones en las varillas y plantean la siguiente ecuación:

$$S_p = S \sec w - 50 \times 10^{-5} W_d L (1/A_r + 1/A_t)$$

Donde:

$$w = 0.0004 L N$$

W_d - Carga diferencial del fluido, la cual es la carga del fluido neto sobre el área total del émbolo.
 $W_d = 0.433 \gamma D A_p$

PROBLEMAS RESUELTOS (11.6)

11.6.1

Una instalación de bombeo consiste en una bomba de 2" y una tubería de 2 1/2". Usando una sarta de varillas telescópicas consistente de 1675 pies de varilla de 1", 2100 pies de varilla de 7/8" y 2275 pies de varilla de 3/4". Produciendo aceite de densidad relativa igual a 0.91 a un nivel de fluido de 4357 pies.

Calcular las pérdidas en la carrera efectiva del émbolo como el resultado de la elongación de la tubería y la varilla.

Entonces, las pérdidas en la carrera (L_s) son:

$$L_s = e_t + e_r$$

$$e_t = \frac{5.20 \gamma D A_p L}{E A_t}$$

$$e_r = \frac{5.20 \gamma D A_p}{E} \left[\frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \frac{L_3}{A_3} \right]$$

De la tabla 1 Apéndice A, se tiene que $A_p = 3.142 \text{ in}^2$.

$$L = 1675 + 2100 + 2275 = 6050 \text{ pies}$$

De la tabla 6 Apéndice A, se tiene que $A_t = 1.812 \text{ pq}^2$.
Entonces:

$$e_t = \frac{5.20 \times 0.91 \times 4357 \times 3.142 \times 6050}{30 \times 10^6 \times 1.812}$$

$$e_t = 7.2 \text{ pg.}$$

Para las varillas usadas, según la tabla 4 Apéndice A, se tiene que:

$$\begin{aligned} A_1 &= 0.442 \text{ pq}^2 && (\text{varilla } 3/4") \\ A_2 &= 0.601 \text{ pq}^2 && (\text{varilla } 7/8") \\ A_3 &= 0.785 \text{ pq}^2 && (\text{varilla } 1") \end{aligned}$$

Entonces:

$$e_r = \frac{5.20 \times 0.91 \times 5357 \times 3.142}{30 \times 10^6} \left[\frac{2275}{0.442} + \frac{2100}{0.601} + \frac{1675}{0.785} \right]$$

$$e_r = 28.61 \text{ pg.}$$

Finalmente:

$$L_s = 7.2 + 28.61,$$

$$L_s = 35.81 \text{ pg.}$$

11.6.2

Para el pozo del ejemplo anterior si la carrera de la varilla pulida es de 51". Estime la elongación neta resultante de la aceleración o la sobrecarrera del émbolo, si el pozo es bombeado inicialmente a 20 spm.

Esta elongación, se calcula con:

$$e_p = 40.8 \frac{\alpha L^2}{E}$$

$$\text{si } \alpha = \frac{S N^2}{70500}$$

$$e_p = 40.8 \frac{L^2}{E} \frac{S N^2}{70500}$$

$$e_p = 40.8 \left[\frac{(6050)^2}{30 \times 10^6} \right] \left[\frac{51(20)^2}{70500} \right]$$

$$e_p = 14.4 \text{ pg.}$$

11.6.3

Una instalación de B.M. consiste en una bomba de 2 1/4" para una profundidad de 7000 pies en una tubería de 2 7/8" (2.441 pd de diámetro interior), produciendo aceite con densidad relativa de 0.81 a

un nivel de fluido de 5800 pies en el espacio anular. La unidad utilizada es una sarta de varillas de 3/4 pq y 7/8 pq coherada a 16.8 spm, la eficiencia de la bomba es del 75 % y su producción inicial es de 55 BPD.

Determinar:

a) La carrera efectiva del émbolo.

Si:

$$PD = 0.1484 Ap Sp N ,$$

y además,

$$q = PD Ev/100 = 0.1484 Ap Sp N Ev/100 ,$$

entonces:

$$Sp = \frac{q}{0.1484 Ap N Ev} ,$$

$$Ap = \frac{\pi dp^2}{4} = \frac{\pi (2.25)^2}{4} = 3.976 \text{ pq}^2 ,$$

$$Sp = \frac{55}{0.1484 (3.976)(16.8)(0.75)} ,$$

$$Sp = 7.4 \text{ pq} .$$

b) La elongación de la tubería (et).

$$et = \frac{5.20 \text{ }^3 \text{ D Ap L}}{E At} ,$$

$$At = 1.812 \text{ pq}^2 \text{ (tabla No.6, Apéndice A) ,}$$

entonces:

$$et = \frac{5.20 (0.81)(5800)(3.976)(7080)}{30 \times 10^6 (1.812)} ,$$

$$et = 12.65 \text{ pq} .$$

Otra forma de calcular la elongación de la tubería es la siguiente:

De acuerdo con la tabla 6 Apéndice A, la constante elástica de la tubería es de $E_t = 0.221 \times 10^6 \text{ pa/lb/pie}$.

$$\text{Si } et = E_t W_f L ,$$

entonces:

$$et = (0.221 \times 10^6) (0.433 \text{ }^3 \text{ D Ap})(7080) ,$$

$$e_t = (0.221 \times 10^{-6}) \left[0.433(0.81)(5800)(3.976) \right] (7080) ,$$

$$e_t = (0.221 \times 10^{-6}) (8088)(7080) ,$$

$$e_t = 12.65 \text{ pg} .$$

c) La elongación de la sarta de varillas (e_r).

$$e_r = \frac{5.20 \times 10^6 D A_n}{E} \left[\frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} \right] .$$

Considerando que de 7080 pies está compuesta de $L_1 = 3788$ pies y $L_2 = 3292$ pies, entonces de la tabla 4 Apéndice A se tiene que:

$$A_1 = 0.442 \text{ pg}^2 \quad (\text{Varilla de } 3/4") ,$$

$$A_2 = 0.601 \text{ pg}^2 \quad (\text{Varilla de } 7/8") .$$

Por lo tanto,

$$e_r = \frac{5.20 (0.81)(5800)(3.976)}{30 \times 10^6} \left[\frac{3788}{0.442} + \frac{3292}{0.601} \right] ,$$

$$e_r = 45.48 \text{ pg} .$$

Otra forma de calcular la elongación en la sarta de varillas es como sigue:

Con la tabla 3 Apéndice A, se tiene que para esta combinación de sarta el número de la varilla necesaria es la No.76, la cual tiene una constante elástica de la varilla de $E_r = 0.774 \times 10^6$ pg/lb/pie. para una bomba de 2 1/4".

Entonces:

$$e_r = E_r W_f L ,$$

$$e_r = (0.774 \times 10^{-6}) (8088)(7080) ,$$

$$e_r = 44.32 \text{ pg} .$$

d) La longitud de carrera de la varilla pulida (S).

$$\text{Si} \quad S_p = S + e_p - (e_t + e_r) ,$$

entonces:

$$S = S_p + e_t + e_r - e_p .$$

$$e_p = 40.8 \frac{\alpha L^2}{E} = 40.8 \left[\frac{S N^2 L^2}{70500 E} \right] .$$

$$ep = 40.8 \left[\frac{S (16.8)^2 (7080)^2}{70500 \times 30 \times 10^6} \right]^{-1} = 2.73 \times 10^{-1} \text{ S .}$$

$$S = 7.4 + 12.65 + 45.48 - 2.73 \times 10^{-1} \text{ S .}$$

$$S = 65.53 - 2.73 \times 10^{-1} \text{ S .}$$

$$S (1 + 2.73 \times 10^{-1}) = 65.53 .$$

$$S = 65.53 / (1 + 2.73 \times 10^{-1}) = 51.48 \text{ pg .}$$

e) La elongación debida a la sobrecarrera del émbolo (ep).

$$ep = 40.8 \frac{\alpha L^2}{E} .$$

$$\alpha = \frac{S N^2}{70500} = \frac{51.48 (16.8)^2}{70500} = 0.20609 .$$

$$ep = 40.8 \left[\frac{0.20609 (7080)^2}{30 \times 10^6} \right] .$$

$$ep = 14.05 \text{ pg .}$$

II.6.4

Un pozo está bombeando con un émbolo de 2 1/2" de diámetro en una tubería de 3" sobre 2650 pies de sarta de varilla pulida de 7/8". El gasto de producción es de 47.5 EPD de aceite y 437 EPD de agua, con una carrera de la varilla pulida de 54 pg y una velocidad de bombeo de 21 spm. La densidad relativa del fluido producido es de 0.788 y el nivel dinámico es de 1181 pies.

- Calcule los valores de la carrera efectiva del émbolo con las ecuaciones de: Marsh - Coberly, Reiniets y la de Lander - Lamberger.
- Calcule la carga máxima de la varilla pulida con las ecuaciones de: Mills, Slonnegger (API) y la ecuación de Lander - Lamberger.

Considere que el módulo de elasticidad para el acero de la varilla pulida es de $30 \times 10^6 \text{ lb/pg}^2$ y la velocidad de transmisibilidad de la fuerza en las varillas (velocidad del sonido en el acero) es de $v = 15800 \text{ pie/seg}$. Despréciense el efecto de fricción en la ecuación de Reiniets.

- Para la carrera efectiva del émbolo.

- Ecuación de Marsh - Coberly

$$S_p = S + \frac{40.8 \text{ L}^2 \alpha}{E} + \frac{5.20 \text{ M}^3 \text{ D Ap L}}{E} \left[\frac{1}{At} + \frac{1}{Ar} \right]$$

Ap = 4.909 pg² Tabla 1 Apéndice A para cable de 2 1/2" .

At = 2.590 pg² Tabla 6 Apéndice A para tubería de 3" .

Ar = 0.601 pg² Tabla 4 Apéndice A para varilla de 7/8" .

$$\alpha = \frac{S N^2}{70500} = \frac{54 (21)^2}{70500}$$

$$\alpha = 0.338 .$$

$$S_p = 54 + \frac{40.8 (2650)^2 0.338}{30 \times 10^6} + \frac{5.20 \times 0.788 \times 1181 \times 4.909}{30 \times 10^6} \left[\frac{2650}{2.590} + \frac{2650}{0.601} \right]$$

$$S_p = 52.92 \text{ pg} .$$

- Ecuación de Rieniets.

$$S_p = S \cos \phi + Wt \frac{E}{J_s} + 2 \frac{Wf}{J_s} + \frac{F}{J_s} .$$

$$\phi = \arctan \left[\frac{\Gamma (\tau_1/\tau_2)}{1 - (\tau_1/\tau_2)^2} \right] .$$

$$\tau_1/\tau_2 = \frac{N L}{15 \nu} = \frac{21 \times 2650}{15 \times 15800} = 0.235 .$$

Considerar que el factor de amortiguamiento es igual a 2.

$$\phi = \arctan \left[\frac{2 \times 0.235}{1 - (0.235)^2} \right] .$$

$$\phi = 35.4^\circ .$$

$$W_t = W_f (1 + \mu) + 2 W_r \lambda .$$

$$W_f = 0.433 \lambda^4 (L A_p - 0.294 W_r) .$$

$$W_r = m L .$$

$$m = 2.16 \text{ lb/pie (Tabla 4 Apéndice A, varilla de 7/8") .}$$

$$W_r = 2.16 \text{ lb/pie} \times 2650 \text{ pie} = 5724 \text{ lb} .$$

$$W_f = 0.433 \times 0.788 (2650 \times 4.909 - 0.294 \times 5724) .$$

$$W_f = 3865 \text{ lb} .$$

$$W_t = 3865 (1 + 0.338) + 2 \times 5724 \times 0.338 = 9041 \text{ lb} .$$

$$B = \left[(1 - (\tau_1/\tau_2)^2)^2 + \tau^2 (\tau_1/\tau_2)^2 \right]^{-1/2} .$$

$$B = \left[(1 - (0.235)^2)^2 + (2)^2 (0.235)^2 \right]^{-1/2} .$$

$$B = 0.948 .$$

$$J_s = \frac{0.0833 E}{L_1/A_1 + L_2/A_2 + \dots} .$$

$$J_s = \frac{0.0833 \times 30 \times 10^6}{2650/0.601} .$$

$$J_s = 567 \text{ lb/pa} .$$

Entonces:

$$S_p = 54 \cos (26.4^\circ) + 9041 \left[\frac{0.948}{567} \right] - 2 \left[\frac{3865}{567} \right] .$$

$$S_p = 49.85 \text{ pa} .$$

- Ecuación de Lander - Lamberger.

$$S_p = 5 \sec w - 50 \times 10^{-3} W_d L (1/A_r + 1/\lambda^2) .$$

$$w = 0.0004 L N = 0.0004 \times 2650 \times 21 .$$

$$w = 22.3^\circ .$$

$$W_d = 0.433 \lambda^4 D A_p = 0.433 \times 0.788 \times 1181 \times 4.909 .$$

$$W_d = 1978 \text{ lb} .$$

Entonces:

$$S_p = 54 \left[\frac{1}{\cos 27.3^\circ} \right] - 50 \times 10^{-8} (1978)(2650) \left[\frac{1}{0.601} + \frac{1}{2.59} \right],$$

$$S_p = 52.99 \text{ pq.}$$

b) Para la carga máxima en la varilla pulida.

- Ecuación de Mills.

$$W_{\text{máx}} = W_f + W_r (1 + \alpha),$$

$$W_{\text{máx}} = 3865 + 5724 (1 + 0.338),$$

$$W_{\text{máx}} = 11524 \text{ lb.}$$

- Ecuación de Stonneger (Método API).

$$W_{\text{máx}} = (W_r + W_f) \left[1 + \frac{S N}{5400} \right],$$

donde:

$$W_f = 0.433 \text{ }^{\frac{1}{2}} L A_p.$$

$$W_f = 0.433 \times 0.788 \times 2650 \times 4.909,$$

$$W_f = 4438.67 \text{ lb.}$$

$$W_{\text{máx}} = (5724 + 4438.67) \left[1 + \frac{54 \times 21}{5400} \right],$$

$$W_{\text{máx}} = 12297 \text{ lb.}$$

- Ecuación de Lanqer - Lamberger.

$$W_{\text{máx}} = W_r (1 - 0.127^3) + W_d + 0.75SN (17 A_r \tan w + AN),$$

$$AN = A_p - A_r = 4.909 - 0.601,$$

$$AN = 4.308 \text{ } \text{pg}^2,$$

$$W_{\text{máx}} = 5724 (1 - 0.127 \times 0.788) + 1978$$

$$+ 0.75 \times 54 \times 21 (17 \times 0.601 \times \tan 22.3^\circ + 4.308),$$

$$W_{\text{máx}} = 14337 \text{ lb.}$$

PROBLEMAS PROPUESTOS (II.5)

- 2.9. Una bomba con un émbolo de $1\frac{1}{4}$ " está colocada a 5050 pies, usando una sarta de varillas telescópica de tres tramos (varilla API No. 75). El nivel dinámico se encuentra a 4975 pies y la densidad relativa del fluido es de 0.976, la velocidad de bombeo es de 21 spm y la longitud de carrera de la varilla es de 54 po. el diámetro de la IP es de 2.375 po y se encuentra anclada. Si se obtiene un desplazamiento de la bomba de 200 BPD cuando la carrera efectiva del émbolo es el 74 % de la longitud de carrera de la varilla y la eficiencia volumétrica de la bomba es del 80 %, determine lo siguiente:
- Porcentaje de los diferentes diámetros que constituyen la sarta. Resp. 40.8 % , 29.8 % , 29.4 % .
 - La longitud de cada diámetro de varilla si están disponibles en longitudes de 25 pies. Resp. 2050 pies, 1500 pies, 1500 pies.
 - La carrera efectiva del émbolo. Resp. 50.74 po .
 - ¿ Con estas condiciones de bombeo, podrá obtenerse el desplazamiento deseado de la bomba ? .
 - El costo de producción superficial. Resp. 155.2 BPD.
- 2.10. Repetir el problema anterior para un émbolo de $1\frac{1}{2}$ " , una velocidad de bombeo de 14.6 spm y una carrera efectiva del émbolo del 75 % de la longitud de carrera de la varilla.
Resp.
- 33.3 % , 33.3 % , 33.3 % .
 - 1700 pies, 1700 pies , 1650 pies.
 - 40.5 po.
 - 124 BPD
- 2.11. Repetir el problema anterior para un émbolo de $1\frac{1}{2}$ " , una velocidad de bombeo de 19 spm y una carrera efectiva del émbolo del 81 % de la longitud de carrera de la varilla. ¿Cuál de estas tres combinaciones recomendaría ? .
Las respuestas a los incisos a y b son las mismas que el problema anterior.
- 43.74 po.
 - 174 BPD.
- 2.12. Para un pozo en el que la longitud de carrera en la varilla pulida es de 68 " , la velocidad de bombeo es de 16 spm y tiene una longitud total de sarta de varillas de 7325 pies.
¿Cuál será el incremento en la carrera efectiva del émbolo si la velocidad de bombeo se incrementa a 20 spm ? . Resp. 10.143 po.
- 2.13. Un pozo tiene una sarta de varillas de $3/4$ " y $7/8$ " cuyas longitudes son de 4600 y 1950 pies respectivamente, un émbolo de $1\frac{1}{2}$ " , una longitud de carrera en la varilla pulida de 64 po y produce un fluido cuya densidad relativa es de 0.825.
¿ A qué velocidad de bombeo serán iguales la longitud de la carrera efectiva del émbolo con la longitud de la varilla pulida, si la tubería está anclada ? . Resp. 20.65 spm.
- 2.14. En un pozo se coloca una bomba con un émbolo de 2" a 1300 pies con varillas de succión de $7/8$ ". La IP es de 3" y no está anclada. La

producción es de 120 BPD de aceite y 267 BPD de agua. La densidad promedio de los fluidos es de 0.83.

(Para un fluido de esta naturaleza, el factor de amortiguamiento que se usa en la ecuación de Rieniets es de aproximadamente 0.80. La velocidad de transmisibilidad de la fuerza en las varillas es de 15800 pie/seg). Una prueba con esómetro registró que el nivel dinámico se encuentra a 2066 pies. La velocidad de bombeo es de 18 spm y la longitud de carrera de la varilla pulida es de 64 pq. Calcular la carrera efectiva del émbolo usando las ecuaciones de Marsh - Coberly, Rieniets y la de Langer - Lamberger.

Resp.

Ecuación de Marsh - Coberly, 68 pq.

Ecuación de Rieniets, 67.9 pq.

Ecuación de Langer - Lamberger, 62.04 pq.

- 2.15. Para el pozo del problema anterior, calcule la carga máxima en la varilla pulida usando la ecuación de Mills, el Método API y la ecuación de Langer - Lamberger.

Resp.

Ecuación de Mills, 12197 lb.

Ecuación de Slossner (Método API), 13170 lb.

Ecuación de Langer - Lamberger, 14793 lb.

11.7 POTENCIA DE ARRANQUE NECESARIA EN EL MOTOR PRIMARIO

En el movimiento del fluido en la bomba, se consideran dos potencias, la potencia hidráulica (Hh), que es una expresión muy útil para calcular el consumo de energía, y la potencia por fricción (Hf).

Para la potencia hidráulica, se tiene que si un gasto en barriles por día de un fluido con densidad relativa γ' , se bombea desde una profundidad L en pies, la potencia involucrada será:

$$Hh = \frac{q \text{ (b/día)} \times 350 \gamma' \text{ (lb/b)} \times L \text{ (pie)}}{1440 \text{ (min/día)} \times 33000 \text{ (lb pie/min/hp)}}$$

$$Hh = 7.36 \times 10^{-6} q \gamma' L \text{ (hp)} \quad \text{----- (2.7.1)}$$

Esta ecuación considera que la bomba está colocada a la profundidad del nivel dinámico y que el efecto de presión en la tubería es despreciado. Una expresión más general sería:

$$Hh = 7.36 \times 10^{-6} q \gamma' LN \text{ (hp)} \quad \text{----- (2.7.2)}$$

donde, el nivel neto, LN, es una diferencial de presión expresada en longitud de columna hidráulica, la cual originará que el fluido viaje desde la bomba hasta la superficie. Se tienen dos niveles diferentes, uno debido a los efectos de presión en la TR (representa una fuerza que tiende a levantar el fluido) y otro a los efectos de presión en la TP (representa una fuerza contra la cual la bomba debe

trabajar). En términos de longitud, el efecto de presión en la TR - es la diferencia entre la profundidad de colocación de la bomba y la profundidad del nivel dinámico, es decir (L - D). El efecto de presión en la tubería, Pt, se obtiene como un nivel equivalente a ésta y es:

$$Ft = \frac{lb/pq^2 \times 144 pq^2/pie^2}{62.4 \text{ lb/pie}^3} = \frac{Pt}{0.433 \text{ } \cancel{ft}} \text{ (pie)} \quad \text{---- (2.7.3)}$$

Entonces el nivel neto de acuerdo a las presiones manejadas, considera la presión a la profundidad de colocación de la bomba menos la presión en la TR más la presión equivalente en la TP.

$$LN = L - (L - D) + \frac{Pt}{0.433 \text{ } \cancel{ft}} ,$$

$$LN = D + 2.31 (Pt/\cancel{ft}) \quad \text{---- (2.7.4)}$$

Para la potencia por fricción se consideran las pérdidas de energía por la fricción entre la bomba y la varilla pulida.

Empíricamente se ha encontrado que las pérdidas de energía por fricción en cada carrera pueden ser calculadas a partir de:

$$1/8 Wr \times 2 S = 0.25 Wr S \text{ (lb - pq)},$$

si se considera una velocidad de bombeo de N (spm), la potencia por fricción es:

$$Hf = \frac{0.25 Wr S N \text{ (lb - pq/min)}}{12 \text{ (pq/pie)} \times 33000 \text{ (lb - pie/min/hp)}}$$

$$Hf = 6.31 \times 10^{-7} Wr S N \text{ (hp)} \quad \text{---- (2.7.5)}$$

Finalmente, se tiene que la potencia total de la varilla pulida es la suma de la potencia hidráulica más la de fricción; sin embargo, la potencia total de arranque para el motor primario involucra la potencia total de la varilla pulida y un factor de seguridad que logra absorber las pérdidas de potencia sin equipo superficial adicional. Se considera un factor de 1.5 como bueno, de tal forma que la potencia de arranque necesaria para el motor primario (Hb) será:

$$Hb = 1.5 (Hh + Hf) \quad \text{---- (2.7.6)}$$

PROBLEMA RESUELTO (II.7)

II.7.1

Un pozo con B.M. tiene una bomba cuyo émbolo es de 1 3/4" instalada a 4560 pies con una sarta de varillas de succión de 3/4". Si la tubería está anclada y se tiene una velocidad de bombeo de 20.5 spm, - una carrera de varilla pulida de 64 pq y una producción de 355 RPD -

de fluido cuya densidad relativa es de 0.87.

Considerando que la profundidad de colocación de la bomba es la profundidad del nivel dinámico y que la presión en la tubería es despreciada.

a) Calcule la mínima potencia relacionándola con la especificada por el fabricante para que se pueda usar este motor como motor primario, si el fabricante recomienda una reducción del 25 % en la potencia especificada por él, debido a la carga del ciclo.

$$H_h = 7.36 \times 10^{-6} q^3 \text{ LN} .$$

$$H_h = 7.36 \times 10^{-6} \times 355^3 \times 0.87 \times 4560 .$$

$$H_h = 10.36 \text{ hp} .$$

Para una velocidad de bombeo de 20.5 rpm la potencia por fricción es:

$$H_f = 6.31 \times 10^{-7} W_r^5 N .$$

De la tabla 4 Apéndice A, $m = 1.63 \text{ lb/pie}$, entonces el peso de las varillas es:

$$W_r = L m = 4560 \text{ pies} \times 1.63 \text{ lb/pie} = 7433 \text{ lb} .$$

$$H_f = 6.31 \times 10^{-7} \times 7433^5 \times 64 \times 20.5 .$$

$$H_f = 6.15 \text{ hp} .$$

Entonces, la potencia de arranque requerida por el motor primario será de:

$$H_b = 1.5 (H_h + H_f) .$$

$$H_b = 1.5 (10.36 + 6.15) .$$

$$H_b = 24.76 \text{ hp} .$$

Para que se tenga esta potencia, de acuerdo a la reducción que se recomienda, el total debe ser de:

$$\frac{24.76}{(1 - 0.25)} = \frac{24.76}{0.75} = 33 \text{ hp} .$$

b) ¿Cuál es el nivel de fluido para este pozo si la presión en la tubería es de 50 lb/pq² man. y la sumergencia de la bomba es de 250 pies ?.

Considere que la TR está a la presión atmosférica.

Si el nivel de fluido neto (LN) está dado por:

$$\text{LN} = D + 2.31 (P_t/r) .$$

D = Profundidad de colocación de la bomba - Sumergencia .

D = 4560 pies - 250 pies .

D = 4310 pies .

Entonces:

LN = 4310 + 2.31 (50/0.87) .

LN = 4443 pies .

PROBLEMAS PROPUESTOS (11.7)

2.16. En un pozo se tiene instalado una bomba con un émbolo de 1 3/4" en una tubería de 2" con 4275 pies de varillas de 3/4". La tubería - esta desanclada y el nivel dinámico es bajo. Cuando el pozo está bombeando a una velocidad de 18 spm, con una carrera efectiva del émbolo de 64 pq, produce 283 BPD de un fluido cuya densidad relativa es de 0.825.

De acuerdo a los datos anteriores, calcular:

- La eficiencia volumétrica de la bomba. Resp. 68.85 %.
- La máxima carga en la varilla pulida. Resp. 12153 lb.
- La potencia necesaria de la varilla pulida. Resp. 19.35 hp.

2.17. En un pozo se tiene instalada una bomba con un émbolo de 1 3/4" colocada con 3200 pies de varillas de 5/8". Se estima que con una velocidad de bombeo de 17 spm y una longitud en la carrera de la varilla pulida de 62 pq dará la producción deseada de 157 BPD. Además, el nivel dinámico está alrededor de 2000 pies, la densidad relativa del fluido producido es de 0.825. Considerando un 30 % en la reducción de la potencia debido a la carga por ciclo, calcular el mínimo rango de potencia en la placa del motor eléctrico que usará el motor primario. Resp. 7.67 hp.

II.8 CONTRABALANEO Y TORSION DE LA UNIDAD DE B.M.

Uno de los aspectos más importantes del diseño de una instalación de B.M., es la selección del contrabalanceo necesario para reducir el tamaño del motor primario y los requerimientos de torsión en el reductor de engranes.

En un sistema de B.M., se requiere que el trabajo de la varilla pulida para elevar la columna de fluido, sea ejecutado únicamente durante la primera mitad del ciclo de la manivela, es decir, en la carrera ascendente. Si la unidad no estuviera contrabalanceada, el trabajo total requerido sería realizado por el motor primario durante la carrera ascendente, al estar elevando las varillas y el fluido, mientras que en la segunda mitad del ciclo, en la carrera descendente, el motor quedaría muerto conforme la fuerza de gravedad jala a las varillas y al émbolo de la bomba hacia abajo, para regresarlos a su posición inicial.

Entonces, en una unidad no contrabalanceada, todo el trabajo del

motor primario sería realizado durante la carrera ascendente y sería nulo en la carrera descendente, por lo que se requeriría un motor primario y un reductor de engranes relativamente grandes para producir fluidos en una forma eficiente.

A fin de reducir el tamaño del motor y del reductor de engranes, se colocan contrapesos en el sistema con un peso aproximadamente igual al peso de las varillas más la mitad del peso del fluido. Durante la carrera ascendente, al elevar el peso combinado de varillas y fluido, el motor recibe ayuda del efecto de contrabalanceo, lo que resulta en una fuerza desbalanceada equivalente a la mitad del peso del fluido que es el único peso que se requiere elevar.

Lo anterior se representa con la ecuación:

Carga en la carrera ascendente-Contrabalanceo = Fuerza Desbalanceada .

$$(W_r + W_f) - \left[W_r + \frac{W_f}{2} \right] = \frac{W_f}{2} \quad \text{----- (2.8.1)}$$

En 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. Esto se representa con la ecuación:

Contrabalanceo-Carga en la carrera descendente=Fuerza Desbalanceada .

$$\left[W_r + \frac{W_f}{2} \right] - W_r = \frac{W_f}{2} \quad \text{----- (2.8.2)}$$

Entonces, con el efecto de contrabalanceo se logra que los requerimientos de trabajo y de torsión, para el motor primario y el reductor de engranes respectivamente, sean aproximadamente iguales en la carrera ascendente y en la descendente.

En la unidad no contrabalanceada, el motor realiza un trabajo relativamente fuerte en la carrera ascendente para elevar a las varillas y al fluido, mientras que en la carrera descendente no hay forma de almacenar energía potencial en el sistema.

En la unidad contrabalanceada el motor recibe ayuda durante la carrera ascendente por la caída de los contrapesos, cuando se está elevando la máxima carga de varillas y de fluido. Durante la carrera descendente, la fuerza de gravedad que jala a las varillas, ayuda a que el motor primario eleve los contrapesos, por lo que se almacena energía potencial en el sistema.

Teóricamente, el efecto de contrabalanceo ideal, si, va a ser tal que el motor primario pueda manejar las mismas cargas tanto en la carrera ascendente como en la descendente, de tal forma que:

$$W \text{ máx} - C_i = C_i - W \text{ mín} . \quad \text{---- (2.8.3)}$$

El efecto de contrabalanceo ideal es entonces:

$$C_i = 0.5 (W \text{ máx} + W \text{ mín}) . \quad \text{---- (2.8.4)}$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.4.7) y (2.4.8) en la ecuación anterior se tiene.

$$C_i = 0.5 \left[W_f + W_r(1 + \alpha) - F_f + F_{fric} + W_r(1 - \alpha) - F_f - F_{fric} \right] ,$$

$$C_i = 0.5 (W_f + 2 W_r - 2 F_f) .$$

Sustituyendo la ecuación (2.4.5) en la ecuación anterior, se tiene que:

$$C_i = 0.5 \left[W_f + 2 W_r - 2(0.127)^3 W_r \right] ,$$

$$C_i = 0.5 W_f + W_r (1 - 0.127^3) \quad \text{---- (2.8.5)}$$

De la ecuación anterior se observa que el efecto de contrabalanceo ideal, balancea un medio de la carga del fluido más el peso de las varillas en el fluido.

La Fig. 2.6 muestra el efecto del contrabalanceo estructural C_w , debido al contrapeso (W_c), este depende de la geometría de la unidad y de la longitud de la carrera, así como del peso y posición del contrapeso.

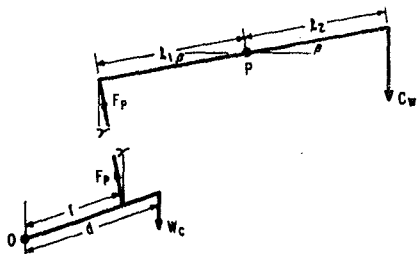


Fig. 2.6 Efecto de contrabalanceo del contrapeso.

En esta figura, β es el ángulo entre el balancín y la horizontal en algún momento del movimiento, γ es el ángulo entre la biela y la vertical, O es el ángulo entre la manivela y la vertical. La distancia de la flecha del reductor de engranes al centro de gravedad del contrapeso es d y la distancia de la flecha del reductor de engranes al cojinete de la biela es r ($r = S/2$). F_p es la fuerza en la biela, la cual para contrabalancear la manivela, está siempre tensionada. - El punto O representa a la flecha del reductor de engranes y el punto P representa el punto de apoyo del balancín. Las distancias del punto de apoyo al extremo del cojinete y a la brida son l_1 y l_2 respectivamente.

Tomando momentos respecto al punto P:

$$Cw (2 \cos \beta) = (Fp \cos \gamma) (1 \cos \beta) + (Fp \sin \gamma) (1 \sin \beta) ,$$

$$Fp = \frac{Cw \ 2 \cos \beta}{1 [(\cos \gamma) (\cos \beta) + (\sin \gamma) (\sin \beta)]} . \quad \text{----- (2.8.6)}$$

Tomando momentos respecto al punto Q:

$$Wc (d \sin \theta) = (Fp \cos \gamma) (r \sin \theta) + (Fp \sin \gamma) (r \cos \theta) ,$$

$$Fp = \frac{Wc \ d \sin \theta}{r [(\cos \gamma) (\sin \theta) + (\sin \gamma) (\cos \theta)]} . \quad \text{----- (2.8.7)}$$

Si se supone que γ siempre es muy pequeña, dado que la longitud de la biela es mucho mayor que r , entonces: $\cos \gamma = 1$; $\sin \gamma = 0$.

Simplificando e igualando las ecuaciones (2.8.6) y (2.8.7), se tendrá la relación entre el contrapeso y el efecto de contrabalanceo,

$$Cw = Wc \left[\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right] \left[\frac{d}{r} \right] . \quad \text{----- (2.8.8)}$$

El efecto total de contrabalanceo en la varilla pulida (C) es la suma del contrabalanceo estructural (Cs) más el contrabalanceo estructural debido al contrapeso:

$$C = Cs + Wc \left[\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right] \left[\frac{d}{r} \right] . \quad \text{----- (2.8.9)}$$

De acuerdo a la ecuación anterior, la distancia de la flecha del reductor de engranes al centro de gravedad del contrapeso es:

$$d = \frac{r (C - Cs)}{Wc} , \quad \text{----- (2.8.10)}$$

y la longitud de la manivela (j) será:

$$j = d + x + y , \quad \text{----- (2.8.11)}$$

donde:

- x - Es la distancia del centro de gravedad al filo exterior del contrapeso.
- y - Es la distancia del filo exterior del contrapeso al final de la manivela. Este valor nos determina la posición del contrapeso a fin de obtener el efecto de contrabalanceo ideal.

La torsión se define como la fuerza que actúa en el extremo de un brazo de palanca, multiplicada por la longitud del brazo la cual tiende a producir una rotación y un trabajo. Cuando este concepto se aplica a las unidades de B.M., la torsión se refiere al número de pulgadas - libras de fuerza aplicada a la manivela por la flecha del reductor de engranes, esta torsión es producida por el jalón de la biela, debido a las cargas del pozo y a un efecto opuesto del contrabalanceo.

Básicamente, la torsión neta en la flecha del reductor de engranes es la diferencia entre la torsión impuesta por la carga del pozo y la impuesta por el contrabalanceo en cualquier posición de la manivela.

Como se mencionó anteriormente, en una unidad apropiadamente contrabalaceada, los contrapesos ayudan al motor primario suministrando suficiente torsión extra para elevar teóricamente, el peso total de las varillas más la mitad del peso de la columna de fluido. El contrabalanceo apropiado también reduce los cambios de torsión, que pueden ocurrir durante la porción media de la carrera ascendente y de la descendente.

Si el contrabalanceo estructural se desprecia y la geometría de la instalación superficial no se considera ($\theta = 90^\circ$), recordando además que $r = S/2$, la ecuación (2.8.9) se reduce a:

$$C = 2 Wc (d/S) \quad \text{-----} \quad (2.8.12)$$

La torsión en el reductor de engranes, torsión neta alrededor del punto O, es:

$$T = W r \text{ sen } \theta - Wc d \text{ sen } \theta, \quad \text{-----} \quad (2.8.13)$$

donde W es el peso de las varillas en cualquier momento de la carrera.

Si de la ecuación (2.8.12) se tiene que:

$$Wc d = C S/2,$$

y esto se sustituye en la ecuación (2.8.13):

$$T = W (S/2) \text{ sen } \theta - C (S/2) \text{ sen } \theta,$$

$$T = (W - C) (S/2) \text{ sen } \theta. \quad \text{-----} \quad (2.8.14)$$

La ecuación anterior es una aproximación a la torsión instantánea en el reductor de engranes.

Los valores más altos posibles para W y $\text{sen } \theta$ son respectivamente: La carga máxima en la varilla pulida, $W_{\text{máx}}$ y $\text{sen } 90^\circ = 1.0$.

Entonces la torsión máxima (T_p) es:

$$T_p = (W_{\text{máx}} - C) (S/2). \quad \text{-----} \quad (2.8.15)$$

Generalmente una unidad puede estar fuera de contrabalanceo del 5 al 10 % del valor ideal, entonces considerando que el contrabalanceo es el 95 % del ideal, la expresión para predecir la torsión máxima es:

$$T_p = (W \text{ máx} - 0.95 C_i) (S/2) \quad \text{-----} \quad (2.8.16)$$

La ecuación anterior es la ecuación propuesta por Mills.

Otras ecuaciones planteadas para el cálculo del torque máximo son las siguientes:

— Método API.

$$T_p = WN (S/2) \quad \text{-----} \quad (2.8.17)$$

donde:

WN - Es la carga neta de la varilla pulida la cual se calcula con:

$$WN = 0.4 W \text{ máx} \quad \text{-----} \quad (2.8.18)$$

W máx - Es la carga máxima calculada con la ecuación (2.4.15).

Wf - Es la carga del fluido calculada con la ecuación (2.4.16).

— Expresiones de torque en función de la geometría de la unidad. La siguiente ecuación da una aproximación del torque para cualquier geometría: Convencional, Aerobalanceada y Mark II.

$$T_p = \frac{0.51W \text{ máx} (TF1) - W \text{ mín} (TF2)}{0.93} \quad \text{-----} \quad (2.8.19)$$

donde:

TF1 - Factor de torque máximo en la carrera ascendente, consultar su valor en la tabla B Apéndice A.

TF2 - Factor de torque máximo en la carrera descendente, consultar su valor en la tabla B Apéndice A.

El factor 0.93 se refiere a que se considera un 7 % de pérdidas mecánicas debidas a la fricción en el cojinete.

Si TF1 = TF2 (en cuanto a la simetría de la Unidad Convencional y Aerobalanceada) y el efecto de contrabalanceo ideal es aproximadamente un medio de la suma de las cargas máxima y mínima, la ecuación (2.8.19) se puede escribir como:

$$T_p = \frac{(W \text{ máx} - C_i) (TF \text{ máx})}{0.93} \quad \text{-----} \quad (2.8.20)$$

Donde:

TF máx - Factor de torque máximo, consultar su valor en la tabla 7 Apéndice A.

En cuanto a la reducción de velocidad del motor primario a la flecha del reductor de engranes, se tiene que la potencia es transmitida de la polea del motor de diámetro (de) a la polea de la unidad de diámetro (du), por medio de bandas. Si la velocidad del motor es N_e , la velocidad de la banda (v_b) es:

$$v_b = \pi \text{ de } N_e \quad (\text{pg/min}) \quad \text{-----} \quad (2.8.21)$$

La velocidad de la polea de la unidad (N_u) es:

$$N_u = \frac{v_b}{\pi \text{ du}} = N_e \left(\frac{\text{de}}{\text{du}} \right) \quad \text{-----} \quad (2.8.22)$$

Si la relación de engranes en el reductor de engranes es Z , la velocidad de bombeo será:

$$N = N_u / Z = \frac{N_e \text{ de}}{Z \text{ du}} \quad \text{-----} \quad (2.8.23)$$

PROBLEMAS RESUELTOS (II.8)

II.8.1

Considerando un sistema de bombeo con los siguientes datos:

Peso muerto de la varilla $W_r = 10000 \text{ lb.}$
 Peso del fluido $W_f = 4000 \text{ lb.}$

Entonces el contrabalanceo es:

$$\text{Contrabalanceo} = \frac{W_f}{2} + W_r$$

$$\text{Contrabalanceo} = \frac{4000}{2} + 10000$$

$$\text{Contrabalanceo} = 12000 \text{ lb.}$$

Determinar la fuerza desbalanceada durante la carrera ascendente y descendente para unidades de bombeo con balancín a) contrabalanceado y b) no contrabalanceado (despreciando los efectos de fricción y dinámicos).

a) Solución para Unidad Contrabalanceada.

- Carrera ascendente:

Fuerza desbalanceada = carga en la carrera ascendente - contrabalanceo

Fuerza desbalanceada = $(W_r + W_f) - \text{contrabalanceo}$

$$\text{Fuerza desbalanceada} = (10000 + 4000) - 12000 ,$$

$$\text{Fuerza desbalanceada} = 2000 \text{ lb} ,$$

- Carrera descendente:

$$\text{Fuerza desbalanceada} = \text{carga en la carrera descendente} - \text{contrabalanceo} ,$$

$$\text{Fuerza desbalanceada} = 12000 - 10000 ,$$

$$\text{Fuerza desbalanceada} = 2000 \text{ lb} ,$$

De tal manera que para una unidad de contrabalanceo apropiada, la fuerza desbalanceada es igual durante la carrera ascendente y la carrera descendente, siendo ésta equivalente a la mitad del peso del fluido.

b) Solución para Unidad No Contrabalanceada.

- Carrera ascendente:

$$\text{Fuerza desbalanceada} = \text{carga en la carrera ascendente} - \text{contrabalanceo} ,$$

$$\text{Fuerza desbalanceada} = (W_f + W_f) - \text{contrabalanceo} ,$$

$$\text{Fuerza desbalanceada} = (10000 + 4000) - 0 ,$$

$$\text{Fuerza desbalanceada} = 14000 \text{ lb} ,$$

- Carrera descendente:

$$\text{Fuerza desbalanceada} = \text{carga en la carrera descendente} - \text{contrabalanceo} ,$$

$$\text{Fuerza desbalanceada} = 0 - 10000 ,$$

$$\text{Fuerza desbalanceada} = - 10000 \text{ lb} ,$$

El peso del contrabalanceo, almacena energía durante la carrera descendente cuando la demanda de potencia es baja y libera energía durante la carrera ascendente, efectuando parte del trabajo de elevación del fluido y varillas.

II.B.2

Estimar las cargas máxima y mínima en la varilla pulida, los requerimientos de contrabalanceo y el máximo torque para una Unidad Convencional y una Unidad Mark II con las siguientes condiciones:

Profundidad de la bomba = 5900 pies

Producción deseada = 150 BFD

Eficiencia volumétrica = 90 %

Longitud de carrera de la varilla pulida = 64"

Velocidad de bombeo = 16.5 spm

Diámetro del émbolo = 1 1/4"
Varilla número 76 AFI
Densidad relativa del fluido = 1.0

a) Unidad Convencional,

- Carga máxima en la varilla pulida.

$$W \text{ máx} = W_f + W_r(1 + \alpha) ,$$

$$W_f = 0.433 \gamma (L A_p - 0.294 W_r) ,$$

$$W_r = L m .$$

Según la tabla 3 del Apéndice A, $m = 1.814 \text{ lb/pie}$.

$$W_r = (5900 \text{ pies}) (1.814 \text{ lb/pie}) ,$$

$$W_r = 10703 \text{ lb} .$$

$$A_p = \frac{\pi d_p^2}{4} = \frac{\pi (1.25)^2}{4} = 1.227 \text{ in}^2 .$$

$$W_f = 0.433 (1.0) (5900 \times 1.227 - 0.294 \times 10703) ,$$

$$W_f = 1772 \text{ lb} .$$

$$\alpha = \frac{S N^2}{70500} = \frac{64 (16.5)^2}{70500} ,$$

$$\alpha = 0.247 .$$

Entonces:

$$W \text{ máx} = 1772 + (10703)(1 + 0.247) ,$$

$$W \text{ máx} = 15119 \text{ lb} .$$

- Carga mínima en la varilla pulida.

$$W \text{ mín} = W_r (1 - \alpha - 0.127 \gamma) ,$$

$$W \text{ mín} = 10703 (1 - 0.247 - 0.127 \times 1.0) ,$$

$$W \text{ mín} = 6700 \text{ lb} .$$

- Contrabalanceo ideal.

$$C_i = 0.5 (W \text{ máx} + W \text{ mín}) ,$$

$$C_i = 0.5 (15119 + 6700) ,$$

$$C_i = 10910 \text{ lb} .$$

- Torque máximo.

$$T_p = \frac{(W \text{ máx} - C_i)(TF \text{ máx})}{0.93}$$

Según la tabla 7 Apéndice A, para la longitud de carrera de 64" y una Unidad Convencional se tiene un factor de torque máximo de $TF \text{ máx} = 34$.

$$T_p = \frac{(15119 - 10910)(34)}{0.93}$$

$$T_p = 153877 \text{ lb} - \text{pg}.$$

b) Unidad Mark II.

$$- W \text{ máx} = W_f + W_r(1 + 0.6 \alpha),$$

$$W \text{ máx} = 1772 + (10703)(1 + 0.6 \times 0.247),$$

$$W \text{ máx} = 14061 \text{ lb}.$$

$$- W \text{ mín} = W_r(1 - 1.4 \alpha - 0.127 \beta^2),$$

$$W \text{ mín} = 10703(1 - 1.4 \times 0.247 - 0.127 \times 1.0),$$

$$W \text{ mín} = 5643 \text{ lb}.$$

$$- C_i = 0.5(W \text{ máx} + W \text{ mín}),$$

$$C_i = 0.5(14061 + 5643) = 9852 \text{ lb}.$$

$$- T_p = \frac{0.5(W \text{ máx} TF_1 - W \text{ mín} TF_2)}{0.93}$$

Según la tabla 8 Apéndice A, para la longitud de carrera y una unidad Mark II, se tiene:

$$TF_1 = 29 ; TF_2 = 37.$$

$$T_p = \frac{0.5(14061 \times 29 - 5643 \times 37)}{0.93}$$

$$T_p = 106977 \text{ lb} - \text{pg}.$$

II.8.3

Las cargas máxima y mínima para una instalación de bombeo mecánico son determinadas por una carta dinamoétrica, siendo de 15500 lb y - 3500 lb respectivamente. El pozo tiene una bomba cuyo émbolo es de 2 pg, una varilla de 7/8 pg, una longitud de tubería de 5000 pies en

ciada. Los contrapesos de la unidad son de 6000 lb. Las dimensiones de la unidad son: $d=40$ pq, $r=28$ pq, $\rho_1 = \rho_2$. El efecto de contrabalanceo total es de 10000 lb.

Determinar lo siguiente:

a) Contrabalanceo estructural, C_e .

$$C_e = C_s + W_c (d/r) (1/2)$$

$$C_e = C - W_c (d/r) = 10000 - 6000 (40/28)$$

$$C_e = 1430 \text{ lb.}$$

b) Efecto de contrabalanceo ideal, C_i .

$$C_i = 0.5 (W_{\max} + W_{\min})$$

$$C_i = 0.5 (15500 + 3500)$$

$$C_i = 9500 \text{ lb.}$$

II.8.4

Un pozo de B.M. tiene una bomba cuyo émbolo es de $1 \frac{3}{4}$ " instalado a 4560 pies con una sarta de varillas de succión de $3/4$ ". Si la tubería está anclada y se tiene una velocidad de bombeo de 20.5 spm, una carrera de varilla pulida de 64 pq y una producción de 355 BPD de fluido cuya densidad relativa es de 0.87.

a) Calcular la carrera efectiva del émbolo.

Considerando que se trata de una sarta de un solo diámetro:

$$S_p = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 \gamma D A_p L}{E} \left[\frac{1}{A_t} + \frac{1}{A_r} \right]$$

Además como la TP está anclada, no existen los alargamientos de TP por lo cual la ecuación se manejará despreciando los términos que involucran A_t y considerando que la bomba ha sido probada en el nivel dinámico, es decir que $D = L = 4560$ pies, entonces:

$$S_p = S + \frac{L^2}{E} \left[40.8 \alpha - \frac{5.20 \gamma A_p}{A_r} \right]$$

$$\alpha = \frac{S H^2}{70500} = \frac{64(20.5)^2}{70500} = 0.381$$

Según la tabla 1 Apéndice A, se tiene que $A_p = 2.405$ pq^2 y de la tabla 4 se tiene que $A_r = 0.442$ pq^2 .

Entonces:

$$S_p = 64 + \frac{(4560)^2}{30 \times 10^6} \left[40.8 \times 0.381 - \frac{5.20 \times 0.87 \times 2.405}{0.442} \right]$$

$$S_p = 57.71 \text{ pg.}$$

b) Calcule las cargas máxima y mínima de la varilla pulida.

$$W_{\text{máx}} = W_f + W_r(1 + \alpha),$$

$$W_f = 0.433 \text{ }^M (L \text{ Ap} - 0.294 W_r),$$

$$W_r = L m.$$

Según la tabla 4 del Apéndice A, $m = 1.63 \text{ lb/pie.}$

$$W_r = (4560 \text{ pies}) (1.63 \text{ lb/pie}),$$

$$W_r = 7433 \text{ lb.}$$

Entonces:

$$W_f = 0.433 (0.87) (4560 \times 2.405 - 0.294 \times 7433),$$

$$W_f = 3308 \text{ lb.}$$

Finalmente:

$$W_{\text{máx}} = 3308 + (7433)(1 + 0.381),$$

$$W_{\text{máx}} = 13573 \text{ lb.}$$

$$W_{\text{mín}} = W_r (1 - \alpha - 0.127 \text{ }^M),$$

$$W_{\text{mín}} = 7433 (1 - 0.381 - 0.127 \times 0.87),$$

$$W_{\text{mín}} = 3780 \text{ lb.}$$

c) Calcular la eficiencia volumétrica para esta bomba.

Si se tiene que:

$$E_v = Q/PD,$$

$$PD = K S_p N.$$

De la tabla 1 Apéndice A y de acuerdo al diámetro del émbolo, se tiene que:

$$K = 0.357 \text{ BPD/pg/spm.}$$

Entonces:

$$PD = 0.357 \times 57.71 \times 20.5,$$

$$PD = 422 \text{ BPD.}$$

Finalmente:

$$E_v = 355 \text{ BPD}/422 \text{ BPD.}$$

$$E_v = 84 \%.$$

d) Si se tiene instalado en este pozo un equipo superficial que in-

ciuye una unidad de bombeo Lufkin C-100D-64-23, una manivela - 6460R y un contrapeso 3CR.

Para este equipo el efecto de contrabalanceo estructural (Cs) dado por el fabricante es de + 671 lb y la longitud de la manivela es de 59.5 pq. Si el contrapeso 3CR es de 8250 lb y tiene su centro de gravedad a 7.05 pq desde su borde.

¿Cuál debe ser la posición del contrapeso a fin de obtener el efecto de contrabalanceo ideal ? .

Para esta unidad se tiene que el contrabalanceo ideal (Ci) es de:

$$C_i = 0.5 W_f + W_r (1 - 0.127 \frac{r}{l}) .$$

$$C_i = 0.5 \times 3300 + 7433(1 - 0.127 \times 0.87) .$$

$$C_i = 8236 \text{ lb} .$$

Además, se tiene que:

$$r = \frac{1}{2} l = \frac{1}{2} \times 64 = 32 \text{ pq} .$$

Si se sabe que,

$$d = \frac{r (C_i - C_s)}{W_c} .$$

y usando los datos de la unidad de bombeo instalada,

$$d = \frac{32 (8236 - 671)}{5250} .$$

$$d = 46.3 \text{ pq} .$$

En función de la longitud de la manivela, la distancia del filo exterior del contrapeso al final de la manivela será de:

$$y = l - d - x .$$

$$59.5 - 46.3 - 7.05 = 6.2 \text{ pq} .$$

- e) Considerando que la unidad del inciso anterior está contrabalancada con el 95 % del valor ideal, o sea, que la unidad está fuera de contrabalanceo el 5 % del valor ideal. Calcular el torque máximo sobre la caja de engranes usando la ecuación de Mills y decidir si la unidad descrita puede manejar este torque satisfactoriamente.

El torque máximo es definido con:

$$T_o = (W_{\text{máx}} - 0.95 C_i) (S/2) .$$

$$W_{\text{máx}} = W_f + W_r (1 + \alpha) .$$

$$W \text{ máx} = 3308 + 7433 (1 + 0.381) .$$

$$W \text{ máx} = 13573 \text{ lb} .$$

Si el contrabalanceo ideal es de 8266 Lb entonces, el torque máximo será:

$$T_p = (13573 - 0.95 \times 8266) (64/2) ,$$

$$T_p = 183000 \text{ lb} - \text{pg} .$$

Si la unidad descrita está en un rango de 160000 lb - pg, el reductor de engrane probablemente fallará si se sujeta al torque máximo de 183000 lb - pg.

f) Calcular el torque máximo usando el método AFI.

$$T_p = WN (S/2) .$$

$$WN = 0.4 W \text{ máx} .$$

Para este método se tiene que:

$$W \text{ máx} = (W_f + W_f) \left[1 + \frac{SN}{5400} \right] .$$

La carga debida al fluido producido para este método es:

$$W_f = 0.433 \sqrt{L A_p} ,$$

$$W_f = 0.433 \times 0.87 \times 4560 \times 2.405 .$$

$$W_f = 4131 \text{ lb} .$$

$$W \text{ máx} = (7433 + 4131) \left[1 + \frac{64 \times 20.5}{5400} \right] .$$

$$W \text{ máx} = 14374 \text{ lb} .$$

$$WN = 0.4 \times 14374 .$$

$$WN = 5750 \text{ lb} .$$

Finalmente:

$$T_p = 5750 (64/2) ,$$

$$T_p = 183987 \text{ lb} - \text{pg} .$$

II.8.5

Un motor eléctrico de 1200 rpm se usará como motor primario para una

unidad operada a 20 rpm. La relación de engranes en el reductor es de 29.32 a 1 y la polea de la unidad tiene un diámetro de 19.25 pulg. Calcule el diámetro de la polea a ser usada en el motor.

$$d_e = Z d_u (N/N_e) ,$$

$$d_e = 29.32 \times 19.25 (20/1200) ,$$

$$d_e = 9.4 \text{ pulg.}$$

PROBLEMAS PROPUESTOS (11.8)

- 2.18. Considerando que la unidad instalada en el pozo del problema (2.-16) es contrabalanceada idealmente. Calcule el torque máximo sobre el reductor de engranes usando la fórmula desarrollada por Mills y compárelo con el torque máximo calculado con el método API.
Resp. Ecuación de Mills, 169064 lb - pulg .
Método API, 183735 lb - pulg .
- 2.19. En el pozo del problema (2.16), fue corrido un registro dinamométrico. El análisis de la carta dinamométrica mostró una carga mínima sobre la varilla pulida de 2900 lb, una carga máxima de 11500 lb y una potencia sobre la varilla pulida de 11.02 hp. De acuerdo a los resultados del registro dinamométrico, calcular:
a) El efecto de contrabalanceo ideal. Resp. 7650 lb.
b) El máximo esfuerzo al que está sometida la sarta de varillas de succión. Resp. 25018 lb/pulg.
c) El máximo torque si la unidad está contrabalanceada 5 % menos del valor ideal. Resp. 148138 lb - pulg.
d) Determinar el rango de los esfuerzos (en la parte superior de la sarta de varillas) expresado como un porcentaje máximo de esfuerzos. Resp. 66.5 % .
- 2.20. La manivela de una cierta unidad contrabalanceada tiene su centro de gravedad a 33 pulg del centro de la flecha del reductor de engranes, cuando la longitud de carrera de la varilla pulida es de 44 pulg. Sin embargo, para reducir la velocidad de bombeo y disminuir la carga máxima en la varilla pulida se tuvo que cambiar la longitud de carrera a 69 pulg. ¿Cuál va a ser la nueva distancia del centro de gravedad de la manivela al centro de la flecha del reductor de engranes, si se desea mantener el mismo efecto de contrabalanceo? . Resp. 49 pulg .

11.9 CARTA DINAMOMETRICA

El único método exacto de determinar las cargas en la sarta de varillas y resto del sistema de bombeo en el subsuelo, es por medición directa. El instrumento que se utiliza para este propósito es el dinamómetro. Este permite determinar las cargas y proporciona los medios para analizar el rendimiento del sistema de bombeo.

Los dinamómetros en general, proporcionan una carta donde se registran las cargas instantáneas sobre la varilla pegada a sus diferentes posiciones durante el ciclo de bombeo, dicha carta es la llamada Carta Dinamométrica.

El dinamómetro electrónico consiste en una combinación electromecánica de un medidor de carga electrónico de alta sensibilidad, de un medidor de desplazamiento o transductor de posición, cada medidor va conectado a un canal de un amplificador electrónico que registra las cargas y desplazamientos en una carta de registro instantáneo. Así quedan registradas las cargas y desplazamientos instantáneos durante todo el ciclo de bombeo. Los datos así obtenidos son sometidos a un proceso matemático con computadora electrónica que permite calcular las verdaderas condiciones en el fondo del pozo, que se producen en el sistema.

Si en la carta dinamométrica se registran las cargas en la ordenada y los desplazamientos en la abscisa, además considerando que un sistema de bombeo ideal tiene las siguientes condiciones: (1) el pozo es bombeado muy lentamente; (2) no hay fuerzas de vibración dentro del sistema; (3) no hay fuerzas de fricción; (4) la válvula de pie abre y la válvula viajera cierra instantáneamente al iniciar la carrera ascendente; (5) la válvula de pie cierra y la válvula viajera abre instantáneamente al iniciar la carrera descendente; y (6) no existen cambios de longitud en las varillas debido a la transferencia de carga del fluido, entonces, la carta dinamométrica para este pozo va a ser rectangular, tal como lo muestra la siguiente figura:

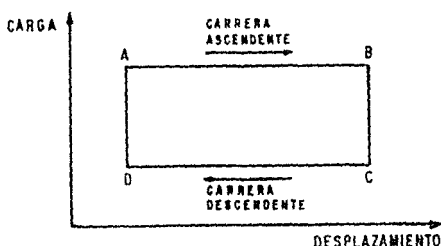


Fig. 2.7 Carta dinamométrica para un sistema de bombeo ideal.

En la figura anterior, la línea AB representa la carrera ascendente y durante ésta la carga en la varilla está formada por el peso del fluido más el peso de las varillas en el fluido. Al final de la carrera ascendente, toda la carga de fluido es transferida a la válvula de pie, y la línea CD representa la carrera descendente, donde se indica que la carga en la varilla es únicamente el peso de las mismas en el fluido. Por lo que, la forma de la carta dinamométrica ideal está en función de dos factores de carga, la carga del fluido y el peso de las varillas en él. Sin embargo, para un sistema de bombeo real es imposible obtener las condiciones ideales y básicas.

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

mente los factores de carga contribuyen a la forma real de las cartas.

Para la interpretación de una carta dinamométrica real es necesario ser hábil en este campo, dicha habilidad se adquiere con el estudio y la experiencia.

Las interpretaciones de cartas que se realizan con mayor frecuencia, son de problemas comunes, como por ejemplo:

- Pozos inicialmente bombeados a velocidades sincrónicas.
- Restricciones en el pozo.
- Embolo pegado.
- Excesiva fricción en el sistema de bombeo.
- Fallas en el llenado del barril de trabajo.
- Llenado parcial de gas en el barril.
- Paso total de gas a la bomba, debido a una falla en la válvula de pie al abrir.
- Sobrecarrera o bajocarrera del embolo.

Es importante hacer notar que es imposible analizar un pozo, estudiando solamente una carta dinamométrica por lo que se deben considerar varias, ya que dos cartas dinamométricas de un mismo pozo no van a ser forzosamente iguales. Por lo que, a fin de que se obtenga una carta representativa del pozo, es aconsejable tomar de tres a cuatro cartas en intervalos de 15 a 20 minutos. Además, se deben conocer las características e historia productiva del pozo.

En la actualidad el dinamómetro se ha convertido en una herramienta sumamente importante, debido a que mediante su uso es posible obtener la siguiente información:

- a) En la sarta de varillas.
 - Carga máxima y mínima.
 - Esfuerzo.
 - Rango de cargas.
- b) En el equipo superficial.
 - Torque en el reductor de engranes y en el motor principal.
 - Potencia en la varilla pulida para elevar el fluido y vencer la fricción.
 - Contrabalanceo apropiado.
- c) Comportamiento de la bomba subsuperficial.

Para determinar un valor de torque instantáneo, Fagg ha obtenido un método apropiado en el que únicamente se usa la información disponible de la carta dinamométrica, considerando un movimiento armónico simple para las varillas y una velocidad angular uniforme para la manivela. También hace uso de la ecuación (2.8.14), en la cual se considera que la biela está vertical en todo momento y se desprecia la geometría de la instalación superficial. A pesar de estas limitaciones

taciones, el método es muy usado para muchos propósitos y puede ser empleado rápida y fácilmente por el ingeniero de campo. Para entender la forma en que se obtiene la información que involucra el cálculo del torque instantáneo a partir de la carta dinamo-métrica, es conveniente observar detalladamente la siguiente figura.

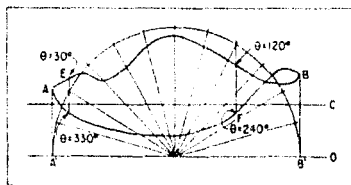


Fig. 2.8 Método aproximado para calcular el torque instantáneo.

En ésta figura se distinguen la línea de carga cero (O) y la línea que representa el efecto de contrabalanceo (C). Los puntos A y B representan el inicio de la carrera ascendente y el de la carrera descendente respectivamente, mostrando el movimiento de la manivela. El ángulo θ es el ángulo entre la manivela y la vertical, medido en el sentido de las manecillas del reloj a partir de la posición de la manivela al inicio de la carrera ascendente. Si A y B son proyectados verticalmente sobre la línea de carga cero (A'B'), se dibuja un semicírculo de diámetro (A'B'/2) sobre esta proyección. Los puntos que definen la carta dinamo-métrica son ángulos de la manivela, los cuales pueden ser definidos de la siguiente forma: se divide el semicírculo en segmentos de 15° cada uno y se trazan líneas verticales sobre estos puntos. La intersección de dichas verticales con la curva de carga representan valores de carga en la varilla pulida (carga instantánea W) a distintos ángulos de la manivela, tanto en la carrera ascendente como descendente.

De acuerdo a la figura anterior, se pueden realizar los siguientes cálculos:

- Carga instantánea de la varilla pulida a diferentes ángulos de la manivela.

$$W = Y \times OE \quad \text{o} \quad W = Y \times OF \quad \text{----- (2.9.1)}$$

donde:

- Y - Es la constante del dinamómetro, lb/pq.
- OE - Es la distancia de la línea de carga cero hasta el punto del ángulo θ en la carrera ascendente, leída en la carta dinamo-métrica, pq.
- OF - Es la distancia de la línea de carga cero hasta el punto del ángulo θ en la carrera descendente, leída en la carta dinamo-métrica, pq.

- Contrabalanceo instantáneo (C).

$$C = Y \times OC \quad \text{----- (2.9.2)}$$

donde:

OC - Es la distancia de la línea de carga cero hasta la línea C (efecto de contrabalanceo), leída en la carta dinamométrica, pd. Esta distancia no depende de la posición de la manivela.

- Torque instantáneo (T).

$$T = (W - C) (S/2) \text{ sen } \theta \quad \text{---- (2.9.3)}$$

Para determinar las cargas correspondientes a los ángulos de la manivela, es importante saber que en la carrera ascendente el ángulo variará de 0° a 180° y en la carrera descendente variará de 180° a 360° .

De acuerdo a los valores de torque instantáneo a lo largo de todo el ciclo de bombeo y en las distintas posiciones de la manivela, se puede determinar, cuándo la instalación está contrabalanceda - adecuadamente, le falta contrabalanceo o está sobre contrabalanceda. Esto se puede observar en las siguientes figuras:

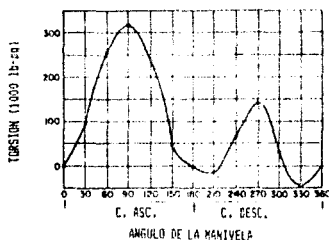


Fig. 2.9 Curva de torsión para un pozo bajo contrabalancedo.

En esta figura se observa que el torque máximo en la carrera ascendente es mucho mayor que en la carrera descendente.

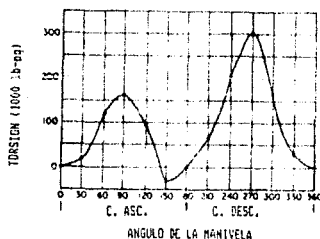


Fig. 2.10 Curva de torsión para un pozo sobre contrabalancedo.

En esta figura se observa que el torque máximo en la carrera ascendente es menor que en la carrera descendente.

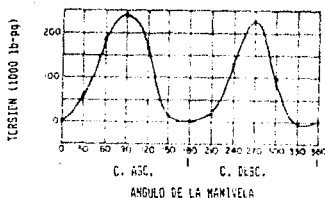


Fig. 2.11 Curva de torsión para un pozo correctamente contrabalanceado.

En esta figura se observa que los torques, tanto en la carrera ascendente como descendente, son aproximadamente iguales.

Por otro lado, Agnew ha superado el uso de ciertos datos de la carta dinamométrica para determinar en el pozo la presión de bombeo en el fondo (FW) y el nivel neto del fluido (LN). Los datos que se necesitan para estos cálculos, se obtienen de las pruebas que se llevan a cabo para chequear las condiciones de las válvulas, en cuanto a estas pruebas y de acuerdo al método establecido por Faqq se puede obtener el peso de las varillas (W_{rm}) y el peso de las varillas más el fluido (W_{rfm}). Para medir el peso de las varillas más el fluido durante la prueba donde se chequea la válvula viajera, la unidad se para cerca de la mitad de la carrera ascendente y la línea que se registra sobre la carta dinamométrica representa el peso de la sarta de varillas más el del fluido, sobre el embolo. Para medir el peso de la varilla durante la prueba para chequear la válvula de pie, la unidad se para cerca del final de la carrera descendente donde la válvula de pie esta cerrada y la viajera abierta, registrándose sobre la carta dinamométrica una línea que representa el peso de las varillas.

De acuerdo a las mediciones anteriores, se pueden calcular los siguientes parámetros:

- La carga del fluido medido (W_{fm}).

$$W_{fm} = W_{rfm} - W_{rm} \quad \text{----- (2.9.4)}$$

- La densidad relativa real.

Si se considera que la tubería puede estar llena con una mezcla de agua salada, aceite y gas, la densidad relativa real del fluido en la tubería no es muy fácil de determinar con datos superficiales, sin embargo, se puede calcular de datos obtenidos en la prueba sobre la válvula de pie. Si de dicha prueba se obtiene el peso de las varillas medido y éste valor es el peso de las varillas en el aire afectado por la densidad del fluido, o sea que:

$$W_{rm} = W_r (1 - 0.127 \delta) \quad \text{----- (2.9.5)}$$

entonces:

$$\delta = 7.87 [1 - (W_{rm}/W_r)] \quad \text{----- (2.9.5)}$$

- La presión de bombeo en el fondo del pozo

La diferencia entre las cargas del fluido, tanto medida como calculada, es la fuerza resultante de la presión en el fondo que actúa sobre el área del émbolo (A_p), entonces:

$$P_w = \frac{W_f - W_{fm}}{A_p} \quad \text{----- (2.9.6)}$$

Donde el valor de W_f se debe calcular con la ecuación del método API (Ec. 2.4.16).

- El nivel neto.

Este nivel es el nivel real de la bomba, L , menos el nivel generado por la presión de bombeo en el fondo, es decir:

$$LN = L - \frac{P_w}{0.433 \gamma}$$

$$LN = L \left[1 - \frac{P_w}{0.433 \gamma L} \right]$$

Sustituyendo el valor de P_w en la ecuación anterior:

$$LN = L \left[1 - \frac{W_f - W_{fm}}{0.433 \gamma L A_p} \right]$$

Además, si se considera que $W_f = 0.433 \gamma L A_p$, la ecuación anterior se reduce a:

$$LN = L \left[1 - \frac{W_f - W_{fm}}{W_f} \right] = L - \frac{W_{fm}}{W_f} \quad \text{----- (2.9.7)}$$

También, mediante un análisis detallado de las dimensiones de una carta dinamométrica, se puede determinar el comportamiento del equipo de bombeo. Las dimensiones que se identifican en la carta dinamométrica son las siguientes:

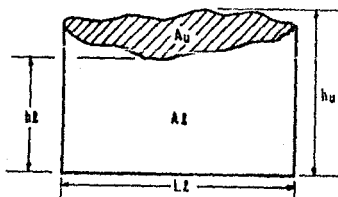


Fig. 2.12 Mediciones requeridas para un análisis detallado de una carta dinamométrica.

donde:

A_u - Es el área comprendida dentro de la curva cerrada, pg^2 .

A_l - Es el área situada entre la parte inferior de la curva cerrada y la línea de carga cero, pg^2 .

L_l - Es la longitud de la curva cerrada, pg .

h_u - Es la distancia de la línea de carga cero al punto que representa la carga máxima, pg .

h_l - Es la distancia de la línea de carga cero al punto que representa la carga mínima, pg .

A partir de estas dimensiones, se puede obtener la siguiente información:

- Las cargas máxima y mínima.

$$W_{\max} = Y \times h_u \quad \text{----- (2.9.8)}$$

$$W_{\min} = Y \times h_l \quad \text{----- (2.9.9)}$$

- El rango de cargas.

$$\text{Rango de carga} = W_{\max} - W_{\min} \quad \text{----- (2.9.10)}$$

- Contrabalanceo real de la unidad.

$$C_i = 0.5 \left[Y \frac{A_u + A_l}{L_l} + Y \frac{A_l}{L_l} \right] = \frac{Y}{L_l} \left[A_l + \frac{A_u}{2} \right] \quad \text{----- (2.9.11)}$$

Donde:

$Y \frac{A_u + A_l}{L_l}$ Es la carga promedio en la carrera ascendente.

$Y \frac{A_l}{L_l}$ Es la carga promedio en la carrera descendente.

- Eficiencia total de bombeo.

Conociendo la longitud de la carrera de la varilla pulida y la velocidad de bombeo, se puede calcular la potencia de la varilla (Hp). Si la fuerza efectiva de la varilla pulida es:

$$Y \frac{A_u}{L_l} \quad (1b) \quad ,$$

de acuerdo a esto el trabajo realizado por la varilla pulida es:

$$S Y \frac{A_u}{L_l} \quad (1b - pg/embolada) \quad ,$$

finalmente la potencia de la varilla pulida es:

$$Hp = S Y \frac{Au}{Ll} \frac{lb - pq}{embolada} \times \frac{N embolada/min}{12 \times 33000 lb/pq/min/hp}$$

$$Hp = S Y \frac{Au H}{Ll 396000} (hp) \quad \text{----- (2.9.12)}$$

La eficiencia máxima de la instalación se calcula comparando la potencia de la varilla pulida con la potencia de entrada en el motor primario (He).

$$Eb \text{ máx} = Hp/He \quad (\%) \quad \text{----- (2.9.13)}$$

la eficiencia mínima de la instalación se calcula comparando la potencia hidráulica (Hh potencia de salida) con la potencia de la varilla pulida.

$$Eb \text{ mín} = Hh/Hp \quad (\%) \quad \text{----- (2.9.14)}$$

la eficiencia total de la instalación es:

$$Eb \text{ tot} = Eb \text{ máx} \times Eb \text{ mín} \quad (\%) \quad \text{----- (2.9.15)}$$

PROBLEMAS RESUELTOS (II.9)

II.9.1

En la Fig. 2.8, la distancia del punto E a la línea de carga cero es $1 \frac{3}{16}$ ", la distancia del punto F sobre la misma línea de carga cero es $11/16$ " y la distancia de la línea C a la línea de carga cero es de $13/16$ ". Si la constante del instrumento es de 4000 lb/pq y la longitud de carrera de la varilla pulida es de 72 pq, calcule el torque instantáneo sobre el reductor de engrane cuando:

a) La manivela se desplaza un ángulo de 30° .

$$T = (W - C) (S/2) \text{ sen } \theta$$

$$W = Y \times OE = 4000 \text{ lb/pq} \times 1 \frac{3}{16} \text{ pq} = 4750 \text{ lb}$$

$$C = Y \times OC = 4000 \text{ lb/pq} \times 13/16 \text{ pq} = 3250 \text{ lb}$$

$$T = (4750 - 3250) (72/2) \text{ sen } 30^\circ$$

$$T = 27000 \text{ lb - pq}$$

b) La manivela se desplaza un ángulo de 240° .

$$W = Y \times OE = 4000 \text{ lb/pq} \times 11/16 \text{ pq} = 2750 \text{ lb}$$

$$T = (2750 - 3250) (72/2) \text{ sen } 240^\circ$$

$$T = 15388 \text{ lb} \cdot \text{pg}.$$

11.9.2

Para la carta del ejemplo anterior, el punto que representa la carga máxima de la varilla pulida está a 1.5 pg arriba de la línea de carga cero y el punto que representa la carga mínima de la varilla pulida está a 5/16" arriba de la línea de carga cero. La orilla exterior del contrapeso está a 32 pg del final de la manivela, la longitud de la manivela es de 82 pg y la distancia del centro de gravedad a la orilla exterior del contrapeso es de 7 pg. Despreciando los efectos del contrabalanceo estructural y la geometría de la instalación superficial, calcular la posición a la cual el contrapeso debe ser colocado para obtener el contrabalanceo apropiado.

Dado que:

$$W_{\text{máx}} = Y \times h_u = 4000 \text{ lb/pg} \times 1.5 \text{ pg} = 6000 \text{ lb}.$$

$$W_{\text{mín}} = Y \times h_l = 4000 \text{ lb/pg} \times 5/16 \text{ pg} = 1250 \text{ lb}.$$

Además, si los subíndices 1 indican las condiciones existentes y los subíndices 2 las condiciones apropiadas, el contrabalanceo apropiado será, de acuerdo a la ecuación (2.8.4):

$$C_2 = 0.5(6000 + 1250) = 3625 \text{ lb}.$$

Considerando la ecuación (2.8.12), se tiene que:

$$C = 2 W_c (d/S) \quad ; \quad C/d = 2W_c/S$$

Si no cambia el contrapeso y la longitud de la varilla pulida, la relación C/d será constante, entonces:

$$\frac{C_1}{d_1} = \frac{C_2}{d_2} \quad \text{----- (1)}$$

y por otro lado, de la ecuación (2.8.11), se tiene que:

$$j = d + x + y.$$

de tal forma que para las dos condiciones manejadas la longitud de la manivela y la distancia de la flecha del reductor de engranes al centro de gravedad del contrapeso serán de:

$$j = d_1 + x + y_1 \quad ; \quad d_1 = j - x - y_1 \quad \text{----- (2)}$$

$$j = d_2 + x + y_2 \quad ; \quad d_2 = j - x - y_2 \quad \text{----- (3)}$$

Sustituyendo las ecuaciones (2) y (3) en la ecuación (1),

$$\frac{C_1}{j - x - y_1} = \frac{C_2}{j - x - y_2}$$

despejando y_2 de la ecuación anterior, la posición del contrapeso -

para obtener el contrabalanceo apropiado será de:

$$y_2 = j - x - \frac{C_1}{C_2} (j - x - y_1) .$$

$$y_2 = 82 - 7 - \frac{3625}{3250} (82 - 7 - 32) .$$

$$y_2 = 27 \text{ pg} .$$

11.9.3

Un pozo tiene instalada una bomba cuyo émbolo es de 1 3/4" en una sarta de varillas telescópica compuesta de 3500 pies de varilla de 3/4" y 2000 pies de varilla de 7/8". Las pruebas sobre las válvulas de pie y viajera dan valores de 8910 lb para la carga de la varilla (Wrm) y 12370 lb para la carga del fluido más las varillas (Wrfm). Usando el método sugerido por Agnew, calcular la presión de fondo (Pw) y el nivel neto del pozo (LN).

La presión de bombeo en el fondo es:

$$P_w = \frac{W_f - W_{fm}}{A_p} .$$

$$W_f = 0.433 \text{ } \gamma^f \text{ L } A_p .$$

$$A_p = 2.405 \text{ psf Tabla 1 Apéndice A para émbolo de 1 3/4" .}$$

$$L = L_1 + L_2 = 3500 + 2000 = 5500 \text{ pies} .$$

$$W_r = L_1 m_1 + L_2 m_2 .$$

$$m_1 = 1.63 \text{ lb/pie Tabla 4 Apéndice A para varilla 3/4" .}$$

$$m_2 = 2.16 \text{ lb/pie Tabla 4 Apéndice A para varilla 7/8" .}$$

$$W_r = 3500 \text{ pie} \times 1.63 \text{ lb/pie} + 2000 \text{ pie} \times 2.16 \text{ lb/pie} .$$

$$W_r = 10025 \text{ lb} .$$

$$\gamma^f = 7.87 (1 - W_{rm}/W_r) = 7.87 (1 - 8910/10025) = 0.875 .$$

$$W_f = 0.433 \times 0.875 \times 5500 \times 2.405 = 5012 \text{ lb} .$$

$$W_{fm} = W_{rfm} - W_{rm} .$$

$$W_{fm} = 12370 - 8910 = 3460 \text{ lb} .$$

Finalmente:

$$P_w = \frac{5012 - 3460}{2.405} .$$

$$P_w = 645 \text{ lb/pg}^2 .$$

Si el nivel de fluido neto está dado por:

$$LN = L - \frac{P_w}{0.433} ,$$

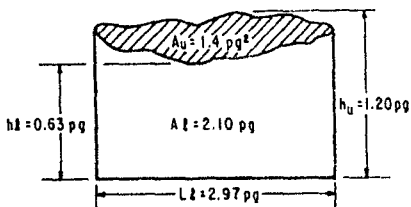
entonces:

$$LN = 5500 \text{ pie} - \frac{645 \text{ lb/pg}^2}{0.433 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} \times 0.675} ,$$

$$LN = 3798 \text{ pies} .$$

11.9.4

Del análisis de una carta dinamométrica se obtuvieron las siguientes medidas:



La constante del instrumento es de 6000 lb/pg. El pozo al cual le corresponde la carta dinamométrica analizada, tiene una velocidad de bombeo de 20 spm con 54 pg de longitud de carrera de la varilla pulida dando un gasto de 200 BPD de un fluido cuya densidad relativa es 0.85. El nivel neto del fluido es 3500 pies y la potencia promedio de entrada del motor primario es de 8 Kw. Con esta información, calcular:

- a) El rango de cargas expresado como un porcentaje máximo de carga en la varilla pulida.

Con las dimensiones de la carta mostrada anteriormente:

$$W_{\text{máx}} = h_u \times Y .$$

$$W_{\text{mín}} = h_l \times Y .$$

$$W_{\text{máx}} = 1.20 \text{ pg} \times 6000 \text{ lb/pg} = 7200 \text{ lb} .$$

$$W_{\text{mín}} = 0.63 \text{ pg} \times 6000 \text{ lb/pg} = 3780 \text{ lb} .$$

$$\text{Rango de carga} = \frac{W_{\text{máx}} - W_{\text{mín}}}{W_{\text{máx}}} ,$$

$$\text{Rango de carga} = \frac{7200 - 3780}{7200} = 47.5 \%$$

b) El efecto de contrabalanceo correcto de la unidad.

Este efecto, se calcula con la siguiente ecuación:

$$C_i = \frac{Y}{L \lambda} \left[A \lambda + \frac{A u}{2} \right]$$

Entonces:

$$C_i = \frac{6000}{2.97} \left[2.10 + \frac{1.4}{2} \right]$$

$$C_i = 5656 \text{ lb}$$

c) La eficiencia total de la instalación.

$$E_b \text{ tot} = E_b \text{ máx} \times E_b \text{ mín} \quad (\%)$$

$$E_b \text{ máx} = H_o / H_e \quad (\%)$$

$$E_b \text{ mín} = H_h / H_o \quad (\%)$$

$$H_e = \frac{B \text{ Kw}}{0.746 \text{ Kw/hp}} = 10.72 \text{ hp}$$

$$H_h = 7.36 \times 10^{-6} \text{ q } \delta^3 \text{ LN}$$

$$H_h = 7.36 \times 10^{-6} \times 200 \times 0.85 \times 3500 = 4.38 \text{ hp}$$

$$H_p = \frac{S \text{ Y Au N}}{L \delta 396000}$$

$$H_p = \frac{54 \times 6000 \times 1.40 \times 20}{2.97 \times 396000} = 7.71 \text{ hp}$$

$$E_b \text{ máx} = 7.71 / 10.72 = 71.9 \%$$

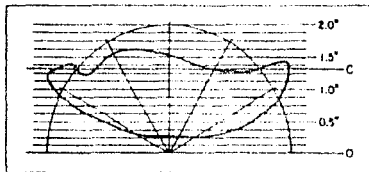
$$E_b \text{ mín} = 4.38 / 7.71 = 56.8 \%$$

Entonces, la eficiencia total de la instalación es:

$$E_b \text{ tot} = 0.719 \times 0.568 = 40.7 \%$$

PROBLEMAS PROPUESTOS (11.9)

- 2.21 Un pozo de bombeo mecánico tiene una sarta de varillas de succión -- que consiste de dos tramos, uno de 3575 pies de $3/4"$ y otro de 2625 pies de $7/8"$. Una prueba en la válvula de pie en el pozo da una carga estática de 10190 lb. ¿Cuál es la densidad relativa del fluido en la tubería? Resp. 0.895 .
- 2.22 Para el pozo del problema anterior, el diámetro del émbolo es de $1\ 3/4"$. Si una prueba sobre la válvula viajera muestra una carga de 14725 lb. ¿Qué presión de bombeo en el fondo es la indicada y qué nivel neto tiene el pozo? Resp. 502 lb/qq² , 4992 pies.
- 2.23 La carta dinamo-métrica de un cierto pozo es mostrada en la siguiente figura. La longitud de la carrera de la varilla pulida es de 44 pg y la velocidad de bombeo de 19.5 spm. La constante del dinamómetro usado es de 8000 lb/pg. Calcular el torque sobre el reductor de engrane, cuando la manivela ha realizado ya un ángulo de 330° desde el inicio de la carrera ascendente. Resp. 38500 lb - pg .



- 2.24 Para cierta instalación de bombeo que produce 200 EPD de un fluido que tiene una densidad relativa de 0.845, a una profundidad de 2500 pies. ¿Cuál es la mínima eficiencia para esta instalación, si la prueba dinamo-métrica mostró una potencia en la varilla pulida de 7.4 hp? Resp. 42 % .
- 2.25 El Área comprendida entre la parte inferior de la curva cerrada y la línea de carga cero de una cierta carta dinamo-métrica es de 3.82 pg² y el Área comprendida dentro de la curva cerrada es de 2.97 pg². La longitud de la curva cerrada es de 4.56 pg y la constante del instrumento es de 5550 lb/pg. Calcule el efecto de contrabalanceo correcto para esta unidad. Resp. 6456 lb .
- 2.26 Para el pozo del ejemplo anterior, la velocidad de bombeo es de 20 spm y la longitud de carrera de la varilla pulida es de 48 pg. Calcular la máxima eficiencia de la instalación si el vatímetro, sobre la línea del motor eléctrico usado inicialmente como el motor primario, muestra una potencia procedo de entrada de 14.5 Kw. Resp. 45 % .

11.10 DISEÑO DE INSTALACIONES DE BOMBEO MECÁNICO

Se muestran dos procedimientos para diseñar una instalación de --

Bombas Mecánicas. Dichos procedimientos son:

- A) Método Craft & Holden .
- B) Método API-RP-11L .

En general, para los dos métodos considerados la información que debe conocerse o suponerse para determinar las cargas y desplazamiento de la bomba en el diseño de una instalación de Bombeo Mecánico son:

- Nivel de fluido (Nivel neto), pie.
- Profundidad de la bomba, pie.
- Velocidad de bombeo, gpm.
- Carrera de la varilla pulida, pq.
- Diámetro del émbolo, pq.
- Densidad relativa del fluido.
- Diámetro nominal de la IP y si está anclada o desanclada.
- Tamaño y diseño de la varilla pulida.

Conociendo estos factores es posible que se calculen los siguientes parámetros en el diseño:

- Carrera efectiva del émbolo, pq.
- Desplazamiento de la bomba, BPD.
- Carga máxima de la varilla pulida, lb.
- Carga mínima de la varilla pulida, lb.
- Torque máximo de la manivela, lb - pq.
- Potencia en la varilla pulida, hp.
- Contrapeso requerido, lb.

La solución para el problema de diseño se logra a través de ensaye y error. Generalmente se requieren tres pasos en el diseño de una instalación:

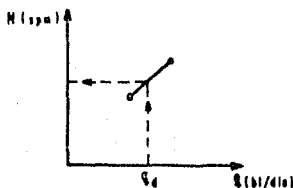
1. Se hace una selección preliminar de los componentes de la instalación.
2. Se calculan las características de operación de la selección preliminar utilizando las fórmulas básicas, tablas y figuras sugeridas para cada método.
3. Se compara el desplazamiento y las cargas de la bomba con los volúmenes, rangos de carga, esfuerzos y otras limitaciones de la selección preliminar.

En algunas ocasiones es necesario hacer otras selecciones y cálculos para no exceder las limitaciones de los componentes de la instalación. Frecuentemente es necesario hacer más de una selección de equipo antes de obtener la instalación óptima.

A) Método Craft & Holden .

Los pasos a seguir en el diseño de una instalación de Bombeo Mecánico mediante este método son los siguientes:

- 1.- De la producción máxima estimada de fluido y la eficiencia volumétrica, calcule el desplazamiento teórico de la bomba. Para este cálculo, se tienen dos alternativas: una cuando se desconoce la eficiencia volumétrica y no se pide calcularla, se considera del 80 % y otra si se pide calcularla será necesario hacerlo.
- 2.- Con la profundidad de colocación de la bomba, el desplazamiento teórico de la bomba y la figura 6 del Apéndice A, determine la longitud de carrera y el rango API de la unidad de bombeo que se selecciona. De la literatura del fabricante seleccione una unidad que maneje la longitud de carrera de varilla pulida y el rango API deseado.
- 3.- De las tablas 9 a 16 del Apéndice A, seleccione la apropiada para la unidad elegida en el paso 2 y determine el diámetro de la TP, del émbolo y de las varillas de succión, así como la velocidad de bombeo que corresponde a la profundidad de colocación de la bomba.
- 4.- Calcule la longitud fraccional de cada sección de la sarta de varillas usando los datos que se encuentran en las tablas 1 y 3a del Apéndice A.
- 5.- Calcule la longitud de cada sección de la sarta de varillas y aproxímelas al múltiplo más cercano de 25 pies.
- 6.- Calcule el factor de aceleración.
- 7.- Determine la carrera efectiva del émbolo, utilice la ecuación (2.6.22).
- 8.- Usando la eficiencia volumétrica estimada, determine el gasto de producción probable (ecuación 2.3.5) y compárelo con el gasto de producción deseado. Si el gasto es mayor o igual que el deseado continúe con el paso siguiente, si no es así, considere otro valor de velocidad de bombeo y regrese al paso 6. Si por segunda vez el gasto no es satisfactorio, grafique los dos valores de N con su respectivo gasto de la forma siguiente:



En la grafica anterior, entre con el gasto deseado y determine el valor de N , con este valor regrese al paso 6.

- 9.- Calcule el peso muerto de la sarta de varillas.
- 10.- Calcule la carga total del fluido (ecuación 2.4.6).
- 11.- Determine la carga máxima que soportará la varilla pulida (ecuación 2.4.9) y compárela con la carga máxima que tolera la unidad de bombeo preseleccionada. Si esta es satisfactoria, prosiga con el diseño y si no es así regrese al paso 1.
- 12.- Calcule el esfuerzo máximo (ecuación 2.4.18) en la parte superior de la sarta de varillas y compárelo con el esfuerzo máximo permisible de las varillas que se estén usando.
- 13.- Calcule el efecto de contrabalanceo ideal (ecuación 2.8.5) y compárelo con el contrabalanceo disponible de la unidad seleccionada.
- 14.- Considerando que la unidad esta fuera de contrabalanceo el 5 % del valor ideal, calcular el torque máximo sobre la flecha del reductor de engranes (ecuación 2.8.16) y compárelo con el rango API de la unidad seleccionada.
- 15.- Calcule la potencia de arranque que requiere el motor primario. Seleccione el motor primario.
- 16.- De la literatura del fabricante, obtenga la relación de la reducción de engranes, el diámetro de la polea de la unidad seleccionada y la velocidad del motor primario.

Si al finalizar el procedimiento, todas las características de la unidad seleccionada son satisfactorias, se tendrá la unidad adecuada para instalar en el pozo, bajo estas condiciones de operación.

B) Método API .

El método API, plantea el procedimiento de diseño exclusivamente para unidades Convencionales, en esta tesis se complementa dicho procedimiento para unidades Aerobalanceadas y Mark II, basandose en el planteamiento que se hace para estas unidades en el catálogo Luffwin (13).

Este método, se lleva a cabo siguiendo los pasos que se indican en la forma API 11L-1 que se muestra a continuación (todas las tablas y figuras mencionadas se encuentran en el Apéndice A):

CÁLCULO DEL DISEÑO
Consideraciones y Cálculos Para Todo Tipo de Unidad

Objetivo: Determinar - Sp, PD, W ada, W min, Fo, Mb y CBE.

Datos conocidos o supuestos:

Nivel neto, LN = _____ pies. Velocidad de bombeo, M = _____ rpm. Diámetro del árbol, dp = _____ pg.

Prof. de bomba, L = _____ pies. Longitud de carrera, S = _____ pg. Densidad relativa, $\gamma^1 =$ _____.

Diámetro de TP, dt = _____ pg. Varillas de succión _____
esta anclada? Si, No.

Factores leídos de las tablas 3 y 6:

1. $ar =$ _____ (Tabla 3, columna 3). 3. $Fc =$ _____ (Tabla 3, columna 5).

2. $Er =$ _____ (Tabla 3, columna 4). 4. $Et =$ _____ (Tabla 6, columna 5).

Cálculo de variables dimensionales:

5. $Fo = 0.340 \times \sqrt{L} \times dp^2 \times LN = 0.340 \times$ _____ \times _____ \times _____ $=$ _____ lb.

6. $1/kr = Er \times L =$ _____ \times _____ $=$ _____ pg/lb 9. $M/No = M \times L \div 245000 =$ _____ \times _____ $\div 245000 =$ _____.

7. $Skr = S \div 1/kr =$ _____ \div _____ $=$ _____ lb. 10. $M/No^1 = M/No \div Fc =$ _____ \div _____ $=$ _____.

8. $Fo/Skr =$ _____ \div _____ $=$ _____. 11. $1/kt = Et \times L =$ _____ \times _____ $=$ _____ pg/lb.

Cálculo de Sp y PD:

12. $Sp/S =$ _____ (Fig. 7).

13. $Sp = [(Sp/S) \times S] - [Fo \times 1/kt] = [$ _____ \times _____ $] - [$ _____ \times _____ $] =$ _____ pg.

14. $PD = 0.1166 \times Sp \times M \times dp^2 = 0.1166 \times$ _____ \times _____ \times _____ $=$ _____ BPD.

Determinación de los parámetros dimensionales:

15. $Mr = ar \times L =$ _____ \times _____ $=$ _____ lb. 17. $Wrf/Skr =$ _____ \div _____ $=$ _____.

16. $Wrf = Mr (1 - (0.128)^2) =$ _____ $(1 - (0.128 \times$ _____ $)) =$ _____ lb.

Factores dimensionales leídos de las Figs. 8 a 12 .

18. $F1/Skr =$ _____ (Fig. 8). 20. $2T/S^2kr =$ _____ (Fig. 10).

19. $F2/Skr =$ _____ (Fig. 9). 21. $F3/Skr =$ _____ (Fig. 11). 22. $Ta =$ _____ (Fig. 12).

UNIDAD CONVENCIONAL

Cálculo de las características de operación:

23. $W_{\max} = Wrf + [(F1/Skr) \times Skr] = \underline{\quad} + [\underline{\quad} \times \underline{\quad}] = \underline{\quad} \text{ lb.}$
24. $W_{\min} = Wrf - [(F2/Skr) \times Skr] = \underline{\quad} - [\underline{\quad} \times \underline{\quad}] = \underline{\quad} \text{ lb.}$
25. $Tp = (27/S^2kr) \times Skr \times S/2 \times Ta = \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times \underline{\quad} = \underline{\quad} \text{ lb - pg.}$
26. $Hb = (F3/Skr) \times Skr \times S \times N \times 2.53 \times 10^{-6} = \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times 2.53 \times 10^{-6} = \underline{\quad} \text{ hp.}$
27. $CBE = 1.06 (Wrf + 1/2 Fo) = 1.06 (\underline{\quad} + \underline{\quad}) = \underline{\quad} \text{ lb.}$
28. $S_{\max} = W_{\max} \div A_{\text{top}} = \underline{\quad} \div \underline{\quad} = \underline{\quad} \text{ lb/pg}^2.$
29. $Hpf = L \times PD \div 56000 = \underline{\quad} \times \underline{\quad} \div 56000 = \underline{\quad} \text{ hp.}$

UNIDAD AEROBALANCEADA

Cálculo de las características de operación:

23. $W_{\max} = Wrf + Fo + 0.85 [(F1/Skr) \times Skr - Fo] = \underline{\quad} + \underline{\quad} + 0.85 [\underline{\quad} \times \underline{\quad} - \underline{\quad}] = \underline{\quad} \text{ lb.}$
24. $W_{\min} = W_{\max} - [(F1/Skr) + (F2/Skr)] Skr = \underline{\quad} - [\underline{\quad} + \underline{\quad}] \times \underline{\quad} = \underline{\quad} \text{ lb.}$
25. $Tp = (27/S^2kr) \times Skr \times S/2 \times Ta \times 0.96 = \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times 0.96 = \underline{\quad} \text{ lb - pg.}$
26. $Hb = (F3/Skr) \times Skr \times S \times N \times 2.53 \times 10^{-6} = \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times 2.53 \times 10^{-6} = \underline{\quad} \text{ hp.}$
27. $CBE = 1.06 (W_{\max} + W_{\min}) \div 2 = 1.06 (\underline{\quad} + \underline{\quad}) \div 2 = \underline{\quad} \text{ lb.}$
28. $S_{\max} = W_{\max} \div A_{\text{top}} = \underline{\quad} \div \underline{\quad} = \underline{\quad} \text{ lb/pg}^2.$
29. $Hpf = L \times PD \div 56000 = \underline{\quad} \times \underline{\quad} \div 56000 = \underline{\quad} \text{ hp.}$

UNIDAD MARK II

Cálculo de las características de operación:

23. $W_{\max} = Wrf + Fo + 0.75 [(F1/Skr) \times Skr - Fo] = \underline{\quad} + \underline{\quad} + 0.75 [\underline{\quad} \times \underline{\quad} - \underline{\quad}] = \underline{\quad} \text{ lb.}$
24. $W_{\min} = W_{\max} - [(F1/Skr) + (F2/Skr)] Skr = \underline{\quad} - [\underline{\quad} + \underline{\quad}] \times \underline{\quad} = \underline{\quad} \text{ lb.}$
25. $Tp = (W_{\max} \times 0.93 - W_{\min} \times 1.2) \times S \div 4 = (\underline{\quad} \times 0.93 - \underline{\quad} \times 1.2) \times \underline{\quad} \div 4 = \underline{\quad} \text{ lb - pg.}$
26. $Hb = (F3/Skr) \times Skr \times S \times N \times 2.53 \times 10^{-6} = \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times 2.53 \times 10^{-6} = \underline{\quad} \text{ hp.}$
27. $CBE = 1.04 (W_{\max} + 1.25 \times W_{\min}) \div 2 = 1.04 (\underline{\quad} + 1.25 \times \underline{\quad}) \div 2 = \underline{\quad} \text{ lb.}$
28. $S_{\max} = W_{\max} \div A_{\text{top}} = \underline{\quad} \div \underline{\quad} = \underline{\quad} \text{ lb/pg}^2.$
29. $Hpf = L \times PD \times 0.8 \div 56000 = \underline{\quad} \times \underline{\quad} \times 0.8 \div 56000 = \underline{\quad} \text{ hp.}$

Consideraciones adicionales:

- Si la tubería está anclada, no se considera el valor de E_t en el paso 4 y en todos los cálculos que lo involucren.
- En el paso 14, al calcular el desplazamiento teórico de la bomba, se tiene la primer prueba para chequear si la selección preliminar de los componentes de la instalación es satisfactoria. Si este valor no satisface los requerimientos, se deben hacer ajustes apropiados a los datos considerados inicialmente y se repetirán todos los pasos desde el 1 hasta el 14, cuando el valor del desplazamiento teórico de la bomba sea aceptable se procede con los cálculos del diseño.
- Las cargas y potencias calculadas de los pasos 23 a 29 son las que se esperan de la selección preliminar, estas se comparan con las limitaciones impuestas por la selección preliminar, de tal forma que se pueda determinar, de acuerdo a la tensión en las varillas, si se está dentro de los límites permisibles.
- Generalmente es necesario hacer más de una selección del equipo y del cálculo de las condiciones operativas hasta que se tenga la selección óptima.

PROBLEMA RESUELTO (II.10)

II.10.1

Se va a colocar una bomba a una profundidad de 4200 pies en un pozo que tiene una producción de 500 BPD de un fluido cuya densidad relativa es de 0.83 y no contiene ácido sulfhídrico. El motor primario será una máquina con dos cilindros de gas. La sarta de varilla es de acero (Carbón 1040), la cual tiene una fuerza de tensión de 30000 lb/pq dentro del fluido no corrosivo.

Seleccionar el equipo superficial y subsuperficial y calcular la potencia de arranque necesaria para el motor primario.

Método Craft & Holden.

- 1.- Dado que no se tiene el valor de la E_v , considerar que es del 80 %, de tal forma que el desplazamiento teórico de la bomba es:

$$PD = q/(E_v/100) = 500/(80/100) .$$

$$PD = 625 \text{ BPD} .$$

- 2.- De acuerdo con la profundidad de colocación de la bomba, el desplazamiento teórico y la figura 6 Apéndice A, se recomienda usar una unidad API tamaño 320 con 84 pq de carrera en la varilla pulida.

Con el catálogo Lufkin se hace la selección preliminar de una unidad que corresponda a las especificaciones anteriores, siendo esta la C-320D-256-100. Esta unidad tiene un balancín con capa-

ciudad de carga de 25600 lb.

- 3.- De la tabla 15 Apéndice A, el diámetro del émbolo es de 2", el diámetro de la tubería es de 2 1/2" y los diámetros de las varillas son de 3/4", 7/8" y 1", además la velocidad de bombeo es de 19.5 rpm (interpolando).

De la tabla 4 Apéndice A, se obtiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} A1 &= 0.442 \text{ pq}^2 & ; & \quad m1 = 1.63 \text{ lb/pie (varilla } 3/4\text{)} , \\ A2 &= 0.601 \text{ pq}^2 & ; & \quad m2 = 2.16 \text{ lb/pie (varilla } 7/8\text{)} , \\ A3 &= 0.785 \text{ pq}^2 & ; & \quad m3 = 2.83 \text{ lb/pie (varilla } 1\text{)} . \end{aligned}$$

De la tabla 1 Apéndice A, se tiene que:

$$A_p = 3.142 \text{ pq}^2 \quad ; \quad K = 0.466 \text{ EPD/pq/spm (émbolo } 2\text{)} .$$

De la tabla 6 Apéndice A, se tiene que:

$$A_t = 1.812 \text{ pq}^2 \quad (\text{tubería } 2 \frac{1}{2}\text{)} .$$

- 4.- De la tabla 3a Apéndice A y para una combinación de varillas de 3/4", 7/8" y 1" se tiene que:

$$R1 = 0.664 - 0.0894 A_p = 0.664 - 0.0894 \times 3.142 ,$$

$$R2 = 0.181 + 0.0478 A_p = 0.181 + 0.0478 \times 3.142 ,$$

$$R3 = 0.155 + 0.0416 A_p = 0.155 + 0.0416 \times 3.142 ,$$

$$R1 = 0.383 ,$$

$$R2 = 0.331 ,$$

$$R3 = 0.286 .$$

- 5.- La longitud de cada sección de la sarta de varillas es:

$$L1 = L R1 = 4200 \times 0.383 = 1609 \text{ pies (1600 pies)} ,$$

$$L2 = L R2 = 4200 \times 0.331 = 1390 \text{ pies (1400 pies)} ,$$

$$L3 = L R3 = 4200 \times 0.286 = 1201 \text{ pies (1200 pies)} .$$

- 6.- El factor de aceleración.

$$\alpha = \frac{S N^2}{70500} = \frac{84(19.5)^2}{70500} = 0.453 .$$

- 7.- Para calcular la carrera efectiva del émbolo, considerar que D es igual a L y que el módulo de elasticidad E = 30×10^6 lb/pq².

$$S_p = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 \times D \text{ HD}}{E} \left[\frac{L}{A_t} + \frac{L1}{A1} + \frac{L2}{A2} + \frac{L3}{A3} \right] .$$

$$Sp = 84 + \frac{40.3 (4200)^2 \cdot 0.453}{30 \times 10^3}$$

$$= \frac{5.20 \times 0.83 \times 4200 \times 3.142}{30 \times 10^3} \left[\frac{4200}{1.812} + \frac{1600}{0.442} + \frac{1400}{0.601} + \frac{1200}{0.785} \right]$$

$$Sp = 76.3 \text{ po.}$$

8.- De acuerdo a la Ev estimada, el gasto de producción posible será de:

$$q = K Sp N Ev/100,$$

$$q = 0.466 \times 76.3 \times 19.5 = 80/100,$$

$$q = 555 \text{ BPD.}$$

Dado que el gasto de producción deseado es de 500 BPD, si se puede obtener con esta unidad.

9.- El peso muerto de la sarta de varillas es:

$$Wr = m1 L1 + m2 L2 + m3 L3,$$

$$Wr = 1.63 \times 1600 + 2.16 \times 1400 + 2.88 \times 1200,$$

$$Wr = 9088 \text{ lb.}$$

10.- El peso del fluido es:

$$Wf = 0.433 V (L Ap - 0.294 Wr),$$

$$Wf = 0.433 \times 0.83 (4200 \times 3.142 - 0.294 \times 9088),$$

$$Wf = 3782 \text{ lb.}$$

11.- La carga máxima de la varilla pulida será de:

$$W \text{ máx} = Wf + Wr (1 + \alpha),$$

$$W \text{ máx} = 3782 + 9088 (1 + 0.453),$$

$$W \text{ máx} = 16987 \text{ lb.}$$

Como la carga máxima del balancín es de 30000 lb, esta unidad si puede manejar las 16987 lb calculadas.

12.- La tensión máxima de las varillas es:

$$\text{Tensión} = \frac{W \text{ máx}}{A \text{ top}} = \frac{16987 \text{ lb}}{0.705 \text{ pg}^2} = 21639 \text{ lb/pg}^2,$$

La cual está dentro del límite permisible de 25600 lb/pg².

13.- El efecto de contrabalanceo ideal es:

$$C_i = 0.5 W_f + W_r (1 - 0.127 Y) .$$

$$C_i = 0.5 \times 3782 + 9088 (1 - 0.127 \times 0.83) .$$

$$C_i = 10021 \text{ lb} .$$

De acuerdo a este valor de C_i , usando el catálogo Lufkin se selecciona el contrapeso 4 No. 7K0 (sin contrapesos auxiliares), el cual, para una carrera de varilla pulida de 100 pq tiene un efecto de contrabalanceo máximo de 9465 lb, incluyendo un contrabalanceo estructural de (+ 550 lb), de tal forma que el efecto de contrabalanceo para las 84 pq de carrera de la varilla pulida se obtienen restando al efecto de las 100 pq el contrabalanceo estructural, multiplicando esta resta por la relación de 100/84 y adicionando a este producto el contrabalanceo estructural (14), es decir:

$$[9465 - (+ 550)] \times (100/84) + (+ 550) = 11163 \text{ lb} .$$

de tal forma que si se tiene un efecto de contrabalanceo máximo (para la carrera de 84 pq) de 11163 lb en la unidad seleccionada se puede obtener el efecto de contrabalanceo ideal para esta unidad.

14.- El torque máximo sobre el reductor de engranes es:

$$T_P = (W \text{ máx} - 0.95 C_i) S/2 .$$

$$T_P = (16987 - 0.95 \times 10021) \times 84/2 .$$

$$T_P = 313616 \text{ lb} - \text{pq} .$$

Una unidad API tamaño 320 tiene un rango de 320000 lb - pq, por lo que el torque máximo calculado anteriormente está dentro de los límites permisibles.

15.- Calcular la potencia hidráulica, la potencia por fricción y la potencia de arranque para el motor primario. Considerando que el nivel neto y la profundidad de colocación de la bomba son iguales, entonces:

$$H_h = 7.36 \times 10^{-6} q \sqrt{L N} .$$

$$H_h = 7.36 \times 10^{-6} \times 555 \times 0.83 \times 4200 .$$

$$H_h = 14.2 \text{ ho} .$$

$$H_f = 6.31 \times 10^{-7} W_r S N .$$

$$H_f = 6.31 \times 10^{-7} \times 9088 \times 84 \times 19.5 .$$

$$H_f = 9.39 \text{ hp .}$$

$$H_b = 1.5 (H_h + H_f) .$$

$$H_b = 1.5 (14.2 + 9.39) .$$

$$H_b = 35.4 \text{ hp .}$$

- 16.- Para la unidad seleccionada, del catálogo Lufkin se tiene que la relación de engranajes es de 30.12 y la polea estandar tiene un diámetro de 24 pq (14). La máquina de los cilindros de gas esta trabajando a una velocidad de 750 rpm.
El diámetro de la polea de la unidad seleccionada es de:

$$d_e = 2 d_u \frac{N}{N_e} .$$

$$d_e = 30.12 \times 24 \frac{19.5}{750} .$$

$$d_e = 18.8 \text{ pq .}$$

Método API.

CÁLCULO DEL DISEÑO
Consideraciones y Cálculos Para Todo Tipo de Unidad

Objetivo: Determinar - Sp, PD, W máx, W mín, To, Mb y CPE.

Datos conocidos o supuestos:

Nivel neto, LN = 4200 pies. Velocidad de bombeo, N = 19.5 spm. Diámetro del árbol, dp = 2.04 sp.
 Prof. de bomba, L = 4200 pies. Longitud de carrera, S = 87 sp. Densidad relativa, γ^* = 0.85.
 Diámetro de TP, dt = 2 1/2 sp. Varillas de succión 3/4" - 2.7.1%, 7/8" - 3.6.0%, 1" - 3.6.9%
 esta arclada? Si, Ø.

Factores leídos de las tablas 3 y 5:

1. $ar = \underline{2.375}$ (Tabla 3, columna 3). 3. $Fc = \underline{1.153}$ (Tabla 3, columna 5).
 2. $Er = \underline{0.456 \times 10^6}$ (Tabla 3, columna 4). 4. $Et = \underline{0.221 \times 10^6}$ (Tabla 6, columna 5).

Cálculo de variables adimensionales:

5. $Fo = 0.340 \times 0^4 \times dp^2 \times LN = 0.370 \times 2.04^2 \times (4200)^2 \times 4200 = \underline{6000}$ lb.
 6. $1/kr = Er \times L = \underline{0.656 \times 10^6} \times 4200 = \underline{2.752 \times 10^9}$ sp/lb 9. $W/Mo = W \times L \div 245000 = 19.5 \times 4200 \div 245000 = \underline{0.327}$.
 7. $Str = S \div 1/kr = \underline{87} \div \underline{2.752 \times 10^9} = \underline{30490}$ lb. 10. $M/Mo' = M/Mo \div Fc = \underline{0.327} \div \underline{1.153} = \underline{0.283}$.
 8. $Fo/Skr = \underline{6000} \div \underline{30490} = \underline{0.197}$. 11. $1/kt = Et \times L = \underline{0.221 \times 10^6} \times 4200 = \underline{9.282 \times 10^8}$ sp/lb.

Cálculo de Sp y PD:

12. $Sp/S = \underline{1.01}$ (Fig. 7).
 13. $Sp = (1Sp/S) \times S1 - (Fo \times 1/kt) = [1.01 \times 87] - [6000 \times 2.752 \times 10^9] = \underline{68.31}$ sp.
 14. $PD = 0.1166 \times Sp \times N \times dp^2 = 0.1166 \times \underline{68.31} \times \underline{19.5} \times \underline{2.04^2} = \underline{286}$ BFD.

Determinación de los parámetros adimensionales:

15. $Wr = ar \times L = \underline{2.375} \times \underline{4200} = \underline{9975}$ lb. 17. $Wrf/Skr = \underline{68.31} \div \underline{30490} = \underline{0.224}$.
 16. $Wrf = Wr [1 - (0.128)^2] = \underline{9975} [1 - (0.128)^2] = \underline{6070}$ lb.

Factores adimensionales leídos de las Figs. 8 a 12.

18. $F1/Skr = \underline{0.742}$ (Fig. 8). 20. $2T/Skr = \underline{0.762}$ (Fig. 10).
 19. $F2/Skr = \underline{0.215}$ (Fig. 9). 21. $F3/Skr = \underline{0.275}$ (Fig. 11). 22. $Ia = \underline{0.399}$ (Fig. 12).

UNIDAD CONVENCIONAL

Cálculo de las características de operación:

$$23. W_{\max} = W_{rf} + (F1/Skr) \times Skr = 8670 + (0.442 \times 5049) = 22252 \text{ lb.}$$

$$24. W_{\min} = W_{rf} - (F2/Skr) \times Skr = 8670 - (0.15 \times 5049) = 2135 \text{ lb.}$$

$$25. T_o = (21/Skr) \times Skr \times S/2 \times T_a = 0.345 \times 5049 \times 42 \times 0.999 = 466944 \text{ lb} \cdot \text{pg.}$$

$$26. H_b = (F3/Skr) \times Skr \times S \times N \times 2.53 \times 10^6 = 0.15 \times 5049 \times 54 \times 19.5 \times 2.53 \times 10^6 = 54.24 \text{ hp.}$$

$$27. CBE = 1.06 (W_{rf} + 1/2 F_o) = 1.06 (8670 + 3000) = 12391 \text{ lb.}$$

$$28. S_{\max} = W_{\max} \div A_{100} = 22252 \div 0.245 = 22534 \text{ lb/pg}^2.$$

$$29. H_{pf} = L \times PD \div 56000 = 4200 \times 78 \div 56000 = 26.75 \text{ ho.}$$

PROBLEMAS PROPUESTOS (11.10)

- 2.27 Se desea instalar una Unidad Mar: II para que se produzcan 750 BPD de aceite de 35 °API ($\beta = 0.85$). La profundidad total del pozo es 3286 pies y se coloca la bomba a 3025 pies; la TP no está anclada y el aceite no contiene Acido sulfhídrico. Seleccionar el equipo superficial y subsuperficial y calcular la potencia de arranque. Usar los dos métodos desarrollados en esta tesis.
- 2.28 Se desea instalar una Unidad Aerobalanceada para bombear 738 BPD de producción total (544 BPD de aceite y 194 BPD de agua). El aceite tiene una densidad relativa de 50 °API ($\beta = 0.78$). La profundidad del pozo es de 6440 pies y la bomba se coloca a 5200 pies; la tubería está anclada. Seleccionar el equipo superficial y subsuperficial y calcular la potencia de arranque. Usar los dos métodos desarrollados en esta tesis.

CAPITULO III

BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO

III.1 GENERALIDADES

DEFINICION:

El Bombeo Electrocentrifugo, es un sistema artificial de producción en el cual el movimiento del equipo de bombeo subsuperficial se origina en la superficie por medio de energía eléctrica, ésta se transmite al fondo a través de un cable especial hasta un motor eléctrico el cual transfiere su movimiento a una bomba centrífuga, donde dicha energía se convierte (la energía para producir fluido) en energía de presión sobre el fluido bombeado.

VENTAJAS Y DESVENTAJAS.

- VENTAJAS: Este considerado como un sistema efectivo y económico para producir grandes volúmenes de fluidos, a grandes profundidades y variadas condiciones. Con este sistema se pueden producir gastos desde 200 BPD hasta 60000 BPD de fluidos, en profundidades aún superiores a los 15000 pies; también es usado para producir fluidos con altas viscosidades y en el manejo simultáneo de aceite, gas y agua. Es necesario mencionar que el comportamiento de este sistema de producción será bastante eficaz cuando se manejen únicamente líquidos, mas no por esta razón se dejará de intentar su uso en pozos que produzcan cantidades considerables de gas libre, ya que la bomba centrífuga es capaz de manejar una cantidad determinada de gas libre.

- DESVENTAJAS: La profundidad de operación está limitada tanto por el rango de potencia del motor eléctrico como por las altas temperaturas, así mismo, las altas temperaturas limitarán tanto el tamaño del motor como las características del cable; el costo inicial puede ser alto, ya que las múltiples etapas para un alto volumen y las elevadas potencias de bombeo son costosas; el cable también es de alto costo, especialmente si es no corrosivo o se requiere de una funda especial; las fallas en el cable son muy frecuentes, ya sea por altas temperaturas, por la corrosión o el mal manejo; las fallas en el motor también son frecuentes y se deben a las altas temperaturas, la corrosión, la abrasión, la alta RGA (eficiencias bajas) y frecuentemente a la liberación de gas encerrado en la bomba.

DESCRIPCION DEL EQUIPO (Fig. 3.1):

- EQUIPO SUBSUPERFICIAL:

• BOMBA SUMERGIBLE. Por medio de este elemento, la energía de aceleración se convierte en energía de presión o carga de columna hidráulica que impulsa los fluidos del pozo hacia la superficie. Las bombas sumergibles son de múltiples etapas y cada etapa consiste en un impulsor giratorio y un difusor estacionario. El tipo de etapa usado determina el volumen del fluido que se producirá. El número de etapas determina la carga total generada y el caballaje requerido. Las bombas se fabrican en una amplia gama de capacidades para su aplicación virtualmente todas las condiciones del pozo, sin embargo, cada uno de los diseños de la bomba tiene sus

ventajas, desventajas y limitaciones por lo que deben analizarse cuidadosamente para cada aplicación particular.

- **PROTECTOR O SECCION SELLANTE.** En terminos generales este elemento cumple con las siguientes funciones básicas: (1) Conecta las carcacas de la bomba y el motor, uniendo la flecha impulsora del motor con la flecha de la bomba. (2) Aloja un cojinete que absorbe el empuje axial desarrollado por la bomba. (3) Evita que el fluido del pozo entre al motor. (4) Proporciona un recinto de aceite para compensar la expansión y contracción del aceite del motor debido al calentamiento y enfriamiento cuando la unidad funciona o se para.

El diseño mecánico y el principio de operación de la sección sellante difiere de uno a otro fabricante. La principal diferencia radica en la forma como se aisle el aceite del motor del fluido del pozo, se tienen algunos que usan una bolsa de expansión la cual compensa la expansión y contracción del aceite y otros que aislan los fluidos del pozo y del motor mediante un liquido de densidad relativa muy alta que opera en el interior de un tubo en U.

- **MOTOR ELECTRICO SUMERGIBLE.** Este proporciona la fuerza impulsora que hace girar a la bomba. Los motores usados en operaciones de bombeo eléctrico son bipolares, trifásicos, del tipo jaula de ardilla, de inducción y operan a una velocidad relativamente constante de 3500 rpm a 60 Hz. Los motores estan llenos con un aceite mineral altamente refinado que debe proporcionar resistencia dieléctrica, lubricación a los cojinetes y buena conductividad térmica. El cojinete de empuje del motor soporta la carga de los rotores del motor. El aceite no conductor en la carcasa del motor lubrica los cojinetes y transfiere el calor generado en el motor a la carcasa. El calor de la carcasa, a su vez, es transferido a los fluidos del pozo que pasan por la superficie externa del motor; por lo tanto, el motor de la unidad de bombeo nunca se coloca abajo del punto de entrada del fluido del yacimiento al pozo, a menos que se utilice algún otro dispositivo que haga pasar el fluido producido sobre el motor de la bomba.

La profundidad de colocación es un factor determinante en la selección del voltaje del motor debido a las pérdidas de voltaje a lo largo del cable ya que cuando dicha profundidad es demasiado alta, se requiere un motor de mayor voltaje y menor amperaje. En los pozos más profundos, un factor muy importante es el económico; con un motor de mayor voltaje es posible usar un cable más pequeño y menos caro. Sin embargo, debe usarse un tablero de control de mayor voltaje y consecuentemente más caro.

El motor está constituido por rotores generalmente de 12 a 18 pól, los cuales van montados en la flecha del motor y por estatores que van montados en la carcasa de acero del motor. El motor sencillo más largo es de aproximadamente 30 pies y alcanza de 200 a 250 hp, mientras que los motores en tandem pueden tener 100 pies de largo y alcanzar 1000 hp.

- **SEPARADOR DE GAS.** Esta es una sección normalmente colocada entre el protector y la bomba. Sirve como succión o entrada a la bomba, separa el gas libre del fluido o lo desvía de la succión de la bomba. Este elemento representa una ayuda en la prevención del

cantidad de gas y normalmente permite un bombeo más eficiente en pozos con gas.

- **CABLE.** La potencia se suministra al motor por medio de un cable eléctrico. Un rango de diámetros de cable permite cubrir los requerimientos del motor. Existen en estilos redondo y plano. Dependiendo de las condiciones del pozo, el cable puede tener armadura de acero, bronce o monel y pueden instalarse en pozos con temperaturas superiores a 300 °F. Debe analizarse detenidamente el tipo y medida del cable seleccionado para usarse en una bomba sumergible, ya que es una parte muy importante de la instalación y en muchos casos controla la vida de la misma.

- EQUIPO SUPERFICIAL:

- **TABLERO DE CONTROL.** Los tableros de control estándar son a prueba de agua y están disponibles en varios tamaños acompañados de accesorios para ajustarse a cualquier instalación de bombeo. Los hay desde unidades muy simples con un botón magnético y protección de sobrecarga, hasta muy complejas ensambladas con fusibles de desconexión, amperímetro, protección de baja carga y sobrecarga, luces, relojes para bombeo intermitente, e instrumentos para operación automática o a control remoto.
- **TRANSFORMADORES.** Para el uso en equipo superficial, se fabrican transformadores estándar trifásicos, autotransformadores trifásicos o bien, conjuntos de tres transformadores de fase única. Estas unidades están llenas de aceite para autoenfriamiento y son diseñadas para convertir el voltaje de la línea primaria al voltaje requerido por el motor. Además, están equipadas con dispositivos especiales (taps) que permiten ampliar los valores de voltaje en la salida del transformador.
- **CAJA DE UNIÓN.** Por razones de seguridad, la caja de unión se localiza entre el cabezal del pozo y el transformador, ya que el gas puede viajar a través del cable superficial hasta el tablero de control creando peligro de incendio o explosión potencial. Por lo tanto, la caja de unión evita que el gas viaje ya que se trata de un aparato ventilado y a prueba de intemperie. La caja de unión debe colocarse a 15 pies como mínimo, de la cabeza del pozo y generalmente se coloca a 2 ó 3 pies arriba del suelo. Los cables que van a la caja de unión de la cabeza del pozo y al tablero de control pueden ir enterrados.

- ACCESORIOS ADICIONALES AL APAREJO DE BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO.

- Valvula de contrapresión.
- Valvula de drene.
- Centradores.
- Flejes.
- Registradores de presión de fondo.
- Cabezal, etc.

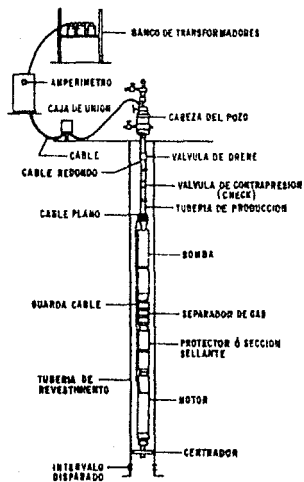


Fig. 3.1 Distribución de los componentes del aparato de bombeo eléctrico instalado en un pozo.

III.2 CARGA DINÁMICA TOTAL

Un concepto muy importante y fundamental en el bombeo electrocentrífugo es el de la Carga Dinámica Total, ya que de acuerdo a este valor se hace el diseño del sistema de producción, por ser un reflejo de los requerimientos de presión.

La Carga Dinámica Total (CDT), en forma simple se entiende como el incremento de presión que se requiere imprimir a los fluidos para hacerlos llegar a la superficie, a la presión y gasto deseados. Es la diferencia entre la carga requerida en la descarga de la bomba para impulsar el flujo a su destino final y cualquier carga existente en la succión de la bomba.

En términos de presión, la Carga Dinámica Total es:

$$CDT = P_{wh} + \Delta P_f + h_a$$

Es decir, la suma de la presión en la cabeza del pozo (P_{wh}), más las pérdidas de presión por fricción (P_f), más la elevación neta (h_a). Para propósitos de diseño, las pérdidas y diferencias de elevación en la línea superficial son remplazadas por una presión en la cabeza del pozo, la cual es suficiente para mover el fluido a través de dicha línea, las pérdidas de presión por fricción van desde la profundidad de colocación de la bomba a todo lo largo de la tubería de producción (Apéndice B) y la elevación neta es la profundidad de colocación de la bomba (L) menos la sumergencia (SUM), todo expresado en longitud de columna hidráulica, es decir:

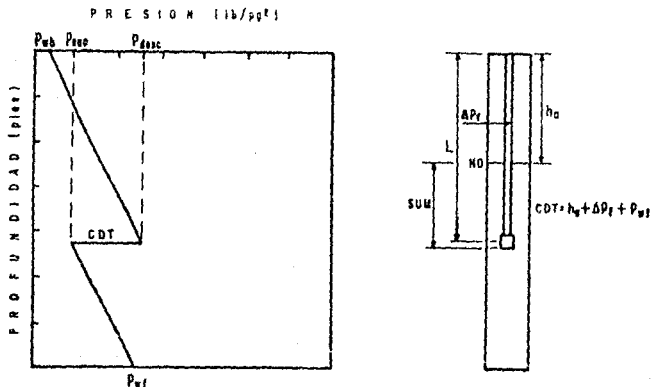


Fig. 3.2 Cargas y gradientes de presión fluyendo con aparato de bombeo eléctrico.

Por otro lado, la sumergencia es la carga de fluidos existente en la succión de la bomba debido a la columna del fluido por arriba de la misma (Fig 3.2), es decir:

$$SUM = L - ND$$

donde:

ND - Es el nivel dinámico, el cual es un reflejo de la presión de fondo fluyendo (Pwf) y se mide de la superficie hasta la profundidad donde se encuentra el fluido cuando el pozo está en operación.

$$ND = LT - \frac{Pwf}{0.433 \times \rho_m}$$

LT - Es la profundidad total del pozo, pies.

ρ_m - Es la densidad relativa promedio del fluido manejado.

Una condición importante para que la bomba opere apropiadamente - es que en la succión de la misma exista un rango de presión de aproximadamente 200 a 250 lb/pq², cuando el fluido que se bombea es líquido; sin embargo, cuando existe gas libre en las proximidades de la succión, se debe considerar la cantidad de gas libre que puede tolerar la bomba sin que se vean afectadas sus gráficas de curvas características, tomándose en cuenta la existencia del separador de gas y que esté no es 100 % eficiente.

Para determinar la Carga Dinámica Total: cuando se bombea un líquido sin gas, los cálculos se pueden hacer utilizando la carga como unidad de presión, ya que la densidad del fluido es la misma a través del sistema de bombeo; sin embargo, cuando hay gas presente en el pozo, la densidad no es la misma a través del sistema y los cálculos deben hacerse en unidades de presión (lb/pq²) y convertirse a carga con la finalidad de emplearla en la curva de comportamiento de la bomba.

III.3 CURVAS CARACTERISTICAS

Las posibilidades de aplicación de una bomba ya construida, a distintos gastos y profundidades de colocación, pueden determinarse estableciendo sus gráficas de curvas características, las cuales darán para cada gasto (q) los valores de capacidad de carga (H), potencia requerida en el motor para impulsar a la bomba (Hb) y la eficiencia de bombeo (Eb).

Para trazar la gráfica de una curva característica para una bomba, se procede de la siguiente manera:

- 1.- El gasto se determinará por medio de recipientes de medición u orificios calibrados.
- 2.- La altura total de elevación o carga hidráulica, se determinará fijándose la altura de succión por medio de un vacuómetro y la altura de descarga por medio de un manómetro.
- 3.- La potencia se determinará por medio de un dinamómetro o por la

- potencia que alcance el motor eléctrico de accionamiento, tomándose en consideración su rendimiento.
- 4.- El número de revoluciones por minuto (Ne) se obtiene por medio de un tacómetro o por medio de un contador de revoluciones.
 - 5.- La eficiencia se obtiene al despejarla de la fórmula de la potencia.

Siquiendo las consideraciones anteriores y mediante pruebas sucesivas, se va construyendo la curva característica de la bomba como - la que se muestra en la siguiente figura:

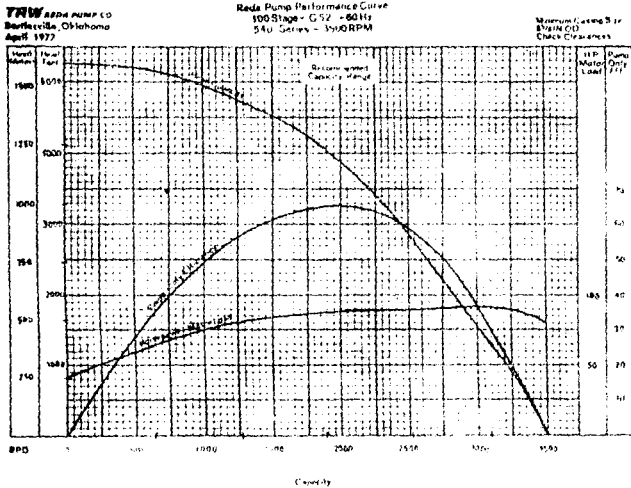


Fig 3.3 Grafica de curvas características de una bomba.

Cada curva representa el comportamiento de la bomba a una velocidad particular para alturas de elevación variables, lo que en la práctica se consigue generalmente de la siguiente manera: Se cierra la válvula de descarga y se hace funcionar la bomba a su número normal de revoluciones por minuto, por ejemplo 3500 rpm, en este caso "q = 0" y en la bomba se establece una presión que alcanza aproximadamente unos 5300 pies para lo cual se requiere una potencia de 40 hp, todo lo anterior para 100 etapas. Se abre progresivamente la válvula de descarga y empieza la elevación, la curva de carga baja progresivamente, las curvas de potencia y eficiencia van subiendo a medida que aumenta el gasto. Continuando con la apertura de

la válvula, se disminuye el valor de la carga y aumentan los valores del gasto, la eficiencia y la potencia. El valor máximo de eficiencia corresponderá a los valores de gasto y carga para los cuales se construyó la bomba.

Para la construcción de la curva característica, se emplea regularmente agua, en cuanto a la curva de carga desarrollada por el impulsor esta siempre es la misma independientemente de la densidad relativa del fluido que se esté bombeando, debido a que la carga se expresa en términos de altura de esa columna de fluidos y la carga desarrollada convertida a columna hidráulica será siempre la misma, ya sea que la bomba esté manejando agua ($\rho = 1.0$), aceite ($\rho = 0.85$), salmuera ($\rho = 1.05$) o cualquier otro fluido. La curva correspondiente a la potencia en caballos de fuerza, en la misma gráfica de curvas características, es aplicable a líquidos con densidad relativa de 1.0; de modo que para líquidos con densidad diferente, deberá multiplicarse la potencia leída en la gráfica por la densidad relativa del líquido, para determinar la potencia de bombeo requerida para el líquido de que se trate. Además, es importante hacer notar que la eficiencia de la bomba permanece constante e independiente de la densidad relativa.

En cuanto al uso y datos que pueden obtenerse de las gráficas de curvas características, se tiene que de acuerdo al cicloaje se seleccionan un grupo de gráficas (Apéndice C, en este trabajo solo se utilizan las de 60 Hz), posteriormente se selecciona el grupo de gráficas de aquellas bombas que pueden introducirse en la TR (diámetro interior sin importar el grado) que se tiene en el pozo en cuestión, de este grupo se selecciona una que maneje con mayor eficiencia el gasto deseado a las condiciones de profundidad del aparejo (si es agua, el gasto es el mismo en la superficie que a cualquier profundidad, pero si son dos fases se debe considerar el gasto que entra a la bomba). Una vez seleccionada la gráfica, se entra a ella con el gasto deseado trazando una línea vertical, esta línea se intersecta con las curvas de potencia, eficiencia y carga, de tal forma que de acuerdo al número de etapas para el que están calculadas las gráficas, el dato de carga se debe dividir entre este número para obtener la capacidad de carga por cada etapa en unidades de longitud y este dato, a su vez, se utiliza en el cálculo del número de etapas que se requiere tener en la bomba para hacer llegar los fluidos hasta la cabeza del pozo manteniendo la presión requerida en la cabeza del pozo, es decir:

$$NTE = \frac{CDT}{\text{carga/etapa}}$$

donde:

- NTE - Número total de etapas requeridas.
 carga/etapa - Carga leída de la gráfica de la bomba.

En cuanto al dato de potencia, este también se debe dividir entre el número de etapas para el que está calculada la gráfica de la bomba, obteniendo con esto la potencia que requiere cada etapa de la bomba para levantar la carga correspondiente del fluido manejado, es

decir:

$$H_b = \text{potencia/etapa} \times \text{NTE} \times \gamma_m$$

donde:

H_b - Potencia total requerida, hp.
potencia/etapa - Potencia leída de la gráfica de la bomba.

III.4 CONSIDERACIONES GENERALES EN EL DISEÑO DE BOMBAS SUMERGIBLES.

En la mayoría de los casos el diseño es simple si se han entendido los fundamentos básicos del equipo sumergible y los datos del pozo. Cada aplicación es una situación individual, debido a las condiciones variantes del pozo y al fluido que se va a bombear.

DATOS REQUERIDOS DEL POZO.

La información inicial que se emplea para dimensionar una unidad sumergible es muy importante y debe de ser real para asegurar el tamaño apropiado de la unidad. Los datos requeridos caen en las siguientes categorías generales:

- 1.- El comportamiento de flujo en el pozo y en el yacimiento, establece la máxima capacidad de producción del pozo y también determina la presión de succión necesaria para algún gasto menor que el máximo. El comportamiento de flujo es descrito generalmente por la presión de fondo estática a una profundidad conocida y una presión de fondo fluyendo a un gasto conocido. La presión para otros gastos de producción es determinada al extender el dato en la curva de comportamiento de flujo suponiendo gastos y considerando el tipo de yacimiento. La variación lineal del índice de productividad (IP) es usada si no hay gas o si todo el gas está en solución. La variación no lineal del índice de productividad (IPR) es usada cuando la presión del yacimiento se encuentra abajo de la presión de burbujeo, ocasionándose la liberación de gas y que dos fases fluyan en el yacimiento.
- 2.- Geometría del pozo. El tamaño y peso de la tubería de revestimiento determinan el diámetro máximo del motor y la bomba que va a ser instalada en el pozo. Esto es importante ya que generalmente se tendrá la instalación más eficiente cuando se utilice la bomba de mayor diámetro y además que maneje un rango de gastos apropiado. La profundidad total y de los intervalos perforados determinan respectivamente la posible profundidad de colocación de la bomba y la máxima profundidad a la que puede colocarse la bomba sin necesitar un motor recubierto. Si el intervalo perforado queda arriba del motor es necesario usar una camisa o recubrimiento para obligar al flujo a que pase por el motor y así lo enfrie.
- 3.- Características de los fluidos del pozo. Las características que se deben considerar son las siguientes:
 - La densidad relativa del crudo y sus porcentajes de líquido y gas constituyen la mezcla que se bombea determinando la potencia

del motor. Por lo tanto la densidad relativa del agua y del gas, la densidad API del aceite, el porcentaje de agua y la relación gas-aceite son datos necesarios.

- La viscosidad, si está disponible, es necesaria ya que las curvas publicadas de comportamiento de la bomba están basadas en pruebas con agua.
 - La temperatura del fluido cerca del fondo y en la cabeza del pozo son necesarias particularmente si hay gas presente, ya que la cantidad de gas en solución y el volumen de gas libre son sensibles a la temperatura y cambian a lo largo del pozo y de la tubería de producción. También, la selección del material del cable para el motor queda afectada por la temperatura del líquido a la cual está expuesto.
 - Los datos PVT para cada presión, la relación gas - aceite en solución y el factor de volumen de la formación son necesarios si hay gas presente. Si para un caso en particular se desconocen los datos PVT pueden aproximarse mediante las correlaciones apropiadas.
- 4.- Objetivos del diseño y requerimientos preestablecidos y de suministro de potencia. El voltaje disponible del suministro de energía determinará el tamaño de los transformadores y otros componentes eléctricos. Si es de 50 o 60 Hz (ciclos), establecerá la velocidad y el rendimiento de la bomba. El tamaño de la tubería de producción generalmente está relacionada con el diámetro de la bomba y determina las pérdidas por fricción que deben incluirse en la carga dinámica total. El tamaño y tipo de rosca debe de considerarse a fin de que las válvulas de contrapresión, las de purga, la extensión de la bomba y el cabezal del pozo puedan seleccionarse.

TIPOS DE DISEÑO:

Se tienen dos tipos de diseño, para pozos que no producen gas y para pozos que producen gas. Si no hay gas en el pozo, los cálculos para seleccionar el equipo son relativamente cortos y simples, ya que la densidad relativa del fluido, para fines prácticos, es la misma a través del pozo; sin embargo, si el pozo es productor de gas el problema es mucho más complicado, ya que la presión y la temperatura no son iguales en ningún punto del interior del pozo, lo que resulta en un cambio constante de densidad conforme la mezcla del fluido y el gas pasan a través de los disparos, a la bomba y hacia la superficie por la tubería de producción.

III.5 DISEÑO DE INSTALACIONES DE BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO PARA POZOS PRODUCTORES DE AGUA

La instalación más simple desde un punto de vista de diseño, es para un pozo de agua, debido a que no pasa gas libre a través de la bomba.

Las bombas eléctricas se usan en todo tipo de pozos de agua, incluyendo pozos de agua dulce para uso doméstico y de irrigación y pozos de agua salada o dulce para inyección.

Este caso representa el diseño más simple, para el cual se presenta el siguiente procedimiento. El procedimiento es general, tanto para pozos que producen gas como para los que no lo producen, pero se debe enfatizar en aquellos pasos en los que es de suma importancia el hecho de que se tenga presencia de gas. Las modificaciones sobre este se tratarán en los subtemas siguientes.

- 1.- Recopilar y analizar la información del pozo, de la producción, de los fluidos y los datos eléctricos.
- 2.- Determinar la capacidad de producción del pozo a la profundidad de colocación de la bomba o determinar la profundidad de la bomba para el gasto deseado. Esto incluye determinar la presión de succión de la bomba (Ver subtema 1.4.2), misma que se utilizará para el diseño, y el volumen que se va a bombear a fin de obtener en la superficie los barriles de líquido deseados a las condiciones de tanque.
- 3.- Calcular la carga dinámica total (Ver subtema III.2).
- 4.- De acuerdo a los cálculos anteriores, seleccionar de entre las gráficas de las bombas (Apéndice C), la bomba que tenga la más alta eficiencia para el gasto deseado. La bomba seleccionada deberá ser de diámetro exterior menor al diámetro interior de la TR.
- 5.- Para la bomba seleccionada, calcular el número de etapas requeridas para suministrar la carga total necesaria que permita producir el gasto deseado.
- 6.- Determinar la potencia que se requiere en el motor. Dado que se está manejando agua, este dato es directamente el leído de la gráfica de la bomba. De acuerdo a esta potencia, seleccionar del Apéndice D, un motor adecuado al ciclo a manejado y la potencia requerida.
- 7.- Seleccionar el tamaño y tipo de cable más económico a partir de los datos técnicos disponibles, usar la información del Apéndice E.
- 8.- Determinar la pérdida de voltaje en el cable y el voltaje superficial requerido. Este último valor establece el tamaño del tablero de control, usar la información disponible del Apéndice E.
- 9.- Calcular los requerimientos de Kva (Kilovatioes) a fin de dimensionar los transformadores, usar el Apéndice F.
- 10.- Seleccionar los accesorios necesarios tales como:
 - Tamaño y tipo de cabezal para la tubería de producción.
 - Equipo de servicio requerido para realizar la instalación.
 - Equipo opcional.
- 11.- Determinar que otros dispositivos o aditamentos se requieren para asegurar una buena operación, tales como:
 - Protecciones anticorrosivas necesarias, el caso de estar bombeando

- Inhibidores de corrosión.
- Usar, si se requiere, una cubierta en forma de cónica en el aparejo.

Aparte del procedimiento anterior, en los problemas resueltos se presentan algunos detalles importantes en el diseño, los cuales deben ser tomados en cuenta para la solución de algunos problemas en particular.

PROBLEMAS RESUELTOS (III.5)

III.5.1 POZO DE AGUA SIN GAS.

- 1.- Recopilar y analizar datos:

TR = 8 5/8"
 TP = 5 1/2" (nueva)
 LT = 2200 pies.
 Intervalo disparado 1900 - 2200 pies.
 Suministro de energía = 12500 V inicial
 NE = nivel estático = 500 pies desde la superficie.
 $\gamma_w = 1.1$
 Temperatura = 120 °F
 IP = 10 BPD/pie
 qd = 10000 BPD
 Longitud de la línea de descarga = 2000 pies de 4" diámetro ext.
 con una elevación sobre el suelo de 30 pies y toda la tubería es nueva.

Seleccionar una bomba eléctrica apropiada, así como el equipo necesario.

- 2.- Determinar la capacidad de producción del pozo.
 En este problema no se determina la capacidad de producción del pozo, ya que se considera que es capaz de apartar el agua deseada de 10000 BPD.
- 3.- Determinar la carga dinámica total (CDT) necesaria para producir 10000 BPD.

$$CDT = P_{wh} + \Delta P_f + h_a$$

- a) Elevación neta.

$$h_a = L - SIN$$

Para definir la profundidad de colocación de la bomba, es necesario definir qué longitud de columna hidráulica se debe reducir de la columna que representa la P_{ws} (NE), de tal forma que se tenga el ΔP necesario para producir 10000 BPD con un IP de 10 BPD/pie.

$$IP = \frac{q}{\Delta P} \quad ; \quad \Delta P = \frac{q}{IP}$$

$$IP = 10 = \frac{10000}{\Delta P}$$

$$q = 10000 \text{ BPD (gasto deseado) .}$$

$$\Delta P = \frac{10000 \text{ BPD}}{10 \text{ BPD/pie}} = 1000 \text{ pies .}$$

Que agregados a los 500 pies del NE, da una profundidad de:

$$1000 \text{ pies} + 500 \text{ pies} = 1500 \text{ pies .}$$

Esta es la profundidad a la que estará el fluido (ND), cuando se produzca bajo las condiciones mencionadas. Para que la bomba opere apropiadamente, es necesario que en la succión de la bomba exista un rango de presión entre 200 y 250 lb/pq², es decir:

$$\frac{200 \text{ lb/pq}^2}{0.433 \text{ lb/pie}} = 420 \text{ pies .}$$

entonces para asegurar, se coloca la bomba a 1920 pies con lo cual se tiene una sumergencia de 420 pies.

Finalmente:

$$h_a = 1920 - 420 = 1500 \text{ pies.}$$

b) Presión en la cabeza del pozo en pies (Pwh).

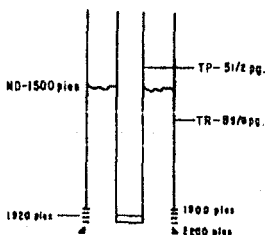
$$Pwh = \text{Elevación de la línea de descarga} + \Delta Pfd,$$

donde:

ΔPfd - Caída de presión por fricción en la línea de descarga.

Con los datos de la línea de descarga y la Fig. 1 Apéndice B, se tiene que $\Delta Pfd = 55 \text{ pies}/1000 \text{ pies}$.

$$Pwh = 50 \text{ pies} + (2000 \text{ pies} \times 55 \text{ pies}/1000 \text{ pies}) = 140 \text{ pies .}$$



- c) Caída de presión por fricción en la TP para un gasto de 10000 BPD a través de una TP de 5 1/2" es igual a : (se usó la de 5" - que se contempla en la Fig. 1 Apéndice B).

$$18.5 \text{ pie} / 1000 \text{ pies} .$$

Entonces:

$$\Delta P_f = (18.5 \text{ pies} / 1000 \text{ pies}) \times 1920 \text{ pies} .$$

$$\Delta P_f = 35.52 \text{ pies} .$$

Por lo tanto:

$$CDT = 1500 + 35.52 + 140 .$$

$$CDT = 1676 \text{ pies} .$$

- 4.- Seleccionar de entre las gráficas de las bombas la que tenga la mayor eficiencia para el gasto deseado y el diámetro exterior sea menor al diámetro interior de la TK.

Se selecciona la bomba REDA I-300 (Apéndice C) ya que es la que maneja este gasto con mayor eficiencia.

- 5.- Determinar el número de etapas requeridas para permitir producir el gasto deseado.

De la gráfica de la bomba seleccionada y para el gasto de 10000 BPD se tiene que la bomba desarrolla 6000 pies/100 etapas, entonces son 60 pies/etapa.

$$NTE = \frac{CDT}{\text{pie/etapa}} ,$$

$$NTE = \frac{1676 \text{ pies}}{60 \text{ pies/etapa}} ,$$

$$NTE = 28 \text{ etapas} .$$

- 6.- Determinar la potencia que se requiere en el motor. De la gráfica y para el gasto de 10000 BPD se requieren 5.85 hp/etapa (basados en la densidad del agua de 1.0).

Entonces, para una densidad relativa de 1.1 los hp serán:

$$Hb = (NTE \times \text{hp/etapa}) \times \gamma_f .$$

$$Hb = 28 \text{ etapas} \times (5.85 \text{ hp/etapa}) \times 1.1 ,$$

$$Hb = 180 \text{ hp} .$$

Considerando esta potencia y que el motor debe manejar hp adicionales que pueden ser requeridos para propositos de descarga, se selecciona del Apéndice D un motor de 60 Hz de la serie 540 de 200 hp, 1160 V y de 105 amps.

7. Seleccionar el tamaño y tipo de cable.

Considerando que el cable de cobre es el más usado en el ámbito petrolero y de acuerdo a la tabla 1 (Apéndice E) si el amperaje que maneja el motor es de 10% más, el cable seleccionado es el cable No. 1 de cobre y el más adecuado es un cable de eschietileo (Apéndice E).

8.- Determinar las pérdidas de voltaje en el cable, el voltaje superficial requerido y el tablero de control apropiado.

Considerando que la temperatura de fondo es de 120 °F del Apéndice E, Fig.2 el factor de corrección para las pérdidas de voltaje es de 1.06 y de la Fig. 1 las pérdidas para el cable de cobre No. 1 a 84 °F es de 29 V/1000 pies, entonces:

$$29 \text{ V/1000 pies} \times 1.06 = 30 \text{ V/1000 pies} .$$

Para la longitud del cable, considerar que cubra hasta la profundidad de colocación de la bomba más 100 pies que se usarán como cable superficial, entonces, las pérdidas de voltaje en el cable serán:

$$2020 \text{ pies} \times 30 \text{ V/1000 pies} = 61 \text{ V} .$$

Esto, sumado al voltaje que requiere el motor:

$$1160 \text{ V} + 61 \text{ V} = 1221 \text{ V} .$$

Aplicando la regla que dice que " las pérdidas en el transformador son el 2.5 % del voltaje necesario " (8), las pérdidas serán:

$$1221 \text{ V} \times 2.5 \% = 31 \text{ V} .$$

Entonces, el voltaje total requerido es:

$$1221 \text{ V} + 31 \text{ V} = 1252 \text{ V} .$$

Finalmente para este voltaje requerido y para el rango de hp que maneja el motor (200 hp) según lo mencionado en el Apéndice F, el tablero de control seleccionado es el de 1500 V.

9.- Calcular los requerimientos de Kva para dimensionar los transformadores.

$$\text{Kva} = \frac{\text{Vs(Am)}\sqrt{3}}{1000} = \frac{1252 (105) 1.73}{1000} = 227 .$$

De acuerdo al Apéndice F, así como a los requerimientos futuros del transformador, se recomienda usar tres transformadores de 100 Kva.

10.-Selección de accesorios.

Los fabricantes determinarán las demás partes del equipo.

III.5.2 POCO DE AGUA SIN GAS.

1.- Recopilación y análisis de datos.

TR = 5 1/2"
 IP = 2 3/8"
 LT = 5000 pies
 NE = 2500 pies
 fw = 1.00 (sin gas)
 Temperatura = 140 °F

Una prueba de producción en este pozo muestra que aporta 500 BPD con NG a 3000 pies.

La longitud de la línea de descarga es de 2000 pies, con un diámetro de 2" y con una elevación de 20 pies sobre el suelo.

qd = 1250 BPD

Usar 100 pies de sumergencia en la bomba.

- 2.- Determinar la capacidad de producción del pozo.
 En este problema no se determina la capacidad del pozo, ya que se considera que si es capaz de aportar el gasto de producción deseado de 1250 BPD.
- 3.- Determinar la Carga Dinámica Total necesaria en pies para producir 1250 BPD.

a) Elevación neta.

Para definir la profundidad de colocación de la bomba, es necesario definir qué longitud de columna hidráulica se debe reducir de la columna que representa la Fws (NE), de tal forma que se tenga el ΔP necesario para producir 1250 BPD.

El IP para este pozo en BPD/pie, de acuerdo a los datos de la prueba de producción es:

$$IP = \frac{q}{\Delta P} = \frac{500 \text{ BPD}}{(3000 - 2500)} = 1 \text{ BPD/pie (cte).}$$

Entonces, para producir 1250 BPD se requiere una presión en pies de carga (sobre la bomba) de:

$$IP = \frac{q}{\Delta P} \quad ; \quad \Delta P = \frac{q}{IP}$$

$$\Delta P = \frac{1250 \text{ BPD}}{1 \text{ BPD/pie}}$$

$$\Delta P = 1250 \text{ pies.}$$

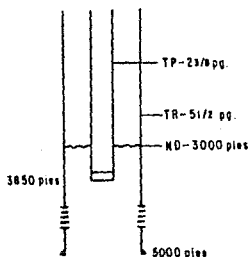
que agregados a los 2500 pies del NE, y a los 100 pies que se sujeción de sumergencia, da una profundidad de:

$$2500 \text{ pies} + 1250 \text{ pies} + 100 \text{ pies} = 3850 \text{ pies.}$$

$$ha = L - SUM = 3850 - 100 = 3750 \text{ pies.}$$

b) Presión en la cabeza del pozo en pies (Pwh).

Con los datos de la línea de descarga y la Fig. 1 Apéndice B, se tiene que $\Delta P_{fd} = 30$ pies/1000 pies.



$$P_{wh} = 30 \text{ pies} + (2000 \text{ pies} \times 30 \text{ pies}/1000 \text{ pies}) .$$

$$P_{wh} = 90 \text{ pies} .$$

c) Caída de presión por fricción en la TP para un gasto de 1250 BPD a través de una TP de 2 3/8" (diámetro interior 1.867") según la Fig. 2 Apéndice B:

$$\Delta P_f = 48 \text{ pies}/1000 \text{ pies} .$$

de acuerdo a esto, para la profundidad de colocación de la bomba se tiene que:

$$\Delta P_f = 48 \text{ pies}/1000 \text{ pies} \times 3850 \text{ pies} .$$

$$\Delta P_f = 184.8 \text{ pies} .$$

Entonces:

$$CDT = P_{wh} + \Delta P_f + h_a .$$

$$CDT = 90 + 184.8 + 3750 .$$

$$CDT = 4024.8 \text{ pies} .$$

4.- Seleccionar la bomba que tenga la más alta eficiencia para el gasto deseado y que sea de un diámetro adecuado para la TR existente.

$$TR = 5 \text{ 1/2"} .$$

$$q = 1250 \text{ BPD} .$$

Además el gasto deseado debe caer dentro del rango recomendable, por lo que se selecciona la bomba REUA D-40 que tiene 61 % de eficiencia (Apéndice C).

- 5.- Determinar el número de etapas requeridas para producir el gasto deseado.

De la gráfica de la bomba seleccionada y para el gasto de 1250 BPD, la bomba desarrolla 2270 pies/100 etapas, es decir 22.7 pies/etapa. Por lo tanto:

$$NTE = \frac{CDT}{\text{pie/etapa}} = \frac{4024.8 \text{ pies}}{22.7 \text{ pie/etapa}}$$

$$NTE = 177 \text{ etapas}$$

- 6.- Determinar la potencia que se requiere en el motor.

De la gráfica de la bomba seleccionada, para producir 1250 BPD, se requieren 0.35 hp/etapa (basados en la densidad del agua de 1.00). Entonces, para una densidad de 1.05 serán:

$$Hb = (NTE \times \text{hp/etapa}) \times \delta f$$

$$Hb = 177 \text{ etapas} \times (0.35 \text{ hp/etapa}) \times 1.05$$

$$Hb = 65 \text{ hp}$$

Se selecciona del Apéndice D, uno de los motores de 60 Hz de la serie 450 de 70 HP, los cuales pueden ser:

785 V	-	57 amps
980 V	-	45 amps
1170 V	-	38 amps

III.5.3 POZO DE AGUA SIN GAS.

Datos:

TR = 5 1/2"
 TP = 2"
 Profundidad de los disparos 4000 pies
 NE = 1000 pies desde la superficie
 Temperatura de fondo = 160 °F
 IP = 1.0 BPD/pie
 Pwh = 100 lb/pq²
 δw = 1.1
 qd = 2000 BPD

Seleccionar una bomba para producir un gasto deseado de 2000 BPD.

Para producir 2000 BPD, se requiere un abatimiento de presión de:

$$IP = \frac{q}{\Delta P} \quad ; \quad \Delta P = \frac{q}{IP}$$

$$\Delta P = \frac{2000 \text{ BPD}}{1 \text{ BPD/pie}}$$

$$\Delta P = 2000 \text{ pies .}$$

es decir, se requiere reducir en esta longitud la columna hidráulica provocada por la Pws, entonces el fluido bajo condiciones de producción debe estar a una profundidad de:

$$1000 \text{ pies} + 2000 \text{ pies} = 3000 \text{ pies .}$$

Si se consideran 200 lb/pg² de presión de sumergencia se tendrá que:

$$\frac{200 \text{ lb/pg}^2}{0.433 \times 1.1} = 420 \text{ pies .}$$

Entonces, la profundidad de colocación de la bomba será de:

$$3000 \text{ pies} + 420 \text{ pies} = 3420 \text{ pies .}$$

$$h_a = L - \text{SUM} = 3420 - 420 = 3000 \text{ pies .}$$

Según la Fig. 1 Apéndice B, para el gasto de 2000 BPD y TP de 2" la ΔP_f es de 72 pies/1000 pies.

Entonces:

$$\Delta P_f = (72 \text{ pies}/1000 \text{ pies}) \times 3420 \text{ pies} = 246 \text{ pies .}$$

El gradiente del fluido de acuerdo a la γ_w es de:

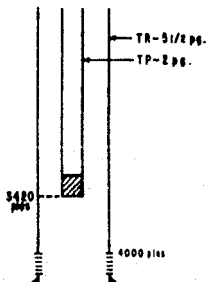
$$0.433 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} \times 1.1 = 0.476 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} .$$

Entonces, la Pwh expresada en pies de carga es:

$$P_{wh} = \frac{100 \text{ lb/pg}^2}{0.476 \text{ lb/pg}^2/\text{pie}} = 210 \text{ pies .}$$

Entonces:

$$\begin{aligned} \text{CDT} &= P_{wh} + \Delta P_f + h_a , \\ \text{CDT} &= 210 + 246 + 3000 , \\ \text{CDT} &= 3456 \text{ pies .} \end{aligned}$$



Se selecciona la bomba que tiene mayor eficiencia para manejar el -
gasto de 2000 BPD, siendo esta la bomba REDA D-51 con una eficiencia
del 64 % (Apéndice C) para la TR de 5 1/2".

Para esta bomba según su gráfica, se desarrollan 15.5 pies/etapa con
un gasto de 2000 BPD, para una CDT de 3447.6 pies de carga se re-
quieren:

$$NTE = \frac{CDT}{\text{pie/etapa}} = \frac{3456 \text{ pies}}{15.5 \text{ pie/etapa}}$$

$$NTE = 223 \text{ etapas}$$

De la gráfica de la bomba seleccionada, para producir 2000 BPD se -
requieren 0.37 hp/etapa, entonces para el flujo manejado la potencia
necesaria será:

$$H_b = (NTE \times \text{hp/etapa}) \times 1.1$$

$$H_b = 223 \text{ etapas} \times 0.37 \text{ hp/etapa} \times 1.1$$

$$H_b = 90.76 \text{ hp}$$

III.5.4 POZO DE AGUA SIN GAS.

Datos:

TR = 7"

TP = 2 1/2"

Profundidad de los disparos 4000 pies

Pws = 1428 lb/pg²

100 % agua

$\gamma_w = 1.1$

Temperatura de fondo = 160 °F

IP = 2.1 BPD/lb/pg²

Presión de separación = 50 lb/pg²

Línea de descarga de 3", de 2000 pies de longitud, tubería usada.

La elevación de la línea de descarga sobre el suelo es de 68 pies.

Seleccionar una bomba que maneje el gasto deseado de 2000 BPD.

Para producir 2000 BPD, se requiere un abatimiento de presión de:

$$IP = \frac{q}{\Delta P} ; \Delta P = \frac{q}{IP}$$

$$\Delta P = \frac{2000 \text{ BPD}}{2.1 \text{ BPD/lb/pg}^2}$$

$$\Delta P = 952.38 \text{ lb/pg}^2$$

Es decir, se requiere levantar una presión de:

$$P_{ws} - \Delta P = 1428 \text{ lb/pg}^2 - 952.38 \text{ lb/pg}^2 = 475.62 \text{ lb/pg}^2$$

si $\gamma_w = 1.1$, el gradiente de presión es de:

$$0.433 \text{ lb/pt}^2/\text{pie} \times 1.1 = 0.476 \text{ lb/pt}^2/\text{pie} .$$

de tal forma que la presión en pies de carga debe ser de:

$$(475.62 \text{ lb/pt}^2) / (0.476 \text{ lb/pt}^2/\text{pie}) = 1000 \text{ pies} .$$

Entonces, la profundidad de colocación de la bomba será de:

$$4000 \text{ pies} - 1000 \text{ pies} = 3000 \text{ pies} .$$

Si se le da una sumergencia de 420 pies (200 lb/pt²), la bomba se colocará a una profundidad de 3420 pies, entonces:

$$h_a = L - \text{SUM} = 3420 - 420 = 3000 \text{ pies} .$$

Según la Fig. 1 Apéndice B, para el gasto de 2000 BPD y una TP de 2 1/2", se tiene una caída de presión por fricción de 30 pies/1000 pies.

Entonces:

$$\Delta P_f = (30 \text{ pies}/1000 \text{ pies}) (3420 \text{ pies}) = 105 \text{ pies} .$$

Se calculará la P_{wh} expresada en pies de carga, considerando las caídas de presión por fricción en la línea de descarga. La presión de separación en pies de carga será:

$$P_{sep} = \frac{50 \text{ lb/pt}^2}{0.476 \text{ lb/pt}^2/\text{pie}} .$$

$$P_{sep} = 105.04 \text{ pies} .$$

Según el Apéndice B Fig.1, para el gasto de 2000 BPD en una tubería de descarga de 3" usada, se tiene una caída de presión por fricción de 18.5 pies/1000 pies, entonces para 2000 pies serán:

$$\begin{aligned} \Delta P_{fd} &= (18.5 \text{ pies}/1000 \text{ pies}) (2000 \text{ pies}) . \\ \Delta P_{fd} &= 37 \text{ pies} . \end{aligned}$$

de tal forma que la P_{wh} en pies de carga es de:

$$\begin{aligned} P_{wh} &= 68 \text{ pies} + 37 \text{ pies} + 105.04 \text{ pies} . \\ P_{wh} &= 210.04 \text{ pies} . \end{aligned}$$

Entonces:

$$\begin{aligned} \text{CDT} &= 210 + 105 + 3000 , \\ \text{CDT} &= 3315 \text{ pies} . \end{aligned}$$

Para estos datos, se selecciona la bomba G-52E (Apéndice C) y esta bomba desarrolla una carga de 39 pies/etapa.

Entonces:

$$\text{NTE} = \frac{3315 \text{ pies}}{39 \text{ pies/etapa}} = 85 \text{ etapas}$$

Si de la gráfica de esta bomba, se tiene que se requieren 0.87 hp/etapa, entonces:

$$\text{hp necesarios} = 85 \text{ etapas} \times 0.87 \text{ hp/etapa} = 73.95 \text{ hp} .$$

Considerando la densidad del fluido producido, la potencia necesaria será de:

$$\begin{aligned} H_b &= 73.95 \text{ hp} \times 1.1 , \\ H_b &= 81.34 \text{ hp} . \end{aligned}$$

CONCLUSIONES :

Los problemas III.5.3 y III.5.4 consideran la misma Fwh, pero al usar TR de 7" se aumenta el tamaño de la IP y se reducen las pérdidas de presión por fricción. Además, con una TR de 7" fue posible usar una bomba de mayor diámetro, más eficiente y más económica. La combinación de menores caídas de presión y una bomba más eficiente permite requerir únicamente 81.34 hp del motor con una TR de 7" a diferencia de la IP de 5 1/2" que requiere 90.76 hp. Esto confirma que las terminaciones son muy importantes debido a que el tamaño de la TR tiene una marcada influencia sobre la eficiencia de la bomba.

PROBLEMAS PROPUESTOS (III.3)

3.1 POZO DE AGUA SIN GAS.

Datos:

TR = 5 1/2"

TP = 2 3/8"

Profundidad de los disparos = 6000 pies

Pws = 2200 lb/pq²

$\beta_w = 1.07$

Temperatura de fondo = 160 °F

IP = 1 BFD/lb/pq²

Fwh = 120 lb/pq²

qd = 1500 BPD

Seleccionar una bomba eléctrica apropiada, así como el equipo necesario.

3.3 POZO DE AGUA SIN GAS

Datos:

TR = 10 3/4"

TP = 4" (nueva)

LT = 2550 pies

Pws = 1200 lb/pq²

IP = 25 BPD/lb/pq²

Produciendo 100 % agua por flujo natural ($\beta_w = 1.10$)

Fwh = 140 lb/pq²

qt = 20000 BPD

Temperatura de fondo = 150 °F
Temperatura en la superficie = 130 °F

Determinar el número de etapas requeridas y la potencia de la bomba.

III.6 DISEÑO DE INSTALACIONES DE BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO PARA POZOS PRODUCTORES DE ACEITE Y AGUA

Los pozos en los que se aplica este diseño, son pozos con baja relación gas-aceite en donde el gas puede o no pasar a través de la bomba.

Este procedimiento de diseño es el más simple, después del que se aplica en pozos de agua. Dicho procedimiento es el mismo que para pozos de agua, solo considerando que el volumen de fluidos que se tiene en la superficie es diferente al que se tiene en la profundidad de la bomba debido al factor de volumen del aceite, de tal forma que el gasto para el que se diseña la bomba, será el manejado a condiciones de bomba. También se debe considerar la densidad relativa promedio del fluido manejado (aceite y agua) y de acuerdo a esto, se corrige el paso 6 al calcular la potencia del motor.

En los problemas resueltos, se presentan algunos otros detalles importantes del diseño.

En el problema resuelto III.6.4, se presenta un caso en el que se tiene una alta RGA para el que se determina el porcentaje de gas libre, el cual a su vez modifica el volumen producido (7).

PROBLEMAS RESUELTOS (III.6)

III.6.1 POZO DE ACEITE Y AGUA SIN GAS LIBRE

Este problema considera bajas relaciones gas aceite y maneja el 15 % de agua. Se considera que no se tiene gas libre a través de la bomba.

1.- Recopilación y análisis de datos:

- Datos del pozo

TR = 5 1/2" , 17 lb/pie a 6150 pie

TP = 2 3/8", EUE 8 RD

Intervalos disparados:

5900 - 5970 pies

6000 - 6030 pies

- Datos de producción

$P_{ws} = 2000 \text{ lb/pg}^2 @ 5950 \text{ pies}$

$P_{wf} = 1500 \text{ lb/pg}^2$

$q = 475 \text{ BPD}$ (producción actual)

RGA = 375 pie /bl

Temperatura de fondo = 170 °F

Tipo de vaciamiento - Empuje de gas en solución

$P_b = 2000 \text{ lb/pg}^2$

- Datos del fluido
 - Aceite de 30 °API
 - $\gamma_o = 0.876$
 - $\gamma_w = 1.02$
 - $\gamma_g = 0.75$
 - $E_o = 1.075$
- Abastecimiento de energía
 - Voltaje inicial - 7200/12470
- Otros
 - El pozo produce fluidos corrosivos.

Se desea obtener de este pozo el máximo gasto posible, pero manteniendo una presión en la bomba de 300 lb/pq². Este problema difiere de los pozos de agua en que el volumen de succión en la bomba es mayor debido al factor de volumen del aceite.

$L = 5850$ pies
 $P_{suc} = 300$ lb/pq² (presión de succión en la bomba)
 Considerar que todo el gas será venteado.

2.- Determinar la capacidad de producción del pozo.

Tanto la presión de succión como la profundidad de colocación de la bomba son muy razonables ya que gran cantidad de gas ha sido venteado. Lo cual es resultado de las experiencias en la aplicación de este diseño, que han probado que al aplicarse las 300 lb/pq² para este tipo de pozos se obtienen unas buenas condiciones de bombeo. Los 30 pies arriba de los disparos para la colocación de la bomba son los adecuados y dan lugar a que los fluidos entren por un punto arriba de la unidad de tal forma que el aparato quede sumergido en los fluidos del pozo y circulen por la parte externa del motor para enfriarlo.

La P_{ws} es medida a 5950 pies, la bomba será colocada a 5850 pies es decir a 100 pies arriba del punto de medición de la P_{ws} . Esto reducirá considerablemente el abatimiento de presión. Para definir estos abatimientos, es necesario definir la densidad relativa promedio de los fluidos que entran a la bomba.

De acuerdo a las densidades del aceite y el agua y al porcentaje que se produce de cada fluido, la densidad relativa promedio será:

$$0.876 \times 85 \% = 0.74$$

$$1.02 \times 15 \% = 0.15$$

0.89 promedio

El gradiente:

$$0.433 \text{ lb/pq}^2/\text{pie} \times 0.87 = 0.385 \text{ lb/pq}^2/\text{pie}$$

Entonces 100 pies de este fluido originan aproximadamente:

$$0.385 \text{ lb/pq}^2/\text{pie} \times 100 \text{ pies} = 38.5 \text{ lb/pq}^2$$

$$= 40 \text{ lb/pq}^2$$

El gasto de producción máximo puede ser calculado considerando que se trata de un yacimiento con empuje de gas (yac. saturado) y que se puede solucionar usando la curva general de Vogel (Apéndice G).

De pruebas al pozo se tiene que:

$$q_1 = 475 \text{ BPD (aceite, agua)}$$

$$P_{wf} = 1500 \text{ lb/pg}^2$$

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

$$P_{wf}/P_{ws} = 1500/2000 = 0.75$$

Con este dato y la curva de Vogel se tiene que:

$$q_0/q_0 \text{ máx} = 0.40 ,$$

y si $q_0 = 475 \text{ BPD}$,

$$q_0 \text{ máx} = q_0/0.40 = 475 \text{ BPD}/0.40 = 1188 \text{ BPD (de mezcla)} .$$

Con este dato se puede definir el gasto de producción. Si a la profundidad de los disparos se tiene una presión de:

$$P_{wf} = 300 \text{ lb/pg}^2 \text{ (en la succión)} + 40 \text{ lb/pg}^2 \text{ (100 pies de fluido)}$$

$$P_{wf} = 340 \text{ lb/pg}^2$$

$$P_{wf}/P_{ws} = 340/2000 = 0.17$$

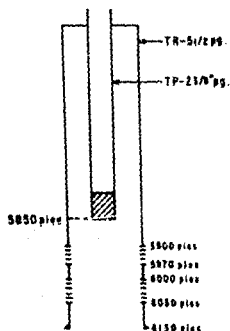
Con este dato y la curva de Vogel se tiene que:

$$q_0/q_0 \text{ máx} = 0.94 ,$$

Entonces:

$$q_0 = 0.94 \times q_0 \text{ máx} = 0.94 \times 1188 \text{ BPD} = 1117 \text{ BPD} .$$

Este gasto es el que se obtendrá para una P_{wf} de 340 lb/pg², con la succión de la bomba.



Para realizar una comparación entre el método de Vogel y el método lineal se calcula primeramente el gasto con el método lineal:

$$IP = \frac{q}{Pws - Pwf}$$

$$IP = \frac{475 \text{ BFD}}{(2000 - 1500) \text{ lb/ppg}} = 0.95 \text{ BFD/lb/ppg}$$

Considerando el abatimiento de las 300 lb/ppg de presión en la succión con respecto a la Pws, se tiene que:

$$\Delta P = Pws - Pwf = 2000 - (300 + 40) = 1660 \text{ lb/ppg}$$

Si $IP = \text{cte.}$, entonces:

$$q_0 = 0.95 \text{ BFD/lb/ppg} \times 1660 \text{ lb/ppg}$$

$$q_0 = 1577 \text{ BFD}$$

Se observa que si se usa el método lineal se obtendrá un gasto más optimista que con el método de Vogel, de tal forma que si se analiza así, la unidad quedará sobrediseñada.

Si se considera que el volumen manejado por los tanques es de 1125 BFD, el volumen que aporta el yacimiento sería mayor que el que pueden manejar dichos tanques, pero si se consideran los factores de volumen para que en la superficie se obtengan 1125 BFD, en el yacimiento se deben manejar:

$$qt @ \text{C.B.} = 1125 \times 0.65 \times 1.075 + 1125 \times 0.15 \times 1.00$$

$$qt @ \text{C.B.} = 1197 \text{ BFD}$$

Esto considerando que no se tiene gas libre pasando por la bomba, es decir que se ventea por la TR.

3.- Determinar la CDI.

a) Elevación Neto.

Si según el planteamiento del problema, se tiene que en la succión de la bomba se cuenta con 300 lb/ppg y esta se expresa en longitud de succión, se tiene que:

$$SUM = \frac{300 \text{ lb/ppg}}{0.07 \times 0.433 \text{ lb/ppg/pie}} = 778 \text{ pies}$$

Entonces:

$$h_a = L - SUM = 5850 - 778 = 5072 \text{ pies}$$

b) Caída de presión por fricción en la IP.

Dado:

Longitud de IP = 5850 pies de $\varnothing 3.5"$
y un gasto de 1197 BFD

Según el Apéndice B Fig. 2 y considerando la IP de $\varnothing 3.5"$, se tiene que $\Delta Pf = 44 \text{ pies/1000 pies}$.

Entonces:

$$\Delta P = 44 \text{ pies} \cdot 1000 \text{ pies} \times 5850 \text{ pies} ,$$
$$\Delta P = 257 \text{ pies} .$$

- c) La presión en la cabeza del pozo en pies de carga, si se considera que es de 200 lb/pq², convertida a pies de carga sería de:

$$P_{wh} = \frac{200 \text{ lb/pq}^2}{0.433 \times 0.433 \text{ lb/pq}^2/\text{pie}} ,$$

$$P_{wh} = 519 \text{ pies} .$$

Entonces:

$$CDT = 519 + 257 + 5072 ,$$

$$CDT = 5848 \text{ pies} .$$

- 4.- Seleccionar el tipo y tamaño de la bomba para:

$$TR = 5 \frac{1}{2}''$$
$$Q = 1197 \text{ BPD}$$

La bomba REDA D-40 (Apéndice C) es la que maneja este gasto con mayor eficiencia (60%).

- 5.- Determinar el número de etapas necesarias.

Para 1197 BPD, según la gráfica seleccionada para esta bomba se desarrollan 23 pies/etapa, entonces, las etapas requeridas son:

$$NTE = \frac{5848 \text{ pies}}{23 \text{ pie/etapa}} ,$$

$$NTE = 254 \text{ etapas} .$$

- 6.- Determinar la potencia del motor.

Para esta bomba se requieren 0.26 hp/etapa para manejar 1197 BPD.
Entonces:

$$H_p = 254 \text{ etapas} \times 0.26 \text{ hp/etapa} = 65.94 ,$$

$$H_p = 77 \text{ hp} .$$

Lo anterior son los hp necesarios para que el pozo opere bajo las condiciones establecidas.

- 7.- Seleccionar el tamaño y tipo de cable.

El tamaño del cable, el voltaje del motor y el amperaje del mismo, serán seleccionados de acuerdo a lo más económico, pero de tal forma que no limiten las condiciones de operación.

Para seleccionar el cable, se considera la temperatura de fondo y la longitud del cable que cubra hasta la profundidad de colocación de la bomba más 100 pies de cable que se usarán como cable superficial.

$$5850 + 100 = 5950 \text{ pies}$$

Considerando la potencia que se requiere del motor y que el motor - debe manejar las adicionales que pueden ser requeridas para propósitos de descarga, en el Apéndice D se tienen 6 motores que manejan - 90 hp y son de diferente voltaje y amperaje. Para esta instalación se selecciona un motor de 60 Hz de la serie - 456 de 90 hp, de 1260 V y de 45 amps.. Un cable No. 4 de cobre es el apropiado para transportar los 45 amps. de corriente. Según el Apéndice E el cable 3KV -REDALENE-Estandar es el más apropiado para operar a 170 °F. De acuerdo al voltaje que maneja la bomba, se puede usar un tablero de control de 1500 V (Apéndice E).

8.- Determinar las pérdidas de voltaje en el cable y el voltaje superficial requerido.

Dado:

5950 pies de cable No 4 de cobre.
Motor de 1260 V y 45 amps.

Considerando que la temperatura de fondo es de 170 °F del Apéndice E Fig. 2 el factor de corrección para las pérdidas de voltaje es 1.17 de la Fig. 1 las pérdidas para el cable a 86 °F son de 25 V/1000 - pies para 45 amps., entonces:

$$25 \text{ V/1000 pies} \times 1.17 = 29 \text{ V/1000 pies} .$$

Las pérdidas a todo lo largo del cable serán:

$$5950 \text{ pies} \times 29 \text{ V/1000 pies} = 173 \text{ V} .$$

Sumando al voltaje que requiere el motor será:

$$173 \text{ V} + 1260 \text{ V} = 1433 \text{ V} .$$

Aplicando el 2.5 % de pérdidas en el transformador (6),

$$1433 \text{ V} \times 2.5 \% = 36 \text{ V} .$$

Entonces el voltaje total requerido es:

$$1433 \text{ V} + 36 \text{ V} = 1469 \text{ V} .$$

9.- Calcular los requerimientos de kva para dimensionar los transformadores.

$$Kva = \frac{Vs (Am) \sqrt{3}}{1000} = \frac{1469 \times 45 \times 1.73}{1000} = 114 .$$

Usando un paquete de tres transformadores de una sola fase, el valor de los kva de cada transformador será:

$$114 \text{ Kva/3 transformadores} = 38 \text{ Kva/transformador}$$

De acuerdo al Apéndice F, así como a la flexibilidad futura con el transformador, se recomienda usar tres transformadores de 50 kva ca-

da uno (de un sola fase).

10.- Seleccionar los accesorios apropiados.

La tubería de producción es de 2 3/8" EUE Ø RD. entonces la rosca de la bomba es a igual que la TF de este tipo, también la válvula de retención y la válvula de drenaje deben tener roscas acordes con la de la TF.

11.- Determinar las especificaciones que se requieren para asegurar una buena operación del sistema.

Este pozo produce fluidos corrosivos, por lo que se recomienda tomar precauciones para combatir en todo momento esta corrosión, dichas precauciones pueden ser:

- A) Usar equipo cubierto de plástico.
- B) Usar flejes de acero inoxidable o de acero monel para atar el cable a la tubería.
- C) Usar un cable plano resistente a la corrosión.
- D) Usar pernos y taponés resistentes a la corrosión a lo largo de todo el equipo si es necesario.

III.6.2 POZO DE ACEITE Y AGUA SIN GAS LIBRE

Este pozo maneja el 30 % de agua y considera que no se tiene gas libre a través de la bomba.

1.- Recopilación y análisis de datos.

- Datos generales

Identificación del campo, localización geográfica y número del pozo.

- Datos del pozo

IR = 7" , 23 lb/pie a 10000 pies

IP = 2 7/8" EUE, 8 hilos de rosca.

- Datos del yacimiento

$F_{ws} = 2900 \text{ lb/ppg man. @ } 10000 \text{ pies}$

$F_{wf} = 2500 \text{ lb/ppg man. @ } 10000 \text{ pies para } 1000 \text{ BFD @ c.tanque.}$

% Agua = 30 %

$\gamma_o = 40 \text{ °API}$

$\gamma_w = 1.05$

$\mu_o = 3.6 \text{ cp @ } 100 \text{ °F, } 1.6 \text{ cp @ } 200 \text{ °F}$

Temperatura a 10000 pies = 225 °F

Temperatura en la cabeza del pozo = 100 °F

- Datos de la bomba.

Debe levantar el fluido con una $F_{wh} = 200 \text{ lb/ppg man.}$

Abastecimiento de energía = 60 Hz

$q_d = 1600 \text{ BFD @ c.tanque (neto).}$

Profundidad de colocación de la bomba = tan profunda como sea necesaria.

- Otros.

No presenta problemas de corrosión, parafinas, arenas o incrustaciones.

La única limitación que se indica para la selección del equipo de bombeo es que la IR de 7" será acoplada a una bomba que tenga capacidad de producir un gasto de 1600 BFD @ c.tanque.

2.- Determinar el comportamiento de flujo del pozo y del vaciamiento para el gasto deseado.

El gasto deseado, definirá la presión de succión de la bomba. De las pruebas del pozo a 10000 pies, se puede calcular el IP.

$$IP = \frac{q}{Pws - Pwf}$$

$$IP = \frac{1000 \text{ BFD } \div \text{ c. tanque}}{(2900 - 2500) \text{ lb/ppg} \text{ man.}} = 2.78 \text{ BFD/lb/ppg} \text{ man.}$$

La Pwf al gasto deseado de 1000 BFD a c. tanque será entonces:

$$IP = \frac{q}{Pws - Pwf} \quad , \quad Pwf = Pws - \frac{q}{IP}$$

$$Pwf = 2900 - \frac{1000}{2.78}$$

$$Pwf = 2325 \text{ lb/ppg} \rightarrow 10000 \text{ pies} .$$

3.- Determinar la Carga Dinámica total.

Los datos de densidades relativas están dadas a 60 °F. por lo que se tendrán que ajustar a las altas temperaturas del pozo que para este caso va a ser de 190 °F (temperatura promedio).

La densidad relativa a 190 °F es el 96.7 % con respecto a la de 60 °F y para el aceite es del 93.4 % (Ref. 6).

$$\gamma_o = \frac{141.5}{131.5 + 96PI} = \frac{141.5}{131.5 + 90} = 0.825$$

Entonces la densidad específica promedio es:

$$\text{Água} = 1.05 \times 0.967 \times 0.3 = 0.3$$

$$\text{Aceite} = 0.825 \times 0.934 \times 0.7 = 0.54$$

$$\text{Densidad promedio } @ 190 \text{ } ^\circ\text{F} = 0.84$$

De acuerdo a esto, la Pwf en pies de carga será:

$$Pwf = \frac{2325 \text{ lb/ppg}}{0.433 \text{ lb/ppg}^2/\text{pie}} = 5392 \text{ pies} .$$

Estos 5392 pies son los que tiene que levantar la bomba para producir 1000 BFD a c. tanque de fluido, de acuerdo a esto se tiene una profundidad de:

$$10000 \text{ pies} - 5392 \text{ pies} = 4608 \text{ pies} .$$

mas una profundidad de sumergencia de 550 pies (200 lb/pg²), finalmente la bomba se colocará a:

$$3608 \text{ pies} + 550 \text{ pies} = 4158 \text{ pies} .$$

Entonces:

$$h_a = L - \text{SUM} = 4158 - 550 = 3608 \text{ pies} .$$

En este ejemplo las caídas de presión debidas a los cambios de terreno y a otros cambios en la línea de descarga se considera que ocasionan una Pwh de 200 lb/pg², esta presión en pies de carga es:

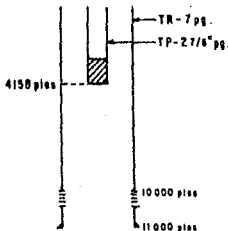
$$Pwh = \frac{200 \text{ lb/pg}^2}{0.433 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} \times 0.09} = 550 \text{ pies} .$$

Según el Apéndice B Fig. 2 las caídas de presión por fricción en la TP, para el gasto deseado y una TP de 2 7/8" será de 26 pies/1000 - pies, entonces:

$$\Delta P_f = 26 \text{ pies}/1000 \text{ pies} \times 4158 \text{ pies} = 108 \text{ pies} .$$

Finalmente se tiene que:

$$\begin{aligned} \text{CDT} &= 550 + 108 + 3608 . \\ \text{CDT} &= 4266 \text{ pies} . \end{aligned}$$



4.- Seleccionar el tipo de bomba.

De acuerdo al gasto deseado y el diámetro de la IR la bomba seleccionada es la REDA E-41 (Apéndice C) con una eficiencia del 58 % .

5.- Determinar el número de etapas de la bomba.

Para un gasto de 1600 BPD la bomba seleccionada desarrollará 22 pie/etapa. Entonces el número total de etapas requeridas es de:

$$NTE = \frac{4266 \text{ pies}}{27.0 \text{ pie/etapa}}$$

$$NTE = 158 \text{ etapas.}$$

6.- Determinar la potencia del motor.

Para el gasto de 1600 GPD, se requieren 0.55 hp/etapa, cuando el fluido bombeado es agua. Entonces los hp requeridos por el motor a condiciones de operación serán de:

$$Hb = 158 \text{ etapas} \times 0.55 \text{ hp/etapa} \times 0.84.$$

$$Hb = 73 \text{ hp.}$$

El motor seleccionado es de la serie 540 el cual maneja 90 hp, 1185 V y 44 amps. (Apéndice D). debido a que maneja mayor potencia que la requerida para las condiciones de operación, esto permitirá tener un rango de hp que se puedan requerir en el futuro.

7.- Seleccionar el cable.

Se puede usar el cable de cobre No. 4, ya que puede manejar un máximo de 70 amps y la longitud más permisible de este voltaje a 1185 V y 44 amps. es mucho mayor de 4158 pies.

La longitud necesaria de cable es de acuerdo a la profundidad de colocación de la bomba más 100 pies que se utilizan en las conexiones del tablero de control, por lo que el total del cable será de 4258 pies. El tipo de cable se selecciona para que resista una temperatura de 225 °F.

8.- Determinar el voltaje superficial requerido.

Considerando que la temperatura promedio es de 120 °F de la Fig. 2 - Apéndice E el factor de corrección para las pérdidas de voltaje es de 1.21 y de la Fig. 1 las pérdidas para el cable a 86 °F son de 24 V/1000 pies para 44 amps. entonces:

$$24 \text{ V/1000 pies} \times 1.21 = 29.04 \text{ V/1000 pies.}$$

las pérdidas a lo largo del cable serán:

$$29.04 \text{ V/1000 pies} \times 4258 \text{ pies} = 124 \text{ V.}$$

sumando el voltaje que requiere el motor,

$$124 \text{ V} + 1185 \text{ V} = 1309 \text{ V.}$$

Aplicando el 2.5 % de pérdidas en el transformador se tendrá:

$$1309 \text{ V} \times 2.5 \% = 33 \text{ V.}$$

finalmente el voltaje superficial requerido es de:

$$V_s = 1309 \text{ V} + 33 \text{ V} = 1342 \text{ V.}$$

9.- Determinar el tamaño del transformador.

$$kva = \frac{Vs (Am) \sqrt{3}}{1000} = \frac{1342 \times 44 \times 1.73}{1000} = 102$$

Para un paquete de tres transformadores de una sola fase los kva para cada uno serán de 34 kva, pero se selecciona el tipo comercial más próximo que es de 50 kva (Apéndice F).

10.- Selección de accesorios apropiados.

La TP de 2 7/8" EUE B RD estará conectada directamente sobre la cabeza de la bomba, sin necesidad de tener un conector de adaptación. La válvula de retención y la válvula de purga deben tener la misma rosca que la tubería.

III.6.3 POZO DE AGUA Y ACEITE SIN GAS LIBRE

Para un pozo que produce 50 % agua y 50 % de aceite se tienen los siguientes datos:

- Datos del pozo.
 - TR = 5 1/2"
 - TP = 2 7/8"
 - LI = 7500 pies
 - Intervalo disparado = 6975 a 7005 pies
- Datos de producción.
 - NE = 2000 pies
 - ND = 2700 pies
 - qi = 400 BPD (50 % agua y 50 % aceite)
 - Pwh = 100 lb/pg²
- Datos de los fluidos producidos.
 - $\beta_w = 1.04$
 - $\rho_o = 35$ °API
 - $B_o = 1.2$

- a) Determinar la capacidad de producción del pozo.
 - b) Determinar si el pozo es capaz de aportar 1500 BPD, en caso afirmativo.
 - c) calcular:
 - La profundidad de colocación de la bomba.
 - Número de etapas de la bomba.
 - Potencia del motor.
- a) Para determinar la capacidad de producción de este pozo, se usa el Método de Vogel.

$$\frac{qt}{qt \text{ máx}} = 1 - 0.2 \left[\frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right] - 0.8 \left[\frac{P_{wf}}{P_{ws}} \right]^2 \quad \text{----- (1)}$$

La P_{wf} y la P_{ws} , se obtienen a partir del ND y del NE respectivamente.

$$ND = PIMP - \frac{Pwf}{0.433 \gamma_m} ; Pwf = (PIMP - ND) 0.433 \gamma_m$$

Si la densidad relativa promedio es:

$$0.8498 \times 0.5 \times 1.2 = 0.51$$

$$1.04 \times 0.5 \times 1.0 = 0.52$$

$$\text{Densidad promedio} = 1.03$$

Entonces:

$$Pwf = (7000 - 2700) \times 0.433 \times 1.03$$

$$Pwf = 1918 \text{ lb/pg}^2$$

$$NE = PIMP - \frac{Pws}{0.433 \gamma_m} ; Pws = (PIMP - NE) 0.433 \gamma_m$$

$$Pws = (7000 - 2000) \times 0.433 \times 1.03$$

$$Pws = 2230 \text{ lb/pg}^2$$

De la ecuación (1) se tiene que:

$$qt \text{ máx} = \frac{qt}{1 - 0.2 \left[\frac{Pwf}{Pws} \right] - 0.8 \left[\frac{Pwf}{Pws} \right]^2}$$

$$qt \text{ máx} = \frac{400}{1 - 0.2 \left[\frac{1918}{2230} \right] - 0.8 \left[\frac{1918}{2230} \right]^2}$$

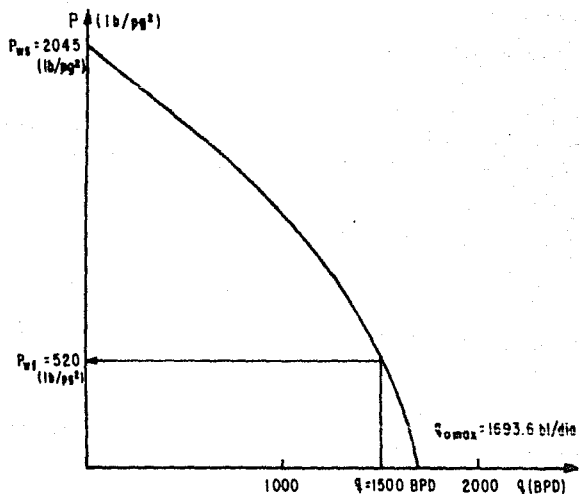
$$qt \text{ máx} = 1693.6 \text{ BPD}$$

b) De acuerdo a la capacidad de producción del pozo, se tiene que si es posible producir 1500 BPD.

c) Para determinar la profundidad de colocación de la bomba, se construye una curva de IPR en la que se determina que Pwf le corresponde al gasto total de 1500 BPD y con este el ND, de tal forma que finalmente se pueda definir la profundidad de colocación de la bomba.

Suponer Pwf/Pws	Despejar Pwf	Leer * C. Vogel qo/qo máx	Despejar qo
0	0	1.0	1693.6
0.2	609.14	0.925	1566.5
0.4	812.28	0.795	1346.4
0.6	1027.43	0.600	1016.2
0.8	1636.56	0.325	550.4
1.0	2045.70	0	0

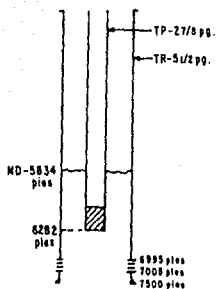
* Curva de Vogel (Apéndice G).



Según la figura anterior para el $q = 1500$ BPD la $P_{wf} = 520$ lb/pg².
Entonces para este gasto, se tiene un ND de:

$$ND = PIMP - \frac{P_{wf}}{0.433 \gamma_m} = 7000 - \frac{520}{0.433 \times 1.03}$$

$$ND = 5000 \text{ pies}$$



Considerando este ND y 200 lb/pq² en la succión de la bomba (448 pies), la bomba se puede colocar a 6282 pies.

- Calcular la CDT.

$$CDT = P_{wh} + \Delta P_f + h_a$$

$$h_a = ND = L - SUM$$

$$SUM = 6282 \text{ pies} - 5834 \text{ pies}$$

$$SUM = 448 \text{ pies}$$

según el Apéndice B Fig. 2 la ΔP_f en la TP para el gasto de 1500 BPD y una TP de 2 7/8" es de 23 pies/1000 pies.

Entonces:

$$\Delta P_f = 23 \text{ pies}/1000 \text{ pies} \times 6282 \text{ pies}$$

$$\Delta P_f = 144 \text{ pies}$$

La P_{wh} expresada en pies de carga es:

$$P_{wh} = \frac{100 \text{ lb/pq}^2}{1.03 \times 0.433 \text{ lb/pq}^2/\text{pie}}$$

$$P_{wh} = 224.2 \text{ pies}$$

Finalmente:

$$CDT = 224.2 + 144 + 5834$$

$$CDT = 6202 \text{ pies}$$

El gasto que manejará la bomba es:

$$qt @ C.B. = qt \times (\% D) \times B_o + qt \times (\% W) \times B_w$$

$$qt @ C.B. = 1500 \times 0.5 \times 1.2 + 1500 \times 0.5 \times 1.00$$

$$qt @ C.B. = 1650 \text{ BPD}$$

Con este gasto y el diametro de la TR de 5 1/2" se consultan las gráficas de las bombas y se selecciona la que maneje este gasto con mayor eficiencia.

La bomba seleccionada es la REDA D51 (eficiencia del 66%) Apéndice C. Para esta bomba, de la gráfica correspondiente se tiene que:

$$\text{carga/etapa} = 19 \text{ pies/etapa}$$

$$\text{np/etapa} = 0.185 \text{ np/etapa}$$

Entonces:

$$NTC = \frac{6202 \text{ pies}}{19 \text{ pies/etapa}} = 326 \text{ etapas} .$$

$$H_b = 0.365 \text{ hp/etapa} \times 326 \text{ etapas} \times 1.03 .$$

$$H_b = 122.56 \text{ hp} .$$

III.6.4 POZO DE AGUA Y ACEITE CON ALTA RGA

- Datos del pozo:

TR = 7"

TP = 2 3/8"

LT = 7850 pies

Intervalo perforado = 7475 - 7500 pies

- Datos del yacimiento:

q = 750 BPD

Pws = 925 lb/pg² @ 7850 pies

Pwf = 550 lb/pg² a 750 BPD

RGA = 500 pie³/bl

% Agua = 75 %

γ_o = 40 °API

Temperatura de fondo = 160 °F

γ_w = 1.05

μ_o = 0.75

P_b = 875 lb/pg²

- Especificaciones de bombas:

qd = 1000 BPD

P_{wb} requerida = 200 lb/pg²

Fuente de poder = 4160 V, 60 Hz

a) Determinar la capacidad de producción del pozo.

Se usa el método de Vogel, ya que se tiene un yacimiento saturado pues P_{wf} es menor que P_b, entonces:

$$\frac{P_{wf}}{P_{ws}} = \frac{550}{925} = 0.59 .$$

con este dato y la Curva de Vogel mostrada en el Apéndice G, se tiene que:

$$\frac{q_t}{q_t \text{ máx}} = 0.61 .$$

si q_t = 750 BPD, entonces:

$$q_t \text{ máx} = \frac{750}{0.61} = 1230 \text{ BPD} .$$

para q = 1000 BPD .

$$\frac{qt}{qt \text{ máx}} = \frac{1000}{1230} = 0.81$$

con este dato y la Curva de Vogel, se tiene que:

$$\frac{P_{wf}}{P_{ws}} = 0.37 \quad , \text{ entonces } P_{wf} = 0.37 \times 925$$

$$P_{wf} \text{ (para 1000 EFD)} = 342 \text{ lb/pq}^2$$

Para calcular el ND, es necesario calcular la densidad relativa promedio y la profundidad del intervalo medio perforado.

$$\gamma_o = \frac{141.5}{131.5 + \gamma_{API}} = \frac{141.5}{131.5 + 40} = 0.825$$

entonces la densidad relativa promedio es:

$$\begin{aligned} \text{Aqua} &= 1.05 \times 0.75 = 0.79 \\ \text{Aceite} &= 0.825 \times 0.25 = 0.21 \end{aligned}$$

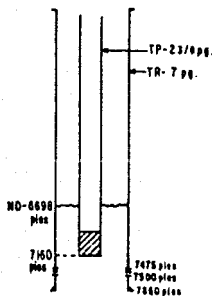
$$\text{Densidad promedio} = 1.00$$

y la profundidad del intervalo medio perforado es:

$$PIMP = \frac{7475 + 7500}{2} = 7488$$

$$ND = PIMP - \frac{P_{wf}}{0.433 \gamma_m} = 7488 - \frac{342}{0.433 \times 1.00}$$

$$ND = 6698 \text{ pies}$$



Considerando este ND y 200 lb/pq² en la succión de la bomba (462 pies), la bomba se puede colocar a 7160 pies.

- Calcular la CDT.

$$CDT = P_{wf} + \Delta P_f + h_a$$

$$h_a = ND - L - SUM$$

$$SUM = 7160 \text{ pies} - 6698 \text{ pies}$$

$$SUM = 462 \text{ pies}$$

Según el Apéndice B Fig. 2 la ΔP_f en la TP para el gasto de 1000 EFD y una TP de 2 3/8" es de 21 pies/1000 pies.

Entonces:

$$\Delta P_f = 21 \text{ pies}/1000 \text{ pies} \times 7160 \text{ pies} .$$

$$\Delta P_f = 150 \text{ pies} .$$

La Pwh expresada en pies de carga es:

$$P_{wh} = \frac{290 \text{ lb/pg}^2}{0.433 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} \times 1.00}$$

$$P_{wh} = 462 \text{ pies} .$$

Finalmente:

$$CDT = 462 + 150 + 6698 .$$

$$CDT = 7677 \text{ pies} .$$

Para definir el gasto que maneja la bomba, considerar que se tiene un alto valor de RGA, por lo que debe determinarse el porcentaje de gas libre en volumen usando R_s , B_q y B_o (7).

■ R_s ■

$$R_s = f^g \left[\frac{P_b}{18} \times \frac{0.0125 \times \text{API}}{10} \right] \frac{1.2048}{10} \frac{\text{pie}^3 @ \text{C.Y.}}{\text{bl} @ \text{C.S.}}$$

$$R_s = .75 \left[\frac{875}{18} \times \frac{0.0125 \times 40}{10} \right] \frac{1.2048}{10} \frac{\text{pie}^3 @ \text{C.Y.}}{\text{bl} @ \text{C.S.}}$$

$$R_s = 215.9 \text{ pie}^3/\text{bl} .$$

Encontrar el valor corregido de R_s usando la curva adimensional de liberación de gas (Apéndice H). Identificando la presión de - sumergencia (PIP).

Si la sumergencia es $SUM = 462$ pies, entonces:

$$\frac{PIP}{P_b} = \frac{290 + 14.7 \text{ lb/pg}^2}{875 + 14.7 \text{ lb/pg}^2} = 0.241 ,$$

con este dato y la curva adimensional de liberación de gas, se tiene que:

$$\frac{\text{RGA remanente en solución}}{\text{RGA en solución a } P_b} = 0.49 .$$

$$R_{sc} = 0.49 \times 215.9 = 105.8 \text{ pie}^3/\text{bl}.$$

■ Bq ■

$$B_q = 5.05 \begin{bmatrix} T \\ F \end{bmatrix} ; T = ^\circ R \text{ y } F = \text{lb}/\text{pg}^2,$$

$$B_q = 5.05 \left[\frac{0.85 \times (460 + 160)}{200 + 14.7} \right].$$

$$B_q = 12.39 \text{ bl } @ \text{ C.Y. } / \text{ bl } @ \text{ C.S. }.$$

■ B_o ■

$$B_o = 0.972 + 0.000147 \times \left[R_{sc} (V_d/V_o)^{1/2} + 1.25 T(^{\circ}F) \right]^{1.175}.$$

$$B_o = 0.972 + 0.000147 \times \left[105.8 (0.75/0.825)^{1/2} + 1.25 (160) \right]^{1.175},$$

$$B_o = 1.092 \text{ bl } @ \text{ C.Y. } / \text{ bl } @ \text{ C.S. }.$$

Cálculo del volumen total del fluidos.

De un total de 1000 bl el 25 % es de aceite, el cual tiene una RGA de 500 pie³/bl, entonces:

$$\text{Gas total} = \frac{250 \text{ bl aceite} \times 500 \text{ pie}^3/\text{bl}}{1000} = 125 \text{ pie}^3.$$

Gas en solución de acuerdo a R_{sc}.

$$\text{Gas en solución} = \frac{250 \text{ bl de aceite} \times 105.8 \text{ pie}^3/\text{bl}}{1000}.$$

$$\text{Gas en solución} = 26.45 \text{ pie}^3.$$

Entonces el Gas Libre = Gas total - Gas solución .

$$\text{Gas Libre} = 125 - 26.45 .$$

$$\text{Gas libre} = 98.55 \text{ pie}^3 = 17.55 \text{ bl} .$$

El volumen de fluidos en el vacimiento será de:

$$V_o = 250 \text{ bl } @ \text{ C.S. } \times 1.092 \text{ bl } @ \text{ C.Y.}/\text{bl } @ \text{ C.S. } = 273 \text{ bl } @ \text{ C.Y. } .$$

$$V_g = 17.55 \text{ bl } @ \text{ C.S. } \times 12.39 \text{ bl } @ \text{ C.Y.}/\text{bl } @ \text{ C.S. } = 217 \text{ bl } @ \text{ C.Y. } .$$

$$V_w = 0.75 \times 1000 = 750 \text{ bl de agua .}$$

$$V_t = V_o + V_g + V_w = 273 + 217 + 750 = 1240 \text{ bl .}$$

Entonces el porcentaje de gas libre en volumen es de:

$$\frac{V_g}{V_t} = \frac{217}{1240} = 0.175 \quad , \quad 17.5 \%$$

Debido al alto porcentaje de gas, es esencial el separador de gas. Si se considera que el separador de gas usado separa el 90 % del gas libre, entonces: $0.9 \times 217 = 195.3 \text{ bl}$ de gas serán venteados por la T.R y por lo tanto, el volumen definido a producir será - de:

$$1240 - 195.3 = 1044.7 \text{ bl}$$

A fin de tener la producción deseada de 1000 BPD, la bomba se deberá dimensionar para 1050 BPD, con lo cual el acotamiento o depresión del yacimiento será aceptable.

Se selecciona la bomba con mayor eficiencia a la capacidad estimada (1050 BPD) y del Apéndice C se tiene que la bomba REDA E-35 maneja este gasto con mayor eficiencia. Además para esta bomba, de su gráfica correspondiente se tiene que se desarrollan 31.8 - pies/etapa y se requieren 0.47 = hp/etapa.

Entonces:

$$NTE = \frac{7310 \text{ pies}}{31.8 \text{ pies/etapa}} = 230 \text{ etapas .}$$

$$H_b = 0.47 \text{ hp/etapa} \times 230 \text{ etapas} \times 1.00 \text{ .}$$

$$H_b = 108 \text{ hp .}$$

PROBLEMAS PROPUESTOS (III.6)

3.3 POZO DE ACEITE Y AGUA SIN GAS LIBRE

Datos:

TR - 5 1/2" , 17 lb/pie a 4234 pies

TP - 2 3/8"

Intervalos perforados: 4148 - 4159 pies

Pws = 900 lb/pg²

Para Pwf = 500 lb/pg² el gasto de líquido será igual a 685 BPD

(30 % aceite)

RGL = 15 pie³/bl

Temperatura de fondo = 98 °F

Pwh = 50 lb/pg²

Aceite de 36 °API

$\gamma_w = 1.02$

Determinar el número de etapas y los hp requeridos.

3.4 POZO DE ACEITE Y AGUA SIN GAS LIBRE

Datos:

TP - 3" (nueva)
TR - 7"
LT = 7000 pies
Produciendo 25 % de aceite y 75 % de agua.
Fws = 1400 lb/pq?
IP = 2.5 BPD/lb/pq?
 $\rho_o = 36$ °API
 $\gamma_w = 1.07$
RGA = 100 pie³/bl
Línea de descarga de 3000 pies de 2 1/2" (nueva) con una elevación de 200 pies.
Considerar que el gas libre es venteado.

Determinar el número de etapas y los hp requeridos.

3.5 POZO DE ACEITE Y AGUA

- Datos del pozo:

TR - 7" , 23 lb/pie
TP - 2 7/8" EUE 8 RD a 5200 pies
Intervalo disparado 5300 - 5400 pies
Profundidad de colocación de la bomba 5200 pies

- Datos de producción:

Fwh = 50 lb/pq?
q actual = 1000 BPD netos (200 BPD de aceite y 800 BPD de agua)
Nivel de fluido producido = 3100 pies
RGL = 100 pie³/bl .
NE = 1500 pies
Fws = 1650 lb/pq?
Temperatura de fondo = 145 °F

- Datos del fluido:

$\rho_o = 30$ °API
 $\gamma_o = 0.876$
 $\gamma_w = 1.02$

- Potencia del sistema:

Voltaje primario - 7200 V

Determinar el número de etapas y los hp requeridos.

III.7 DISEÑO DE INSTALACIONES DE BOMBEO ELECTROCENTRIFUGO PARA POZOS PRODUCTORES DE ACEITE, AGUA Y GAS

Este tipo de pozos representa una mayor dificultad en el diseño del aparejo de bombeo electrocentrifugo, debido a la presencia de gas libre a la profundidad de la bomba. Para los propósitos de este trabajo, se considera que todo o un porcentaje del gas libre pasa a través de la bomba.

En esta tesis se presentan dos procedimientos de diseño para pozos productores de aceite, agua y gas, los cuales son:

- a) Procedimiento de Kermint Brown (6).
- b) Procedimiento de siete pasos o aproximación de campo, presentada por Centrilift (12).

a) Procedimiento de Kermint Brown, este autor plantea que la solución consiste en determinar la presión en la succión y la presión en la descarga de la bomba, para lo cual se utiliza un método apropiado que considere los efectos del flujo multifásico, de acuerdo a estos dos datos de presión, se determina el incremento de presión (ΔP) que se requiere que la bomba desarrolle para hacer llegar los fluidos a la cabeza del pozo con la presión deseada. La temperatura a través de la bomba puede ser considerada como constante, debido a la corta longitud de la bomba, sin embargo las propiedades de los fluidos necesarias en los cálculos tales como B_o , R_s , etc., deben ser obtenidas de análisis PVI del crudo en particular y si no se dispone de este se pueden usar correlaciones para determinar dichas propiedades.

Procedimiento de diseño:

- 1.- Determinar la presión de operación en la succión de la bomba.
- 2.- Determinar la presión de descarga de la bomba (ver subtema I.B).
- 3.- Determinar el incremento de presión entre la succión y la descarga de la bomba.
- 4.- A partir de la presión en la succión se determinan incrementos de presión iguales hasta alcanzar la presión en la descarga.
- 5.- Determinar la densidad del fluido para cada cambio de presión de la siguiente manera:
 - a) Calcular el volumen de aceite, gas y agua para cada presión.
 - b) Calcular la masa de aceite, agua y gas para cada presión.
 - c) Calcular la densidad de la mezcla como: masa/volumen.
- 6.- Calcular el gradiente de presión para cada presión señalada.
- 7.- Calcular el gradiente de presión promedio entre las presiones señaladas.
- 8.- Convertir los gradientes de presión promedio a pies de carga en cada incremento de presión.
- 9.- Determinar el gasto para cada presión señalada en BFD.
- 10.- Determinar el gasto promedio entre las presiones señaladas.
- 11.- Seleccionar la bomba para cada gasto promedio y obtener la carga desarrollada para cada caso.
- 12.- Determinar la presión desarrollada por etapa multiplicando el gradiente promedio por carga/etapa.
- 13.- Determinar el número de etapas necesarias para obtener el incremento de presión requerido.
- 14.- Determinar el número total de etapas sumando las etapas del paso anterior.
- 15.- Determinar la potencia por etapa a partir de la curva característica de la o de las bombas seleccionadas en el paso 11.
- 16.- Determinar la potencia total requerida en el motor sumando las potencias del paso anterior.

Es muy probable que en el diseño resulte una combinación de dos o más bombas, dependiendo de los gastos que se manejen y las eficiencias de las bombas.

b) Procedimiento de siete pasos. Para el dimensionamiento de una unidad de bombeo en el campo, se recomienda usar el procedimiento de siete pasos, mediante el cual se dimensionan unidades para aplicarse en pozos con una alta relación gas-aceite. Cuando la presión de fondo fluyendo para un pozo con alta RGA está abajo del punto de burbujeo, se recomienda diseñar una bomba telescopiada, usando bombas de mayor tamaño en el fondo en la que las etapas de bombeo actuarán como etapas de compresión, reduciendo el volumen ocupado por el gas libre y forzando al gas a entrar en solución en el aceite. El número de etapas para cada porción telescopiada debe seleccionarse de acuerdo a las limitaciones económicas y de fabricación. En realidad lo que se hace con las etapas más bajas de la bomba es cargar a la bomba básica con un fluido más denso del que se tenía inicialmente en la succión de la bomba minimizando los efectos de manejar altos volúmenes de gas. El dimensionamiento de la bomba sumergible para un pozo gaseoso debe considerar el volumen total a la entrada de la bomba. Esto incluye el volumen de gas libre, gas disuelto y líquidos. La exactitud de los datos PVT permitirá determinar el volumen a condiciones de superficie.

Procedimiento de diseño:

- 1.- Determinar la presión de operación en la succión de la bomba, - que se considera que permitirá que el volumen de gas que pasa a través de ella este dentro de los límites del equipo.
- 2.- Determinar la densidad relativa promedio del fluido que se va a manejar.
- 3.- Determinar el factor de volumen del fluido a la presión de operación, la relación gas-liquido, la densidad del gas, la densidad del aceite muerto y la temperatura de fondo a la succión de la bomba.
- 4.- Determinar la presión (Carga Dinámica Total) necesaria en la descarga de la bomba para la capacidad requerida, incluyendo la presión en la cabeza del pozo y las pérdidas de presión por fricción.
- 5.- Seleccionar una o más bombas de mayor volumen sobre la bomba básica, seleccionar una carcasa para cada una.
- 6.- Determinar cuánta de la carga de presión será suministrada por las bombas seleccionadas. La bomba básica será entonces diseñada para manejar el volumen correcto y producir la carga de presión adicional necesaria.
- 7.- Determinar la potencia por la densidad promedio del fluido en la descarga de la bomba base y de las curvas para agua la potencia al freno máxima de cada bomba.

PROBLEMAS RESUELTOS (III.7)

III.7.1) POZO QUE PRODUCE ACEITE, AGUA Y GAS

Ejemplo del diseño para pozos con alta relación gas-aceite y todo el gas pasa a través de la bomba.

Dados:

Profundidad - 7000 pies

TP = 2 3/8"
 TR = 5 1/2"
 Pws = 1000 lb/pq²
 Pwf = 500 lb/pq²
 Pwh = 200 lb/pq²
 RGA = 500 pie³/bl
 RGL = 250 pie³/bl
 γ_g = 0.65
 q_l = 500 BPD (50 % agua)
 γ_w = 1.07
 γ_o = 35 °API
 Temperatura superficial = 120 °F
 Temperatura en el fondo = 160 °F
 Considerar que:

P (lb/pq ²)	Bo	Rs (pie ³ /bl @ C.S.)
500	1.08	80
700	1.094	120

Considerar que se bombea el 100 % de gas (FGI = 100 %) .
 Si se ha definido que la presión de descarga debe ser de 1300 lb/pq²
 y la presión de succión es de 500 lb/pq², considerar incrementos de
 presión de 200 lb/pq² y definir el número de etapas requeridas entre
 las presiones de 500 lb/pq² y 700 lb/pq².

- 1.- En este caso la presión de succión es de 500 lb/pq².
- 2.- La presión de descarga es de 1300 lb/pq².
- 3.- Entonces el incremento total de presión será de:

$$\Delta P = P_{desc} - P_{suc},$$

$$\Delta P = 1300 \text{ lb/pq}^2 - 500 \text{ lb/pq}^2 ,$$

$$\Delta P = 800 \text{ lb/pq}^2 .$$

- 4.- Considerar cuatro incrementos de presión, entonces cada incremento -
de presión será de:

$$\Delta P = \frac{800 \text{ lb/pq}^2}{4} ,$$

$$\Delta P = 200 \text{ lb/pq}^2 .$$

Nota: Los siguientes cálculos solo se harán para el primer incremento de presión de 500 a 700 lb/pq².

- 5.- Determinar la densidad de cada cambio de presión.
a) Encontrar el volumen de aceite, gas y agua para cada presión.

$$V_t \text{ succ.} = V_o + V_g + V_w ,$$

$$V_t \text{ succ.} = q_t (1-\%W) B_o + q_t (1-\%W) (RGA-R_s) (FGI) B_o + q_t (\%W) ,$$

PGI = Porcentaje de gas que pasa a través de la bomba

$$Bq = 0.00504 \frac{V_T V_v}{P_v} \frac{P_{1a} @ C.Y.}{P_{1e}^3 @ C.S.}$$

$$Bq (500) = 0.00504 \left[\frac{0.95 @ 520}{514.7} \right] \frac{P_{1a} @ C.Y.}{P_{1e}^3 @ C.S.}$$

$$Bq (500) = 0.00577 \frac{P_{1a} @ C.Y.}{P_{1e}^3 @ C.S.}$$

$$Bq (700) = 0.00504 \left[\frac{0.93 @ 520}{514.7} \right] \frac{P_{1a} @ C.Y.}{P_{1e}^3 @ C.S.}$$

$$Bq (700) = 0.00405 \frac{P_{1a} @ C.Y.}{P_{1e}^3 @ C.S.}$$

$$Vt \text{ succ.}(500) = 500(1-0.5)1.08 + 500(1-0.5)(500-80)(1)(0.00577) + 500(0.5)$$

$$Vt \text{ succ.}(500) = 1125.95 \text{ BPD}$$

$$Vt \text{ succ.}(700) = 500(0.5)1.094 + 500(0.5)(500-120)(1)(0.00405) + 500(0.5)$$

$$Vt \text{ succ.}(700) = 909.2 \text{ BPD}$$

b) Encontrar la masa de aceite, gas y agua.

$$M = M_o + M_g + M_w$$

$$M = 350.5 J_o + 0.0764 J_g \text{ (RGA)} + 350.5 J_w$$

Nota: Las constantes usadas para el cálculo de las masas resultan de (10):

$$M_o = J_o \frac{lb_o/pie^3_o}{lb_w/pie^3_w} \times 62.428 \frac{lb_w}{pie^3_w} \times 5.615 \frac{pie^3_o}{blo}$$

$$M_o = 350.5 J_o$$

$$M_g = J_g \frac{lb_g/pie^3_o}{lb_w/pie^3_a} \times 0.0764 \frac{lb_a}{pie^3_a} \times RGA \frac{pie^3_{ap} @ C.S.}{blo @ C.S.}$$

$$M_g = 0.0764 J_g \text{ RGA}$$

$$M_o = \int_{10}^{100} \frac{lbw/pie^3w}{lbw/pie^3w} \times 62.426 \frac{lbw}{pie^3w} \times 5.615 \frac{pie^3w}{blw} \times WDR \frac{blw}{blo} .$$

$$M_w = 350.5 \int_w WDR .$$

$$f_o = \frac{141.5}{131.5 + 35} = 0.8498 .$$

$$M = 350.5 (0.8498) + 0.0764 (0.65) (500) + 350.5 (1.07) .$$

$$M = 697.7 \text{ lbm/blo} .$$

c) La densidad de la mezcla será calculada de acuerdo a el volumen unitario (VU) que se tenga a cada presión.

$$VU = B_o + \frac{qt - q_o}{q_o} (B_w) + (RGA - R_s) B_g .$$

$$VU (500) = 1.08 + \frac{500 - 250}{250} (1) + (500 - 80) 0.00577 .$$

$$VU (500) = 4.5034 \text{ bl}(o+w+q) @ \text{ C.B./blo } @ \text{ C.S.} .$$

$$VU (700) = 1.094 + \frac{500 - 250}{250} (1) + (500 - 120) 0.00406 .$$

$$VU (700) = 3.637 \text{ bl}(o+w+q) @ \text{ C.B./blo } @ \text{ C.S.} .$$

Entonces la densidad de la mezcla a cada presión es:

$$f_m (500) = \frac{M}{VU \times 5.615} = \frac{697.7 \text{ lbm/blo}}{(4.5034 \times 5.615) \text{ pie}^3/\text{blo}} .$$

$$f_m (500) = 27.572 \text{ lbm/pie}^3 .$$

$$f_m (700) = \frac{697.7 \text{ lbm/blo}}{(3.637 \times 5.615) \text{ pie}^3/\text{blo}} .$$

$$f_m (700) = 34.1645 \text{ lbm/pie}^3 .$$

4.- Encontrar el gradiente de presión (G_m) para cada presión.

$$G_m = \frac{f_m}{144} .$$

$$G_m (500) = \frac{27.572}{144} = 0.1916 \text{ lb/pq}^2/\text{pie} .$$

$$G_m (700) = \frac{34.1545}{144} = 0.2372 \text{ lb/pq}^2/\text{pie} .$$

7.- Encontrar el gradiente de presión promedio entre los puntos de presión manejados.

Entre 500 y 700 lb/pq² el gradiente de presión promedio es:

$$\text{Gradiente promedio} = \frac{0.1916 + 0.2372}{2} .$$

$$\text{Gradiente promedio} = 0.2144 \text{ lb/pq}^2/\text{pie} .$$

8.- Convertir el gradiente de presión promedio a pies de carga para este incremento de presión.

$$\text{Carga} = \frac{\text{Incremento de presión}}{\text{Gradiente promedio}} .$$

$$\text{Carga} = \frac{200 \text{ lb/pq}^2}{0.2144 \text{ lb/pq}^2/\text{pie}} .$$

$$\text{Carga} = 932.9258 \text{ pie} .$$

9.- Definir el gasto en BPD para cada punto de presión manejada.
(Paso 5 inciso a).

$$q_t (500) = 1125.85 \text{ BPD} .$$

$$q_t (700) = 909.2 \text{ BPD} .$$

10.-Determinar el gasto promedio entre los puntos de presión manejados.

$$q \text{ promedio} = \frac{1125.85 + 909.2}{2} = 1017.525 \text{ BPD} .$$

11.-Seleccionar la bomba para el gasto promedio y obtener la carga/pie. Con el gasto promedio y las gráficas de las bomba para I_r de 5 1/2" se selecciona la bomba que maneja este gasto con mayor eficiencia, siendo la bomba REDA D26 (Apéndice C). La cual desarrolla 19.5 pies/etapa y requiere una potencia de 0.235 hp/etapa.

12.-Determinar la presión desarrollada por etapa.

$$\text{Presión/etapa} = \text{Gradiente promedio} \times \text{pie/etapa} .$$

$$\text{Presión/etapa} = 0.2144 \text{ lb/pq}^2/\text{pie} \times 19.5 \text{ pie/etapa} .$$

$$\text{Presión/etapa} = 4.1808 \text{ lb/pq}^2/\text{etapa} .$$

13.-Determinar el número de etapas necesarias para obtener el incremento de presión requerido.

$$NTE = \frac{\text{Incremento de presión}}{\text{Presión/etapa}}$$

$$NTE = \frac{200 \text{ lb/pq}^2}{4.1808 \text{ lb/pq}^2/\text{etapa}}$$

$$NTE = 48 \text{ etapas}$$

14.- Determinar la potencia para este incremento de presión.

$$H_b = NER \times HP/\text{etapa} \times \bar{v}_m \text{ promedio}$$

$$\bar{v}_m (500) = \frac{27.592 \text{ lb/pie}^3}{62.4 \text{ lb/pie}^3} = 0.442$$

$$\bar{v}_m (700) = \frac{34.1645 \text{ lb/pie}^3}{62.4 \text{ lb/pie}^3} = 0.548$$

$$\bar{v}_m \text{ promedio} = \frac{0.442 + 0.548}{2} = 0.495$$

$$H_b = 0.235 \text{ hp/etapa} \times 48 \text{ etapas} \times 0.495$$

$$H_b = 5.58 \text{ hp}$$

III.7.2 POZO QUE PRODUCE ACEITE Y GAS

Dados:

Profundidad = 7000 pies

TP = 2 3/8"

TR = 5 1/2"

FWS = 1000 Lb/pq²

PWF = 500 Lb/pq²

PWH = 200 Lb/pq²

RGA = 300 pie³/bl

RGL = 250 pie³/bl

$\bar{v}_a = 0.65$

q_l = 500 BPD (todo aceite)

$\rho_o = 35$ °API

Temperatura superficial = 120 °F

Temperatura en el fondo = 160 °F

Considerar que se bombea el 100 % de gas (FGI = 100 %)

Considerar además que:

P (Lb/pa ²)	Bo	Bg	Rs (pie ³ /bl @ C.S.)
500	1.080	0.00577	80
700	1.094	0.00496	150
900	1.110	0.00311	170
1100	1.160	0.00247	225
1300	1.163	0.00209	240

Diseñar la unidad de bombeo adecuada para el pozo que tiene las características anteriores, mediante los dos procedimientos planteados en esta tesis.

A) Solución mediante el procedimiento de Lermint Brown.

1.- Se supone que, usando los métodos apropiados se determinó que la presión de succión es de 500 lb/pa².

2.- También se determinó que la presión de descarga es de 1300 Lb/pa².

3.- Entonces el incremento total de presión será de:

$$\Delta P = P_{desc} - P_{succ}$$

$$\Delta P = 1300 \text{ lb/pa}^2 - 500 \text{ lb/pa}^2$$

$$\Delta P = 800 \text{ Lb/pa}^2$$

4.- Considerar cuatro incrementos de presión, entonces cada incremento de presión será de:

$$\Delta P = \frac{800 \text{ Lb/pa}^2}{4}$$

$$\Delta P = 200 \text{ Lb/pa}^2$$

5.- Determinar la densidad de cada cambio de presión.

a) Encontrar el volumen de aceite, gas y agua para cada presión.

Es necesario realizar estos cálculos en base al volumen del tanque de almacenamiento que es de 500 bl.

El volumen manejado por la bomba está formado por aceite y gas a condiciones de fondo. Estos volúmenes se reducen conforme suben a través de la bomba, aumentando progresivamente la presión hasta alcanzar la que se requiere para descargar el pozo (para este caso 1300 Lb/pa² abs.).

$$Vt \text{ succ.} = V_o + V_g + V_w$$

$$Vt \text{ succ.} = qt (1-XW) B_o + qt (1-XW) (RGA-R_s) (PBI) B_g + qt (XW)$$

PBI = Porcentaje de gas que pasa a través de la bomba

$$Vt \text{ succ.}(500) = 500(1-0)1.08 + 500(1-0) (500-80) (1) (0.00577) + 500(0)$$

$$Vt \text{ succ.}(500) = 1751.7 \text{ BPD}$$

$$Vt \text{ succ. (700)} = 500(1)11.074 + 500(1)(500-120)(1)(0.00466)$$

$$Vt \text{ succ. (700)} = 1318.4 \text{ BPD}$$

$$Vt \text{ succ. (900)} = 500(1)1.11 + 500(1)(500-170)(1)(0.00311)$$

$$Vt \text{ succ. (900)} = 1068.1 \text{ BPD}$$

$$Vt \text{ succ. (1100)} = 500(1)1.16 + 500(1)(500-225)(1)(0.00249)$$

$$Vt \text{ succ. (1100)} = 922.4 \text{ BPD}$$

$$Vt \text{ succ. (1300)} = 500(1)1.163 + 500(1)(500-240)(1)(0.00209)$$

$$Vt \text{ succ. (1300)} = 853.2 \text{ BPD}$$

Nota: La Rs y el Bo se obtienen con la correlación de Standing, el Bg fue calculado con la siguiente ecuación (10):

$$Bg = 0.00504 \frac{Zy Ty}{Pv} \frac{blg \text{ @ C.Y.}}{Pie^3g \text{ @ C.S.}}$$

b) Encontrar la masa de aceite, gas y agua.

$$M = M_o + M_g + M_w$$

$$M = 350.5 \gamma_o + 0.0764 \int g \text{ (RGA)} + 350.5 \int w$$

$$\gamma_o = \frac{141.5}{131.5 + 35} = 0.8498$$

$$M = 350.5 (0.8498) + 0.0764 (0.65) (500)$$

$$M = 322.3 \text{ Lbm/bl o}$$

c) Determinar la densidad de la mezcla.

El gasto másico de 500 BPD de un fluido cuya masa es 322.3 Lb/bl es de:

$$500 \text{ BPD} \times 322.3 \text{ Lb/bl} = 161150 \text{ Lb/día}$$

Se puede calcular la γ_m con los gastos másicos de las distintas mezclas en relación a el gasto másico si esa mezcla fuese 100 % - agua.

$$\gamma_m = \frac{\text{Gasto másico @ Psuc.}}{\text{Gasto másico W @ Psuc.}}$$

$$\gamma_m (500) = \frac{161150 \text{ Lb/día}}{1751.7 \text{ bl/día} \times 350.5 \text{ Lb/bl}} = 0.262$$

$$y_m (700) = \frac{161150 \text{ Lb/día}}{1918.4 \text{ bl/día} \times 350.5 \text{ Lb/bl}} = 0.3487$$

$$y_m (900) = \frac{161150 \text{ Lb/día}}{1068.1 \text{ bl/día} \times 350.5 \text{ Lb/bl}} = 0.430$$

$$y_m (1100) = \frac{161150 \text{ Lb/día}}{922.4 \text{ bl/día} \times 350.5 \text{ Lb/bl}} = 0.4984$$

$$y_m (1300) = \frac{161150 \text{ Lb/día}}{853.2 \text{ bl/día} \times 350.5 \text{ Lb/bl}} = 0.539$$

- 6.- Encontrar el gradiente de presión para cada presión manejada. De acuerdo a la densidad específica para cada presión calculada en el paso anterior el gradiente se calcula con:

$$G_m = 0.433 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie} \times y_m$$

$$G_m (500) = 0.433 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie} \times 0.262$$

$$G_m (500) = 0.1134 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}$$

$$G_m (700) = 0.433 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie} \times 0.3487$$

$$G_m (700) = 0.1509 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}$$

$$G_m (900) = 0.433 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie} \times 0.430$$

$$G_m (900) = 0.186 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}$$

$$G_m (1100) = 0.433 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie} \times 0.4984$$

$$G_m (1100) = 0.216 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}$$

$$G_m (1300) = 0.433 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie} \times 0.539$$

$$G_m (1300) = 0.233 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}$$

- 7.- Encontrar el gradiente de presión promedio entre los incrementos de presión manejados.

$$\text{Gradiente promedio (500 - 700)} = \frac{0.1134 + 0.1509}{2}$$

$$\text{Gradiente promedio (500 - 700)} = 0.1321 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}$$

$$\text{Gradiente promedio (700 - 900)} = \frac{0.1509 + 0.186}{2}$$

$$\text{Gradiente promedio (700 - 900)} = 0.1684 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}$$

$$\text{Gradiente promedio (900 - 1100)} = \frac{0.1860 + 0.2160}{2}$$

$$\text{Gradiente promedio (900 - 1100)} = 0.201 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}$$

$$\text{Gradiente promedio (1100 - 1300)} = \frac{0.2160 + 0.2320}{2}$$

$$\text{Gradiente promedio (1100 - 1300)} = 0.2245 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}$$

8.- Convertir el gradiente de presión promedio a pies de carga para cada incremento de presión.

Debido a que se emplean incrementos de 200 Lb/pq² para cada sección en lugar de pequeños incrementos de presión se originará un cierto error.

$$\text{Carga} = \frac{\text{Incremento de presión}}{\text{Gradiente promedio}}$$

$$\begin{aligned} \text{Carga (500 - 700)} &= \frac{200 \text{ Lb/pq}^2}{0.1321 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}} \\ \text{Carga (500 - 700)} &= 1514 \text{ pies} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Carga (700 - 900)} &= \frac{200 \text{ Lb/pq}^2}{0.1684 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}} \\ \text{Carga (700 - 900)} &= 1188 \text{ pies} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Carga (900 - 1100)} &= \frac{200 \text{ Lb/pq}^2}{0.201 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}} \\ \text{Carga (900 - 1100)} &= 995 \text{ pies} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Carga (1100 - 1300)} &= \frac{200 \text{ Lb/pq}^2}{0.2245 \text{ Lb/pq}^2/\text{pie}} \\ \text{Carga (1100 - 1300)} &= 891 \text{ pies} \end{aligned}$$

9.- Definir el gasto en BFD para cada punto de presión manejada.
(Paso 5 inciso a).

$$qt (500) = 1751.7 \text{ BFD}$$

$$qt (700) = 1318.4 \text{ BFD}$$

$$qt (900) = 1068.1 \text{ BFD}$$

$$qt (1100) = 922.4 \text{ BFD}$$

$$qt (1300) = 853.2 \text{ BFD}$$

10.- Determinar el gasto promedio entre los puntos de presión manejados.

$$q \text{ promedio } (500 - 700) = \frac{1751.7 + 1318.4}{2}$$

$$q \text{ promedio } (500 - 700) = 1535.1 \text{ BPD}$$

$$q \text{ promedio } (700 - 900) = \frac{1318.4 + 1068.1}{2}$$

$$q \text{ promedio } (700 - 900) = 1193.3 \text{ BPD}$$

$$q \text{ promedio } (900 - 1100) = \frac{1068.1 + 922.40}{2}$$

$$q \text{ promedio } (900 - 1100) = 995.3 \text{ BPD}$$

$$q \text{ promedio } (1100 - 1300) = \frac{922.40 + 853.20}{2}$$

$$q \text{ promedio } (1100 - 1300) = 887.8 \text{ BPD}$$

- 11.-Seleccionar la bomba para cada uno de los gastos promedio y obtener la carga/pie desarrollada para cada caso (Apéndice C).

Para $q (500 - 700) = 1535.1 \text{ BPD}$, la bomba más eficiente es la REDA D51 que desarrolla 20 pies/etapa y requiere 0.36 hp/etapa.

Para $q (700 - 900) = 1193.3 \text{ BPD}$, la bomba más eficiente es la REDA D40 que desarrolla 23.3 pies/etapa y requiere 0.34 hp/etapa.

Para $q (900 - 1100) = 995.3 \text{ BPD}$, la bomba más eficiente es la REDA D26 que desarrolla 19.8 pies/etapa y requiere 0.228 hp/etapa.

Para $q (1100 - 1300) = 887.8 \text{ BPD}$, la bomba más eficiente es la REDA D26 que desarrolla 22.7 pies/etapa y requiere 0.24 hp/etapa.

- 12.-Determinar la presión desarrollada por etapa.

Presión/etapa = Gradiente promedio \times pie/etapa

Presión/etapa (500 - 700) = 0.1321 Lb/pq²/pie \times 20 pie/etapa

Presión/etapa (500 - 700) = 2.642 Lb/pq²/etapa

Presión/etapa (700 - 900) = 0.1684 Lb/pq²/pie \times 23.3 pie/etapa

Presión/etapa (700 - 900) = 3.923 Lb/pq²/etapa

Presión/etapa (900 - 1100) = 0.201 Lb/pq²/pie \times 19.8 pie/etapa

Presión/etapa (900 - 1100) = 3.979 Lb/pq²/etapa

Presión/etapa (1100 - 1300) = 0.2245 Lb/pq²/pie \times 22.7 pie/etapa

Presión/etapa (1100 - 1300) = 5.096 Lb/pq²/etapa

13.-Determinar el número de etapas necesarias para obtener el incremento de presión requerido.

$$\text{NER} = \frac{\text{Incremento de presión}}{\text{Presión/etapa}}$$

$$\text{NER (500 - 700)} = \frac{200 \text{ Lb/pq}^2}{2.642 \text{ Lb/pq}^2/\text{etapa}} = 76 \text{ etapas}$$

$$\text{NER (700 - 900)} = \frac{200 \text{ Lb/pq}^2}{3.923 \text{ Lb/pq}^2/\text{etapa}} = 51 \text{ etapas}$$

$$\text{NER (900 - 1100)} = \frac{200 \text{ Lb/pq}^2}{3.979 \text{ Lb/pq}^2/\text{etapa}} = 50 \text{ etapas}$$

$$\text{NER (1100 - 1300)} = \frac{200 \text{ Lb/pq}^2}{5.096 \text{ Lb/pq}^2/\text{etapa}} = 39 \text{ etapas}$$

216 etapas

14.-Determinar el número total de etapas, sumando las etapas del punto anterior.

216 etapas

15.-Determinar los HP requeridos en cada sección.

$$\text{Hb} = \text{NER} \times \text{HP/etapa} \times \bar{v} \text{ promedio}$$

$$\text{Hb (500 - 700)} = 76 \times 0.36 \times \frac{0.262 + 0.3487}{2} = 8.3548 \text{ hp}$$

$$\text{Hb (700 - 900)} = 51 \times 0.34 \times \frac{0.3487 + 0.430}{2} = 6.7513 \text{ hp}$$

$$\text{Hb (900 - 1100)} = 50 \times 0.228 \times \frac{0.430 + 0.4984}{2} = 5.2918 \text{ hp}$$

$$\text{Hb (1100 - 1300)} = 39 \times 0.24 \times \frac{0.4734 + 0.539}{2} = 4.8550 \text{ hp}$$

25.2524 hp

16.-Determinar el total de hp requeridos sumando los hp del punto anterior.

25.25 hp

Finalmente la bomba telescopiada queda:

REDA	D51	con	76	etapas.
REDA	D40	con	51	etapas.
REDA	D26	con	69	etapas.

B) Solución mediante la aproximación de campo.

- 1.- Se considera que usando los métodos apropiados, se determinó que la presión de succión es de 500 lb/pq².
- 2.- También, se supone que mediante los métodos apropiados se determinó la densidad del líquido, que para este caso es exclusivamente aceite:

$$\rho_o = 35 \text{ °API,}$$

entonces, la densidad relativa es de:

$$\gamma'_o = \frac{141.5}{131.5 + 35} = 0.8498 .$$

- 3.- Los valores del factor de volumen a la presión de operación, la relación gas - líquido, la densidad del gas, la densidad del aceite - muerto y la temperatura de fondo, también se dan como dato.
- 4.- Se determina la Carga Dinámica Total.

$$CDT = h_a + \Delta P_f + P_{wh} .$$

a) Elevación neta.

Si se considera que de acuerdo a la Pwf, el nivel dinámico es de:

$$ND = Prof - \frac{P_{wf}}{0.433 \times \gamma'_o}$$

$$ND = 7000 - \frac{500}{0.433 \times 0.8498} = 5641 \text{ pie ,}$$

si se le da una sumergencia a la bomba de 300 pies, entonces, la bomba se colocará a:

$$5641 + 300 = 5941 \text{ pies .}$$

de tal forma que la elevación neta será de:

$$h_a = 5941 - 300 = 5641 \text{ pies .}$$

b) Caída de presión por fricción en la IP, para un gasto de 250 BPD

a través de una TP de 2 3/8" (Apéndice B. Fig. 2), es igual a:

18 pies/1000 pies.

entonces:

$$\Delta Pf = 18 \text{ pies}/1000 \text{ pies} \times 5941 \text{ pies} = 107 \text{ pies} .$$

c) Presión en la cabeza del pozo en pies de carga.

$$P_{wh} = \frac{200 \text{ lb/pg}^2}{0.433 \text{ lb/pg}^2/\text{pie} \times 0.8498} = 544 \text{ pies} .$$

Por lo tanto:

$$CDI = 5761 + 107 + 544 = 6292 \text{ pies} .$$

- 5.- Para seleccionar la bomba básica, se debe considerar que volumen se requiere que esta descargue. De acuerdo a los cálculos realizados mediante el procedimiento anterior, se tiene que el volumen de descarga debe ser de 853.2 BPD. Entonces la bomba básica, será una que maneje aproximadamente 850 BPD y que ajuste en el interior de una TR 5 1/2 pg. Consultando el Apéndice C se encuentra que el tamaño óptimo de bomba es de la serie 400, modelo D26, la cual tiene una eficiencia de 63 % para manejar este gasto.

Para obtener el volumen de 850 BPD en la descarga de la bomba básica, se debe manejar un volumen mayor en la bomba inferior el cual se va reduciendo conforme pasa a través de ellas. Considerando esta situación, de las gráficas de las bombas (Apéndice C), se seleccionan las dos bombas más grandes inmediatas en la misma serie. Sin conocer el volumen exacto que manejará cada una, se puede estar suficientemente seguro de que dicho volumen caerá dentro del rango de las bombas. La primera bomba seleccionada para el diseño telescopiado (inicia con bombas de mayor tamaño en la succión y reduce su tamaño hacia la descarga) es la bomba D51.

El rango de esta bomba está entre 1400 y 2100 BPD, y se considera bueno. La segunda bomba seleccionada es la D40. El rango de esta bomba es bueno y puede operar de 950 a 1800 BPD. Una gráfica compuesta del rango de volumen de cada bomba mostrará que se está cubriendo un rango volumétrico de aproximadamente 740 a 2100 BPD con arreglo de bomba telescopiada.

Para determinar el número de etapas de cada sección telescopiada inferior, se determina el número de carcasa y la cantidad de etapas que lleva cada una (Catálogo REDA (15)). Se selecciona la carcasa más pequeña que se tiene para cada tipo de bomba, encontrándose que la D51 tendrá 7 etapas y la D40 16 etapas.

- 6.- Ahora se determina el total de carga que suministrará cada sección telescopiada. De las gráficas de las bombas, se encuentra que la bomba D51 operará entre 1400 y 2100 BPD y mas probablemente entre 1400 y 1700 BPD, así se puede seleccionar una carga en pies por eta-

pa de 19.8 pies. La bomba D40 operará entre 950 y 1800 BPD, de manera que se selecciona una carga de 23.7 pies.

La contribución total de carga de las dos secciones se determina de la forma siguiente:

D51	7 etapas x 19.8 pies/etapa = 139 pies
D40	16 etapas x 23.7 pies/etapa = 379 pies
	<u>Total = 518 pies .</u>

La carga total requerida para obtener en la superficie 500 BPD se - determinó en 6292 pies, entonces la carga restante necesaria es:

$$6292 - 518 = 5774 \text{ pies .}$$

La cual debe ser suministrada por la bomba básica D26, misma que - suministrará una carga de 23.5 pies/etapa para 850 BPD con eficiencia de 63 % .

El número de etapas requerido para esta bomba es:

$$\frac{5774 \text{ pies}}{23.5 \text{ pies/etapa}} = 246 \text{ etapas .}$$

Entonces el diseño telescopiado es:

D51	con 7 etapas
D40	con 16 etapas
D26	con 246 etapas .

7.- La potencia requerida se determina multiplicando la potencia al freno máxima de cada bomba, encontrada de las curvas para agua, por el número de etapas, por la densidad relativa promedio del fluido y - sumando las tres potencias.

D51	7 etapas x 0.36 hp/etapa x 0.8498 = 2.14 hp
D40	16 etapas x 0.33 hp/etapa x 0.8498 = 4.77 hp
D26	246 etapas x 0.24 hp/etapa x 0.8498 = 50.17 hp
	<u>Total = 57.08 hp ó 57 hp .</u>

PROBLEMAS PROPUESTOS (III.7)

3.8 POZO QUE PRODUCE ACEITE GAS Y AGUA

Dados:

LT - 8000 pies

TP - 3"

TR - 7" , 23 lb/pie

Intervalo disparado 7930 - 7960 pies

Pws = 2600 lb/pg²

Pwf = 2000 lb/pg² para un gasto de 1000 BPD

Pwh = 200 lb/pg²

RGA = 500 pie³/bl

$\gamma_g = 0.65$

q_l = 1000 BPD (todo aceite)

$\gamma_o = 40$ °API

$\gamma_w = 1.12$

Temperatura superficial = 120 °F

Temperatura en el fondo = 180 °F

q_d = 2000 BPD

Considerar que el yacimiento se comporta de acuerdo con la curva de Vogel.

Diseñar un sistema de bombeo cuando:

- A) Se bombea todo el gas y no se produce agua.
- B) Se ventee el 50 % de gas y no se produce agua.
- C) Se bombea 50 % de aceite, 50 % de agua y el 100 % del gas pasa a través de la bomba.

3.9 Seleccionar la unidad de bombeo electrocentrifugo adecuada para cada una de las consideraciones siguientes:

- A) El pozo produce solamente agua.
- B) El pozo produce aceite y agua.
- C) El pozo produce aceite, agua y gas.
- D) Para el caso del inciso C, seleccionar la unidad mediante la aproximación de campo. Suponer que usando los métodos apropiados, se ha determinado la presión de succión para bombear el gasto deseado, así como la densidad relativa promedio y el factor de volumen a la profundidad de succión.

- Datos del pozo:

TR - 7" , 23 lb/pie a 6400 pies.

TF - 2 7/8" , EUE BRD a 6200 pies.

LT = 7500 pies.

Líner - 5 1/2" , 17 Lb/pie colgada a 6300 pies.

Intervalos perforados 6500 - 6520, 6530 - 6590, 7100 - 7155 pies.

L = 6200 pies.

- Datos de producción:

Presión de descarga requerida = 200 lb/pg² man.

q_d = 1500 BPD.

Relación gas aceite producida = 1500 a 1

Temperatura de fondo = 100 °F

Factor de volumen del aceite = 1.35 @ succión de la bomba.

Presión de succión = 300 lb/pg².

Presión de descarga = 2117 lb/pg².

- Datos del fluido:

Densidad relativa del agua = 1.095

Densidad API del aceite = 31° = 0.8707

Densidad relativa del gas = 0.65

Porcentaje de agua producida = 13.4 %

Densidad relativa promedio del líquido = 0.9007

Considerar que el 100 % de gas pasa a través de la bomba.

NOMENCLATURA

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

A	- Area situada entre la parte inferior de la curva cerrada y la línea de carga cero. en la carta dinamométrica.	pg ²
Am	- Amperaje que maneja el motor.	amper
AN	- Area neta del émbolo.	pg ²
Ap	- Area de la sección transversal del émbolo.	pg ²
Ar	- Area de la sección transversal de la varilla.	pg ²
A top	- Area de la varilla superior.	pg ²
Au	- Area comprendida dentro de la curva cerrada en la carta dinamométrica.	pg ²
B	- Factor de aumento para la distribución de fuerzas.	adim.
Bg	- Factor de volumen del gas.	$\frac{m^3 \text{ g } \varnothing \text{ cv.}}{m^3 \text{ g } \varnothing \text{ cs}}$
Bo	- Factor de volumen del aceite.	$\frac{m^3 \text{ o } \varnothing \text{ cv}}{m^3 \text{ o } \varnothing \text{ cs}}$
C	- Contrabalanceo total.	lb
CBE	- Contrapeso requerido.	lb
CDT	- Carga Dinámica Total.	pie
Cs	- Contrabalanceo estructural.	lb
Cw	- Efecto de contrabalanceo estructural debido a un contrapeso.	lb
D	- Profundidad del nivel dinámico.	pie
d	- Distancia de la flecha del reductor de engranes al centro de gravedad del contrapeso.	pu
de	- Diámetro de la polea del motor.	pg
dp	- Diámetro del émbolo.	pg
dt	- Diámetro de la tubería.	pg
du	- Diámetro de la polea de la unidad.	pg

E	- Módulo de elasticidad para el acero.	lb/pq ²
Eb	- Eficiencia de la bomba.	%
Eb máx	- Eficiencia máxima de la instalación de bombeo.	%
Eb mín	- Eficiencia mínima de la instalación de bombeo.	%
Eb tot	- Eficiencia total de la instalación de bombeo.	%
ed	- Elongación de la sarta al final de la carrera descendente.	pq
ep	- Sobrecarrera del émbolo.	pq
Er	- Constante elástica de la varilla.	pq/lb/pie
er	- Elongación de la varilla pulida.	pq
Et	- Constante elástica de la tubería.	pq/lb/pie
et	- Elongación de la tubería.	pq
eu	- Elongación de la sarta al inicio de la carrera descendente.	pq
Ev	- Eficiencia volumétrica de la bomba.	%
F	- Carga por fricción de la varilla.	lb
Fc	- Factor de frecuencia.	adim.
Ff	- Fuerza de flotación.	lb
F fric	- Fuerza de fricción.	lb
Fo	- Carga diferencial del fluido sobre el área total del émbolo.	lb
Fp	- Fuerza en la biela.	lb
FS	- Factor de servicio.	adim.
F1	- Factor de la carga máxima.	adim.
F2	- Factor de la carga mínima.	adim.
F1	- Factor de la potencia en la varilla pulida.	adim.
Gm	- Gradiente de presión de la mezcla.	lb/pq ² /pie
H	- Capacidad de carga.	pie/etapa

ha	- Elevación neta.	pie
Hb	- Potencia de arranque necesaria para el motor primario.	hp
Hf	- Potencia por fricción.	hp
Hh	- Potencia hidráulica.	hp
h ₁	- Distancia de la línea de carga cero al punto que representa la carga máxima en la carta - dinamométrica.	pg
Hp	- Potencia en la varilla pulida.	hp
Hpf	- Potencia al freno de la bomba.	hp
hu	- Distancia de la línea de carga cero al punto que representa la carga mínima en la carta - dinamométrica.	pg
IP	- Índice de productividad.	BPD/lb/pg ²
Js	- Constante de resorte o muelle para la sarta de varillas.	adim.
j	- Longitud de la manivela.	pg
K	- Constante de bombeo.	
L	- Longitud total de la sarta de varillas o - profundidad de colocación de la bomba.	pie
Li	- Longitud de cada sección de la sarta de varilla.	pie
L _Q	- Longitud de la curva cerrada en la carta dinamométrica.	pg
LN	- Nivel neto del fluido.	pie
LT	- Profundidad total del pozo.	pie
l ₁	- Distancia del punto de apoyo al extremo del cojinete.	pg
l ₂	- Distancia del punto de apoyo a la brida.	pg
M	- Masa de la mezcla.	lbm/bl o
M	- Pendiente de la curva Sa (M=0.5625).	adim.
Mg	- Masa de gas.	lb g/bl o
m ₁	- Peso unitario de cada sección de la sarta de varillas.	lb/pie

Mo	- Masa de aceite.	lb o/litro
mr	- Peso unitario promedio de la sarta de varillas.	lb/pie
Mw	- Masa de agua.	lb w/bl o
N	- Velocidad de bombeo.	spm
ND	- Nivel dinámico.	pie
NE	- Nivel estático.	pie
Ne	- Velocidad de bombeo del motor primario.	rpm
No	- Frecuencia natural de la sarta de varillas - de un solo diámetro.	som
No'	- Frecuencia natural de la sarta de varillas - combinada.	som
N/No	- Relación de velocidad de bombeo a la frecuencia natural de varillas de un solo diámetro.	adim.
N/No'	- Relación de velocidad de bombeo a la frecuencia natural de varillas combinadas.	adim.
NTE	- Número total de etapas requeridas.	adim.
Nu	- Velocidad de bombeo de la unidad.	rpm
O	- Punto que representa la flecha del reductor de engranes.	
OC	- Distancia de la línea C (efecto de contrabalanceo) a la línea de carga cero, leída en la carta dinamométrica.	pg
OE	- Distancia de la línea de carga cero hasta el punto del ángulo θ en la carrera ascendente, leída en la carta dinamométrica.	pg
OF	- Distancia de la línea de carga cero hasta el punto del ángulo θ en la carrera descendente, leída en la carta dinamométrica.	pg
P	- Punto que representa el cojinete del punto de apoyo en la unidad de bombeo mecánico.	
Pb	- Presión de burbujeo.	lb/pg ²
PD	- Desplazamiento teórico de la bomba.	BPI
Pdesc	- Presión de descarga de la bomba.	lb/pg ²

FGI	- Porcentaje de gas que pasa a través de la - bomba.	%
PIMP	- Profundidad del intervalo medio perforado.	pie
PIP	- Presión de sumergencia.	lb/pg ²
Psuc	- Presión de succión de la bomba.	lb/pg ²
Pt	- Efecto de presión en la tubería de produc- ción.	lb/pg ²
Pw	- Presión de bombeo en el fondo.	lb/pg ²
Pwf	- Presión de fondo fluyendo.	lb/pg ² , pie
Pwh	- Presión en la cabeza del pozo.	lb/pg ² , pie
Py	- Presión del yacimiento.	lb/pg ²
q	- Gasto de producción.	BPD
qd	- Gasto deseado.	BPD
oo	- Gasto de aceite.	BPD
qo máx	- Gasto de aceite máximo.	BPD
r	- Distancia a lo largo de la manivela desde el cigüeñal hasta el cojinete de la biela.	pg
RGA	- Relación gas aceite.	pie ³ /bl
Ri	- Porcentaje fraccional de cada sección de va- rilla.	%
Rs	- Relación de solubilidad.	pie ³ g/bl o
Rsc	- Relación de solubilidad corregido.	pie ³ g/bl o
S	- Carrera de la varilla pulida.	pg
Sa	- Tensión máxima permisible.	lb/pg ²
Sm	- Fuerza de tensión mínima.	lb/pg ²
S máx	- Tensión máxima de la varilla.	lb/pg ²
S mín	- Tensión mínima de la varilla.	lb/pg ²
Sp	- Carrera efectiva del émbolo.	pg
Skr	- Libras de carga necesarias para alargar el total de la sarta de varillas una cantidad igual a la carrera de la varilla pulida.	adim.

SUM	- Sumergencia de la bomba.	pie
T	- Tensión instantánea en el reductor de engranes.	lb
Ta	- Factor de ajuste de tensión para valores de Wrf/Skr diferentes de 0.3.	
TF1	- Factor de torque máximo en la carrera ascendente.	
TF2	- Factor de torque máximo en la carrera descendente.	
TF máx	- Factor de torque máximo para la unidad Convencional y Mark II.	
Tp	- Torque máximo.	lb-pg
Ty	- Temperatura del vacimiento.	°F
vb	- Velocidad de la banda.	pg/min
Vc	- Volumen de columna de fluido.	pie ³
Vd	- Volumen de fluido desplazado por la sarta.	pie ³
Vf	- Volumen de fluido obtenido al restar al volumen de la columna de fluido el volumen ocupado por las varillas.	pie ³
Vs	- Voltaje superficial requerido.	volts
Vu	- Volumen unitario de la mezcla.	
W	- Peso instantáneo de la sarta de varillas.	lb
Wc	- Peso del contrapeso.	lb
Wd	- Carga diferencial del fluido neto.	lb
Wf	- Peso del fluido calculado.	lb
Wfm	- Peso del fluido medido.	lb
W máx	- Carga máxima en la sarta de varillas.	lb
W mín	- Carga mínima en la sarta de varillas.	lb
WN	- Carga neta de la varilla pulida.	lb
Wrf	- Peso total de las varillas en el fluido.	lb
Wrfm	- Peso de las varillas más el fluido medido.	lb

W_{rm}	- Peso de las varillas medido.	lb
x	- Distancia del centro de gravedad al filo exterior del contrapeso.	pg
Y	- Constante del dinamometro.	lb/pg
y	- Distancia del filo exterior del contrapeso - al final de la manivela.	pg
Z	- Relación de engranajes.	
z	- Factor de desviación del gas.	adim.
α	- Factor de aceleración.	
β	- Angulo entre el balancin y la horizontal.	
ΔP	- Diferencial de presión o incremento de presión.	lb/pg ²
ΔP_f	- Caída de presión por fricción a lo largo de la tubería de producción.	pie
ΔP_{fd}	- Caída de presión por fricción a lo largo de la línea de descarga.	pie/1000 pie
ρ_m	- Densidad de la mezcla.	lbm/pie ³
ρ_f	- Densidad relativa del fluido.	adim.
ρ_m	- Densidad relativa promedio del fluido manejado.	adim.
ρ_w	- Densidad relativa del agua.	adim.
ϕ	- Angulo fase entre las vibraciones naturales y forzadas de la sarta de varillas.	
θ	- Angulo entre la manivela y la vertical.	
ρ_r	- Densidad del acero (490 lb/pie ³).	
Γ	- Factor de amortiguamiento.	
τ_1	- Período de vibraciones naturales.	
τ_2	- Período de vibraciones forzadas.	
$1/k_r$	- Constante elástica para el total de la sarta de varillas.	pg/lb
$1/k_t$	- Constante elástica para la TP no anclada.	pg/lb

G L O S A R I O

G L O S A R I O

En el presente glosario, se incluye una selección tanto de términos utilizados en esta tesis como de algunos otros que se pueden encontrar en artículos relacionados con los temas aquí tratados. Este glosario tiene como finalidad facilitar la comprensión de dichas palabras y además por la forma en que se presenta también tiene la finalidad de facilitar la traducción de artículos técnicos publicados en inglés que se relacionen concretamente con bombeo mecánico y bombeo electrocentrífugo.

Alloy (Aleación).

Sustancia sólida con propiedades metálicas compuestas por dos o más elementos.

Alternating current (Corriente alterna).

Corriente eléctrica que invierte la dirección de flujo a intervalos regulares.

Alternator (Alternador).

Generador eléctrico que proporciona corriente alterna.

American Petroleum Institute (Instituto Americano del Petróleo)
Organización norteamericana petrolera, comercial, fundada en 1920 que fija las normas que deben satisfacer los equipos de perforación y producción; es reconocida como la más importante en esta labor. Tiene departamentos de transportación, refinación y mercados en Washington D.C. y el departamento de producción en Dallas. 2. Jerga: Indicativo de un trabajo hecho correctamente, como "su trabajo es exactamente API".

Ampere (Ampere).

Unidad fundamental de corriente eléctrica. El símbolo del ampere es A.

Anchor (Ancla).

Cualquier dispositivo que asegura o fija un equipo.

API Gravity (Densidad API).

Es la medida de densidad de los productos líquidos del petróleo, derivado de la densidad relativa de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$\text{Densidad API} = \frac{141.5}{\gamma} - 131.5 .$$

La densidad API se expresa en grados; la densidad relativa de 1.0 es equivalente a 10 °API.

Artificial lift (Bombeo artificial).

Cualquier método utilizado para elevar el aceite a la superficie a través de un pozo después de que la presión del yacimiento a declinado hasta el punto en el cual ya no produce.

por medio de energía natural. Las formas más comunes son el bombeo mecánico, neumático, hidráulico y el electrocentrifugo.

Back pressure (Contrapresión).

1. Presión que se mantiene en un equipo o en un sistema, a través del cual fluye un fluido. 2. En los motores, es el término usado para describir la resistencia al flujo del gas de escape a través del tubo respectivo.

Barrel (Barril).

Medida de volumen para productos petroleros. Un barril es equivalente a 42 galones americanos ó 0.15899 metros cúbicos un metro cúbico equivale a 6.2897 barriles.

Barrels per day (Barriles por día).

Volumen de flujo de un pozo: cantidad total de aceite y otros fluidos producidos o procesados por día.

Beam Counterbalance (Contrapeso del balancín).

Pesos en una unidad de bombeo mecánico que se instala al final del balancín, el cual se encuentra del lado opuesto a la vertical del pozo. El contrapeso del balancín compensa o balancea el peso de las varillas de succión y la bomba instalada dentro del pozo.

Beam pumping unit (Unidad de bombeo mecánico).

Máquina diseñada específicamente para bombear con varillas de succión, la cual utiliza un miembro horizontal (balancín), el cual sube y baja por medio de una manivela rotatoria para producir un movimiento recíprocante.

BLPD: Barrels of liquid per day (Barriles de líquido por día).

Producción bruta. Producción de aceite y agua.

Bottom hole (Fondo del pozo).

Parte más baja o profunda de un pozo. Perteneciente al fondo de un pozo.

Bottom hole packer (Empacador).

Dispositivo que cierra el espacio anular entre las tuberías de revestimiento y de producción, se instala cerca del fondo del pozo. Ver packer.

Bottom pump (Bomba de fondo).

Cualquier bomba de succión de succión hidráulica o centrifuga instalada cerca o en el fondo del pozo que se utiliza para elevar los fluidos.

Brake (Freno).

Dispositivo que detiene el movimiento de un mecanismo generalmente por medio de fricción.

Bridle (Drida).

Cable en una unidad de bombeo que pasa sobre la cabeza de ca-

- ballo del balancin y está conectado a la barra portadora para soportar la grapa de la varilla pulida.
- Bump a well** (Golpeo en un pozo de bombeo mecánico).
El extremo inferior de la bomba de un pozo en bombeo mecánico toca el fondo por tener la columna de varillas de succión más larga de lo necesario.
- Bouyancy** (Flotación).
Pérdida aparente de peso de un objeto inmerso en el fluido. - Si el objeto flota, el peso del volumen de fluido desplazado por la parte sumergida es igual al peso de esa sección del objeto.
- Center of gravity** (Centro de gravedad).
Punto en el cual un objeto puede sostenerse y balancearse. en este punto están concentradas todas las fuerzas gravitacionales que actúan sobre el cuerpo y el peso de éste.
- Clamp** (Abrazadera, grapa).
Dispositivo mecánico empleado para sujetar objetos en un lugar. Por ejemplo, una abrazadera para fugas, o silleta, sujeta una pieza de metal con la misma curvatura de la tubería. - sobre un agujero en ésta, efectuando un sello temporal. Una abrazadera de cable sujeta el extremo de un cable de acero - contra el cable principal; la abrazadera de la varilla pulida la sujeta a la brida de una unidad de bombeo mecánico.
- Conductivity** (Conductividad).
Habilidad de transmitir calor e electricidad.
- Connecting rod** (Biela).
Eje de metal forjado que une el pistón de una máquina con el cigüeñal. Ver Piston rod.
- Connecting rod bearing** (Cojinete de la biela).
Cojinete entre la biela y el cigüeñal.
- Control board** (Tablero de control).
Tablero donde se agrupan dispositivos de control, como interruptores y perillas, junto con sus instrumentos indicadores.
- Corod continuous rod** (Varilla continua de succión).
Nombre registrado de un tipo especial de varilla de succión - que normalmente no lleva juntas desde la bomba hasta la superficie. Ver Sucker rod.
- Corrosion** (Corrosión).
Cualquiera de los complejos procesos químicos o electroquímicos por los cuales el metal se destruye al reaccionar con su medio ambiente.
- Counterbalance system** (Sistema de contrabalanceo).
Ver Two - step grooving system.

Counterbalance weight (Peso de contrabalanceo).

Peso aplicado para compensar una carga o fuerza. En las unidades de bombeo mecánico, los pesos de contrabalanceo se usan para compensar el peso de las varillas de succión y del aceite extraído.

Crank (Manivela).

Pieza de hierro que se repliega dos veces en ángulo recto y que colocada en la extremidad del eje de una máquina, sirve para imprimirle movimiento de rotación. En el caso del bombeo mecánico, la fuerza motriz se ejerce en la extremidad de este brazo a través del sistema biela-manivela.

Crankshaft (Cigüeñal. En BM flecha del reductor de engranes).

Eje rotatorio al cual se conectan las bielas. Transforma el movimiento recíprocante (hacia arriba y hacia abajo) del pistón en movimiento rotatorio.

Density (Densidad).

Masa o peso de una sustancia por unidad de volumen. Ver API gravity, relative density y specific gravity.

Design factor of wire rope (Factor de seguridad del cable de acero).

Ver Safety factor of wire rope.

Dielectric (Dieléctrico).

Sustancia aislante o no conductora de la electricidad.

Diesel engine (Motor diesel).

Motor de combustión interna de alta presión. En un motor diesel el aire se inyecta y comprime en los cilindros a muy altas presiones; la ignición ocurre conforme el combustible se inyecta dentro del aire comprimido y calentado. La combustión tiene lugar dentro del cilindro, arriba del pistón; la expansión de los productos de combustión imparte su fuerza al pistón.

Draw down (Abatimiento).

1. La diferencia entre la presión de fondo estática y la presión de fondo fluyendo. 2. La distancia entre el nivel estático y el nivel de bombeo del fluido en el espacio anular de un pozo con bombeo mecánico.

Drive shaft (Eje de transmisión)

Eje que transmite fuerza mecánica a una máquina.

Drum (Tambor).

Cilindro alrededor del cual se enrolla el cable de acero.

Drum brake (Freno del tambor).

Dispositivo que detiene el movimiento del tambor por medio de fricción.

Dinamometer (Dinamómetro).

1. Dispositivo empleado para medir la potencia al freno de una máquina. 2. En bombeo mecánico, es un dispositivo empleado para indicar la variación del peso sobre la varilla pulida - conforme ésta sube y baja. La carta del dinamómetro provee de un registro continuo de las fuerzas (en una resultante) que actúan a lo largo del eje de la varilla pulida, de donde se hace un análisis sobre el funcionamiento del equipo de bombeo.

Fatigue endurance limit (Límite de resistencia a la fatiga).

Es el máximo nivel de esfuerzo, bajo ciertas condiciones establecidas, en o bajo el cual el metal soportará un número - de esfuerzos infinitos sin fallar. Se expresa en lb/pq².

Fluid level (Nivel de fluido).

Profundidad de la columna de fluido en la tubería de producción o de revestimiento de un pozo. El nivel estático de fluido se toma cuando el pozo no está produciendo y está estabilizado. El nivel dinámico o de bombeo, es el punto al cual - llega el nivel estático cuando el pozo está produciendo.

Fluid pound (Golpe de fluido).

Es el impacto errático del pistón de la bomba contra el fluido cuando ésta opera con un vacío parcial en el cilindro, con gas atrapado o cuando el pozo no está produciendo.

Foot valve (Válvula de pie).

Válvula de contrapresión colocada en la succión de una bomba y que permite que ésta permanezca llena de líquido cuando no está operando.

Friction (Fricción).

Resistencia al movimiento creada cuando dos superficies se - ponen en contacto. Cuando la fricción se presenta, el movimiento entre las superficies produce calor.

Friction loss (Pérdida por fricción)

Reducción en la presión de un fluido provocada por su movimiento contra una superficie cerrada (como una tubería). Conforme el fluido se mueve a través de la tubería, la fricción entre las paredes de ésta y el fluido crean la pérdida por - fricción. A mayor velocidad de flujo, mayores pérdidas por - fricción. Ver pressure loss.

Garbet, garbot, garbutt rod (Pescante de la válvula de pie).

Varilla pequeña colocada en el extremo inferior de la válvula viajera en una bomba de varillas de succión. Se conecta a la válvula de pie y se utiliza para sacarla de su asiento cuando se necesita efectuar alguna reparación.

Gas anchor (Ancla de gas).

Dispositivo tubular perforado colocado en el fondo de una - bomba de varillas de succión que ayuda a prevenir que la válvula de pie deje de funcionar. El dispositivo trabaja bajo el principio de que el gas, siendo más ligero que el aceite, se

eleva. Conforme los fluidos entran en el ancla, el gas se separa y sale del ancla a través de las perforaciones en su extremo superior. Los fluidos remanentes entran a la bomba a través de un tubo mosquito (mosquito bill) dentro del ancla, el cual tiene una abertura cerca del fondo. De esta forma, todo o casi todo el gas escapa antes de que los líquidos (aceite o aceite y agua) entren a la bomba.

Gas lock (Candado de gas).

Condición que se encuentra algunas veces en un pozo de bombeo mecánico, cuando el gas disuelto que se libera durante el ascenso del émbolo, aparece como gas libre entre las válvulas. Si la presión del gas es suficientemente grande, la válvula de pie permanece cerrada y no permite el paso de líquido a la tubería de producción.

Gas - oil ratio (Relación gas - aceite).

Medida del volumen de gas producido con el aceite, expresada en metros cúbicos de gas por metro cúbico de aceite (pies cúbicos de gas por barril de aceite).

Gauge pressure (Presión manométrica).

Presión ejercida por un fluido en el interior de un recipiente o sistema, expresada en kilopascales, kilogramos sobre centímetro cuadrado o libras sobre pulgada cuadrada. La presión manométrica más la presión atmosférica es igual a la presión absoluta.

Hold - down (Ancla).

Arreglo mecánico que previene el movimiento hacia arriba de ciertas piezas de equipo instaladas en un pozo. En las bombas (de inserción) de varillas se emplea el ancla para sujetarlas.

Horse head (Cabeza de caballo).

Sección curva del balancín de una unidad de bombeo mecánico, localizada arriba del pozo y de la cual se suspende la brida.

Horsepower (Caballos de fuerza).

Es la unidad de potencia en el sistema de unidades ingles de ingeniería. Un caballo de fuerza (hp) es igual a 550 libras - por pie sobre segundo o 746 watts. El caballo de fuerza es una unidad de magnitud conveniente para medir la potencia generada por una máquina.

Hdraulic head (Columna hidrostática).

Fuerza ejercida por una columna de líquido, expresada por la altura de líquido sobre el punto en el cual se mide la presión. Aunque el término columna se refiere a una distancia o altura, se emplea para expresar una presión, debido a que la fuerza de la columna de líquido es directamente proporcional a su altura. Compara con Hydraulic pressure.

Hdraulic pressure (Presión hidrostática).

Fuerza ejercida por un fluido en reposo; se incrementa directamente con la densidad y la profundidad, se expresa en -

lb/pq². La presión hidrostática del agua dulce es de 0.433 lb/pq²/pie.

Independent wire rope center (Alma).

Núcleo del cable de acero. Consiste de un arreo de torones enrollados en sentido opuesto a los torones exteriores del cable.

Inhibitor (Inhibidor).

Aditivo empleado para retardar una indeseable acción química de un producto; se agrega en pequeñas cantidades a los ambientes corrosivos para prevenir su acción.

Insert pump (Bomba de inserción).

Bomba de varillas de succión que se coloca dentro de un pozo como una unidad completa.

Internal - combustion engine (Motor de combustión interna).

Motor de ignición en el cual la fuerza necesaria para mover el mecanismo proviene de una mezcla aire - combustible dentro de los cilindros del motor.

IR drop (Caída de potencia).

Es la caída de voltaje, determinada por la fórmula $V = I R$, donde V es la caída de voltaje, R es la resistencia del circuito, I es la intensidad de corriente. No se abrevia en México.

Jack (Unidad de bombeo, gato).

1. Unidad de bombeo mecánico accionada por un motor eléctrico o de combustión interna. Cuando es accionada por medio de varillas de jalón desde otra unidad individual o de una unidad central se llama gato. El balancín de la unidad imprime un movimiento recíprocante a las varillas de succión. 2. Dispositivo operado manualmente para arrancar un motor, dispositivo para levantar. En estos dos casos se llame gato.

Jacket (Barril).

Pieza tubular de acero de la bomba de varillas de succión - dentro de la cual se coloca una camisa cuidadosamente ajustada y pulida. En este tipo de bomba el pistón se mueve hacia - arriba y hacia abajo dentro de la camisa, y ésta se encuentra dentro del barril.

Key (llave).

Llave en forma de gancho que se ajusta al hombro cuadrado de una varilla de succión y se emplea cuando las varillas se sacan o se meten al pozo. Generalmente se usan en pares; una llave sujeta mientras la otra conecta o desconecta la varilla. También se conoce como llave de varillas (rod wrench).

Load (Carga, peso).

1. En mecánica, es el peso o presión ejercida en un objeto. -
2. En motores, es la cantidad de trabajo que realiza un motor.

Maximum allowable pressure (Presión máxima permisible).

La mayor presión que puede aplicarse con seguridad a una estructura, tubería o recipiente. Una presión mayor a ésta puede provocar una falla o explosión.

Maximum capacity (Capacidad máxima).

Rendimiento máximo de un sistema o una unidad como una refinería, planta de gasolina, unidad de bombeo o pozo productor.

Mechanical brake (Freno mecánico).

Freno que es accionado por mecanismos tales como palancas o ejes, que tiene conectados.

Moment (Momento).

Efecto de torsión creado por una fuerza F que actúa a una distancia perpendicular S de un centro de rotación; es el producto de una fuerza y una distancia a un eje particular o punto.

Mosquito bill (Tubo mosquito).

Tubo conectado en la parte inferior de una bomba de varillas de succión y dentro del ancla de gas, que sirve de conducto hacia adentro de la bomba de los fluidos del pozo que tienen poco o nada de gas.

Motor (Motor).

Dispositivo hidráulico, de aire o eléctrico, empleado para hacer un trabajo.

Multiple well pumping system (Sistema central de bombeo mecánico).

Método para bombear aceite de varios pozos en un campo. Se instala una bomba en cada pozo; no obstante, todos se accionan por medio de un motor central, varillas de succión con sus accesorios y gatos en cada pozo.

Oil saver (Frensaestopa).

Arreglo que sella por medio de presión y que se emplea para prevenir fugas y pérdidas de gas, aceite o agua alrededor de un cable de acero. Se opera mecánicamente o hidráulicamente. Ver - Stuffing box.

Oilwell pump (Bomba para pozo).

Cualquier bomba superficial o subsuperficial, que se emplea para elevar los fluidos de un yacimiento a la superficie. Ver Sucker rod pumping.

Packer (Empacador).

Herramienta que va dentro del pozo, consiste de un dispositivo de sello, un dispositivo colgador y un paso interior para los fluidos, y se emplea para bloquear el flujo de fluidos a través del espacio anular entre la tubería de producción y la de revestimiento. Generalmente se coloca con la sarta de tubería de producción a cierta distancia arriba del intervalo productor.

Parted rods (Varillas rotas).

Varillas de succión que se han roto y separado de un pozo en bombeo debido a la corrosión, carga inadecuada, varillas dañadas, etc..

Pipe saddle (Silleta).

Conexión hecha en parte para colocarse alrededor de una tubería, para detener una fuga o para proporcionar una salida.

Piston (Pistón).

Pieza cilíndrica deslizante que es movida o que se mueve contra la presión de un fluido, dentro de un recipiente cilíndrico de confinamiento.

Piston ring (Anillo).

Anillo, generalmente metálico, que rodea a un pistón y lo mantiene ajustado en el cilindro, evitando el paso del aceite a la cámara de combustión.

Piston rod (Biela).

Eje metálico que une el pistón al cigüeñal en un motor. Ver - pitman.

Piston stroke (Carrera del émbolo).

La longitud del movimiento, en pulgadas, de un pistón en un motor del punto muerto superior al punto muerto inferior.

Pitman (Biela).

Brazo que conecta la manivela con el balancín, en una unidad de bombeo, por medio del cual el movimiento rotatorio se convierte en movimiento recíprocante.

Plunger (Émbolo buzo).

Componente básico de una bomba de varillas de succión. Ver - sucker rod pump.

Polished rod (Varilla pulida).

La varilla colocada en el extremo superior de una sarta de varillas de succión, empleada para elevar fluidos por bombeo mecánico. Tiene un diámetro uniforme y está pulida para sellar perfectamente en el prensaestopa colocado en la parte superior del pozo.

Pony rod (Varilla corta).

Varilla de succión menor de 25 pies de largo.

Pressure (Presión).

La fuerza que un fluido ejerce uniformemente en todas direcciones dentro de un recipiente, tubería, pozo, etc.. La presión se expresa en términos de fuerza ejercida por unidad de área, como kg/cm^2 ó lb/pg^2 .

Pressure drop (Caída de presión).

Pérdida de presión que resulta de la fricción que sufre un fluido al pasar por una tubería, válvula, conexión u otro -

dispositivo.

Pressure gradient (Gradiente de presión).

Escala de diferencias de presión en la cual hay una variación uniforme de esta de un punto a otro. El gradiente de una columna de agua dulce es de 0.1 lq/cm² por metro de elevación (0.433 lb/pq²/pie).

Pressure loss (Pérdida de presión).

Reducción en la presión que ejerce un fluido contra una superficie, que generalmente ocurre debido a que el fluido se está moviendo contra dicha superficie.

Production (Producción).

1. Es la parte de la industria petrolera que se encarga de producir los fluidos del pozo hacia la superficie, separarlos, almacenarlos, medirlos y prepararlos para su transportación.
2. Volumen de aceite o gas producido en un periodo dado.

Productivity index (Índice de productividad).

Medida indicativa de la cantidad de aceite o gas que es capaz de producir un pozo. Se expresa como $J = q/(Pws - Pwf)$.

Pulley (Polea).

Rueda con canto acanalado, empleada para jalar o elevar. Ver Sheave.

Pump (Bomba).

Dispositivo que incrementa la presión a un fluido o lo eleva a un nivel más alto. Existen varios tipos de bombas como las reciprocantes, centrífugas, rotatorias, a chorro, de varillas de succión, hidráulicas, de lodo, sumergibles y de fondo.

Pump barrel (Camisa, barril).

El cilindro o camisa en la cual el émbolo de una bomba de varillas de succión sube y baja. Ver Sucker rod pump y working barrel. Ver pump liner.

Pumping unit (Unidad de bombeo).

La máquina que imparte el movimiento reciprocante a una sarta de varillas de succión, que se extiende a la bomba de desplazamiento positivo en el pozo. Generalmente a una viga movida por una biela y una manivela conectada a un reductor de velocidad.

Pump liner (Camisa).

Sección metálica, cilíndrica, maquinada con precisión, que forma el barril de trabajo de algunas bombas reciprocantes. Las camisas se pueden cambiar cuando se dañan y proporcionan una forma de cambiar a conveniencia el desplazamiento y la capacidad de las bombas.

Pump off (Fuera de bombeo).

Bombear un pozo, de tal forma que el nivel de fluido caiga debajo de la válvula de pie de la bomba y deje de trabajar.

Pump pressure (Presión de bombeo).

La presión del fluido alcanzada debido a la acción de una bomba.

Range of load (Rango de carga).

En el bombeo mecánico, es la diferencia entre la carga máxima y la carga mínima en la varilla pulida.

Reciprocating pump (Bomba reciprocante).

Bomba que emplea un pistón que se mueve dentro de un cilindro. El cilindro está equipado con válvulas de succión y de descarga. En la embolada de admisión, la válvula de succión se abre y el fluido entra al cilindro. En la embolada de escape, la válvula de succión cierra y la de descarga abre haciendo que el fluido se force fuera del cilindro.

Relative density (Densidad relativa).

El cociente de la masa de un volumen dado de una sustancia y la masa de un volumen igual de una sustancia patrón, como el agua o el aire. En unidades convencionales de medición, la gravedad específica es similar a la densidad relativa.

Resistance (Resistencia).

La oposición que presenta un material o un dispositivo al paso del flujo de la corriente eléctrica directa. La resistencia es igual a la caída de voltaje a través del circuito dividida entre la corriente que circula a través de él.

Resistivity (Resistividad).

Medida de la dificultad que la corriente eléctrica encuentra al circular a través de un material; es lo opuesto de la conductividad.

Rig (Equipo).

Es el nombre que se le da a todo el equipo superficial de una unidad de perforación, de recuperación o de bombeo mecánico.

Ring (Anillo del pistón).

Ver Piston ring.

Rocker arm (Balancín).

Manivela campana que transmite el movimiento de la varilla de empuje a las válvulas en un motor. Ver walking beam.

Rod (Varilla).

Ver Sucker rod.

Rod back-off wheel (Rueda para sacar varillas).

Dispositivo empleado para desenroscar varillas cuando la bomba está pegada o arenada y las varillas y la tubería deben sacarse juntas.

Rod blowout preventer (Frentor para varillas).

Dispositivo de arietes empleado para cerrar el espacio anular alrededor de la varilla pulida o varilla de succión en un po-

- zo con bombeo mecánico.
- Rod elevators** (Elevadores de varillas).
Dispositivos empleados para sacar o meter varillas de succión tiene una asa colocada en el gancho de varillas.
- Rod hangers** (Colgadores de varillas).
Dispositivo empleado para colgar varillas de succión en el mástil o en la torre.
- Rod hook** (Gancho de varillas).
Pequeño gancho giratorio que tiene un cierre automático rápido para cerrar la abertura del gancho cuando está suspendido algún peso.
- Rod pump** (Bomba de varillas de succión).
Ver sucker rod pump.
- Rod rotor** (Rotor de varillas de succión).
Mecanismo de trinquete que es accionado por un eje fijo o cadena conectada al balancín de una unidad de bombeo y que proporciona una lenta rotación a la sarta de varillas, distribuyendo el desgaste en las varillas y en la tubería de producción.
- Rod score** (Muesca en la varilla).
Rayadura en la superficie de una varilla de succión o del pistón.
- Rod string** (Sarta de varillas).
Sarta de varillas de succión; la longitud total de las varillas de succión, consiste de una serie de varillas conectadas entre sí. La sarta de varillas sirve como un eslabón mecánico de la unidad de bombeo en la superficie con la bomba cerca del fondo del pozo.
- Rod stripper** (Limpiador de varillas).
Dispositivo empleado cuando las varillas están cubiertas con aceite pesado o cuando el pozo puede fluir a través de la tubería de producción mientras se están sacando las varillas. Es una forma de preventor.
- Rod sub** (Varilla corta).
Varilla de succión corta que se coloca en el extremo superior de la bomba.
- Rod-transfer elevator** (Elevador de transferencia).
Tipo especial de elevador diseñado para acomodar el extremo de una varilla de succión; permite al cambio llevar las varillas hacia el muelle de tuberías del elevador regular empleado para sacarlas del pozo. Ver sub elevator.
- Rod wax** (Parafina de las varillas).
Parafina que se forma en la sarta de varillas de succión.

Rod whip (Latigueo, chicoteo).

El movimiento rápido como de látigo, de las varilla en un sistema de bombeo mecánico provocado por la vibración de la sarta.

Rod wrench (Llave de varillas).

Llave especial diseñada para enroscar las juntas entre las varillas de succión. Ver key.

Saddle (Silleta).

Ver pipe saddle.

Safety clamp (Grapa de seguridad).

Dispositivo empleado para suspender una sarta de varillas después de que la bomba se ha espaciado, o cuando el peso de la sarta debe ser retirado del equipo de bombeo.

Safety factor, design factor of wire rope (Factor de seguridad del cable de acero).

Medición de la carga de seguridad de un cable de acero, obtenido al emplear la siguiente fórmula: Factor de seguridad = B/W ; donde B es el esfuerzo nominal de ruptura del cable leída del catálogo, W es la carga estática total calculada. También se conoce como factor de diseño.

Samson post (Poste maestro).

Miembro de una unidad de bombeo mecánico que soporta el balancín.

Sheave (Polea).

Polea acanalada.

Shut-in bottomhole pressure (Presión estática de fondo).

Es la presión en el fondo de un pozo cuando las válvulas de superficie en el pozo están completamente cerradas. La presión es provocada por los fluidos que existen en la formación en el fondo del pozo.

Shut-in pressure (Presión estática).

La presión cuando el pozo está completamente cerrado, registrada en un manómetro instalado en las válvulas de control de la superficie. Cuando un pozo se está perforando, la presión estática debe ser cero. Debido a que la presión ejercida por el fluido de perforación debe ser igual o mayor que la presión ejercida por las formaciones atravesadas. En un pozo-fluyente, la presión estática debe ser mayor a cero. Ver - static pressure.

Spacing clamp (Abrazadera espaciadora).

Abrazadera empleada para sostener la sarta de varillas en posición de bombeo cuando el pozo se encuentra en la etapa final o cuando se vuelve a poner en bombeo.

Specific gravity (Densidad específica).

El cociente del peso de un volumen dado de una sustancia, a -

una temperatura dada, y peso de un volumen igual de una sustancia patrón a la misma temperatura. La determinación de la densidad específica de un líquido se hace comparándola con el agua y la de un gas comparándola con el aire o hidrógeno.

Standing valve (Válvula de pie).

Válvula fija de canica y asiento colocada en el extremo inferior del barril de trabajo de una bomba de varillas de succión. La válvula de pie y su jaula no se mueven como lo hace la válvula viajera.

Static fluid level (Nivel estático del líquido).

El nivel del líquido en un pozo cuando está cerrado.

Static pressure (Presión estática).

Presión ejercida por un fluido sobre una superficie que está en descanso en relación al fluido.

Steel (Acero).

Aleación maleable de hierro y carbón, que también contiene cantidades apreciables de manganeso y otros elementos.

Strain (Deformar).

Efectuar un cambio de forma o de tamaño como resultado de la aplicación de un esfuerzo.

Stress (Esfuerzo, tensión).

Fuerza que, al aplicarla a un objeto, lo distorsiona o lo deforma. Ver *tensile stress*.

String (Sarta).

La longitud total de la tubería de revestimiento, producción o perforación, o varillas de succión que se corren en un pozo.

Strip a well (Sacar tubería y varillas simultáneamente).

Sacar las varillas y la tubería de producción de un pozo al mismo tiempo; por ejemplo, cuando el pistón está pegado. La tubería de producción debe sacarse antes que las varillas, un tubo a la vez, y después desconectar la varilla expuesta. Ver *Stripping job*.

Stripping job (Sacar tubería y varillas simultáneamente).

La extracción simultánea de varillas y tubería de producción cuando el pistón o la varilla de succión están pegadas.

Stuffing box (Prensaestopa).

Collarín sellante enroscado en la parte superior de la cabeza del pozo, a través del cual opera la varilla pulida en un pozo en bombeo. Previene el escape del aceite, que sale por una conexión lateral a la línea de descarga hasta el separador o a los tanques de almacenamiento.

Sub elevator (Elevador auxiliar).

Pequeño accesorio del elevador de transferencia que levanta las varillas después de que son desconectadas de la sarta y -

las coloca en el coloador de varillas, o al contrario, en caso de estar metiendo varillas. Ver rod-transfer elevator.

Submersible pump (Bomba de fondo).

Bomba que se coloca bajo el nivel de líquido en un pozo. Generalmente son impulsadas por un motor eléctrico y consisten de una serie de paletas o álabes rotatorios que incierten en movimiento centrífugo para elevar el fluido a la superficie.

Sucker rod (Varillas de succión).

Varilla especial de acero de bombeo. Varias varillas se conectan para formar el eslabón mecánico desde la unidad de bombeo en la superficie hasta la bomba. Las varillas de succión se enroscan en cada extremo y se fabrican en dimensiones estándar y con las especificaciones del metal establecidas por la industria petrolera. Las longitudes varían alrededor de 25 a 30 pies; los diámetros varían de 1/2" a 1 1/8". También existe una varilla continua de succión que lleva el nombre de Corod. Ver Corod continuous rod.

Sucker rod coupling (Cople de varilla de succión).

Cople con rosca interna empleado para unir varillas de succión.

Sucker rod pump (Bomba de varillas de succión).

Arreglo en el fondo del pozo, empleado para elevar el fluido a la superficie por medio de la acción recíproca de la sarta de varillas de succión. Los componentes básicos son el barril de trabajo, la camisa, el pistón, las válvulas y el ancla. Los dos tipos de bombas de varillas de succión son la bomba de tubería de producción, en la cual el barril se conecta a aquella, y la bomba de inserción, la cual se corre dentro del pozo como una unidad completa, a través de la tubería de producción.

Sucker rod pumping (Bombeo mecánico).

Método de bombeo en el que una bomba de fondo está localizada cerca del fondo del pozo, conectada a una sarta de varillas de succión, se emplea para elevar los fluidos de éste a la superficie. El peso de la sarta de varillas y del fluido se compensa por medio de contrapesos colocados en un balancín recíprocante o en la manivela de la unidad de bombeo mecánico o por presión de aire en un cilindro colocado en el balancín.

Sucker rod whip (Latiqazo).

Movimiento indeseable repentino en la sarta de varillas de succión, que se presenta cuando la sarta no está conectada apropiadamente a la bomba de varillas de succión o cuando la bomba es operada a una velocidad resonante.

Tail out rods (Jalar varillas).

Jalar el extremo inferior de una varilla de succión fuera del pozo para estibarla.

Tapered string (Sarta telescopiada).

Tubería de perforación, de producción o de varillas de succión formadas por secciones de diámetros distintos; el diámetro mayor en la parte superior y disminuyendo hacia abajo.

Tensile (Tensión).

De o relacionado a la tensión.

Tensile strength (Esfuerzo de tensión).

Es la mayor fuerza longitudinal que un metal puede resistir - sin romperse. El esfuerzo a la tensión de un metal es mayor - que el esfuerzo de cedencia.

Tensile stress (Fuerza de tensión).

Fuerza desarrollada por un material que soporta una carga de tensión. Ver stress.

Tension (Tensión).

La condición de un cable, una tubería o una varilla que se estira entre dos puntos.

Torque (Torsión).

La fuerza de rotación que se aplica a un eje u otro mecanismo rotatorio para hacer que gire o que tienda a hacerlo. La torsión se mide en unidades de longitud por fuerza como lb - ft.

Transmission line (Línea de transmisión).

Cable de alto voltaje utilizado para transmitir la energía eléctrica de un lugar a otro.

Traveling valve (Válvula viajera).

Una de las dos válvulas en un sistema de bombeo con varillas de succión. La válvula viajera sigue el movimiento de la sarta de varillas de succión. Al subir las varillas, la canica de la válvula se asienta, soportando la carga del fluido. Al bajar las varillas, la canica se separa del asiento, permitiendo la entrada del fluido dentro de la columna de producción. Compare con standing valve.

Tubing pump (Bomba de tubería).

Bomba de varillas de succión en la que el barril está sujeto a la tubería de producción. Ver sucker rod pump.

Two-stroke/cycle engine (Motor de dos tiempos).

Motor en el cual el pistón se mueve del punto muerto superior al punto muerto inferior y regresa al anterior para completar un ciclo. De ésta forma, el cigüeñal debe girar una revolución o 360°.

Unit (Unidad).

Una o varias piezas de equipo que ejecutan una función completa, como una unidad de bombeo mecánico.

Valve (Válvula).

Dispositivo utilizado para controlar el gasto del flujo en una línea, para abrirla o cerrarla completamente o como un -

dispositivo de seguridad automático o semiautomático. Algunas de las válvulas más empleadas son las válvulas de compuerta, de globo, de aguja, de retención y la de seguridad o de alivio.

Volumetric efficiency (Eficiencia volumétrica).

Volumen real de fluido bombeado por una bomba, dividido entre el volumen desplazado por un pistón o pistones, u otro dispositivo, en la bomba. La eficiencia volumétrica generalmente se expresa como un porcentaje.

Walking beam (Balancín).

Miembro horizontal de acero de una unidad de bombeo mecánico, que tiene un movimiento de balanceo o recíprocante.

Watt (Watt).

Es la unidad de potencia en el sistema internacional, su símbolo es W.

Working barrel (Barril de trabajo).

La cubierta exterior de una bomba de pistón. El ciclo de bombeo comienza al subir las varillas, las cuales jalan el pistón hacia arriba a través del barril de trabajo. En este movimiento, la válvula viajera cierra, la válvula de pie en el barril de trabajo abre, el fluido arriba de la válvula viajera es bombeado fuera del pozo, y una nueva carga de fluido entra a la bomba. Al bajar las varillas, la válvula viajera abre, la válvula de pie cierra, y el fluido es forzado del barril de trabajo a través de la válvula viajera en el pistón y dentro de la tubería de producción. Repetidas carreras llevan el fluido a la superficie.

APENDICE A

TABLA No.1
DATOS DEL EMBOLO

DIAMETRO pq Dp	AREA pq ² Ap	CONSTANTE DE LA BOMBA BPD/pq/spm K
1	0.785	0.116
1 1/16	0.886	0.131
1 1/4	1.227	0.182
1 1/2	1.767	0.262
1 3/4	2.405	0.357
1 25/32	2.488	0.369
2	3.142	0.466
2 1/4	3.976	0.590
2 1/2	4.909	0.728
2 3/4	5.940	0.881
3 3/4	11.045	1.639
4 3/4	17.721	2.630

TABLA No.2
 DIAMETROS DE EMBOLO RECOMENDADOS PARA CONDICIONES OPTIMAS

NIVEL DE FLUIDO NETO, pie.	GASTO - BFD - $E_v = 80\%$									
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000
2000	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4				
	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4
3000	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 1/2	2 3/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4
	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/4	2 1/2			
4000	1 1/4	1 3/4	2	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4	2 1/4		
		1 1/2	1 3/4	2	2					
5000	1 1/4	1 3/4	2	2	2 1/4	2 1/4				
		1 1/2	1 3/4	1 3/4	2					
6000	1 1/4	1 1/2	1 3/4	1 3/4						
		1 1/4	1 1/2							
7000	1 1/4	1 1/2								
	1 1/8	1 1/4								
8000	1 1/4									
	1 1/8									

Esta tabla, se considera unicamente para carreras de varilla mayores de 74 pg.

TABLA No.3
DATOS DE LA BOMBA Y LAS VARILLAS

No. DE VARILLA	DIA. DEL EXBOLO pg dp	PESO DE LAS VAR. Lb/plie nr	CONSTANTE ELASTICA pg/Lb pie $\times 10^{-6}$, Er	FACTOR DE FRECUENCIA Fc	SARTA DE VARILLAS, % DE CADA DIAMETRO					
					1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
44	todos	0.726	1.990	1.000	—	—	—	—	—	100.0
54	1.06	0.906	1.668	1.138	—	—	—	—	44.6	55.4
54	1.25	0.929	1.533	1.140	—	—	—	—	49.5	50.5
54	1.50	0.957	1.584	1.137	—	—	—	—	56.4	43.6
54	1.75	0.950	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	45.3	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	1.062	—	—	—	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	0.925	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	1.853	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	3.25	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

TABLA No.3
DATOS DE LA BOMBA Y LAS VARILLAS

No. DE VARILLA	DIA. DEL EMBUDO	PESO DE LAS VAR. Pg Lb/pie dp	CONSTANTE ELASTICA pg/Lb pie x 10 ⁴ , Er	FACTOR DE FRECUENCIA Fc	SARTA DE VARILLAS, X DE CADA DIAMETRO					
					1 1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
86	1.06	2.058	0.742	1.151	---	22.6	23.0	24.3	---	---
86	1.25	2.087	0.732	1.156	---	24.3	24.5	25.2	---	---
85	1.50	2.133	0.717	1.162	---	26.8	27.0	28.3	---	---
86	1.75	2.185	0.699	1.164	---	29.4	30.0	31.6	---	---
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	---	---
87	1.06	2.390	0.612	1.055	---	24.3	75.7	---	---	---
87	1.25	2.399	0.610	1.059	---	25.7	74.3	---	---	---
87	1.50	2.413	0.607	1.062	---	27.7	72.3	---	---	---
87	1.75	2.430	0.603	1.066	---	30.3	69.7	---	---	---
87	2.00	2.450	0.598	1.071	---	33.2	66.8	---	---	---
87	2.25	2.472	0.594	1.075	---	36.4	63.5	---	---	---
87	2.50	2.496	0.588	1.079	---	39.9	60.1	---	---	---
87	2.75	2.523	0.582	1.082	---	43.9	56.1	---	---	---
87	3.25	2.575	0.570	1.084	---	51.6	48.4	---	---	---
87	3.75	2.641	0.556	1.073	---	61.2	38.8	---	---	---
87	4.75	2.793	0.522	1.038	---	83.6	16.4	---	---	---
88	todas	2.904	0.497	1.000	---	100.0	---	---	---	---
96	1.06	2.382	0.670	1.222	19.1	19.2	19.5	42.3	---	---
96	1.25	2.435	0.655	1.224	20.5	20.5	20.7	38.3	---	---
96	1.50	2.511	0.633	1.223	22.4	22.5	22.8	32.3	---	---
96	1.75	2.607	0.606	1.213	24.6	25.1	25.1	25.1	---	---
96	2.00	2.703	0.578	1.196	27.1	27.9	27.4	17.6	---	---
96	2.25	2.806	0.549	1.172	29.6	30.7	29.8	9.8	---	---
97	1.06	2.645	0.568	1.120	19.6	20.0	20.3	---	---	---
97	1.25	2.670	0.563	1.124	20.8	21.2	21.0	---	---	---
97	1.50	2.707	0.556	1.131	22.5	23.0	23.5	---	---	---
97	1.75	2.751	0.548	1.137	24.5	25.0	25.4	---	---	---
97	2.00	2.801	0.538	1.141	26.8	27.4	25.7	---	---	---
97	2.25	2.856	0.528	1.143	29.4	30.2	29.4	---	---	---
97	2.50	2.921	0.515	1.141	32.5	33.1	34.4	---	---	---
97	2.75	2.989	0.503	1.135	36.1	35.3	28.6	---	---	---
97	3.25	3.132	0.475	1.111	42.9	41.9	15.2	---	---	---
98	1.06	3.068	0.475	1.043	21.2	78.8	---	---	---	---
98	1.25	3.076	0.474	1.045	22.2	77.8	---	---	---	---
98	1.50	3.089	0.472	1.048	23.8	76.2	---	---	---	---
98	1.75	3.103	0.470	1.051	25.7	74.3	---	---	---	---
98	2.00	3.118	0.468	1.055	27.7	72.3	---	---	---	---
98	2.25	3.137	0.465	1.058	30.1	69.9	---	---	---	---
98	2.50	3.157	0.463	1.062	32.7	67.3	---	---	---	---
98	2.75	3.180	0.460	1.066	35.6	64.4	---	---	---	---
98	3.25	3.231	0.453	1.071	42.2	57.8	---	---	---	---
98	3.75	3.289	0.445	1.074	49.7	50.3	---	---	---	---
98	4.75	3.412	0.428	1.064	65.7	34.3	---	---	---	---
99	todas	3.676	0.393	1.000	100.0	---	---	---	---	---

TABLA No.3
DATOS DE LA BOMBA Y LAS VARILLAS

No. DE VARILLA	DIA. DEL ENSOLO	PESO DE LAS VAR.	CONSTANTE ELASTICA	FACTOR DE FRECUENCIA	SARTA DE VARILLAS, K DE CADA DIAMETRO					
					pg dp	Lb/pla ar	pg/Lb pie x 10 ⁴ , Er	Fr	1 1/4	1 1/8
107	1.06	2.977	0.524	1.184	16.9	16.8	17.1	49.1	---	---
107	1.25	3.019	0.517	1.189	17.9	17.8	18.0	46.3	---	---
107	1.50	3.085	0.506	1.195	19.4	19.2	19.5	41.9	---	---
107	1.75	3.158	0.494	1.197	21.0	21.0	21.2	36.9	---	---
107	2.00	3.238	0.489	1.195	22.7	22.8	23.1	31.4	---	---
107	2.25	3.336	0.464	1.187	25.0	25.0	25.0	25.0	---	---
107	2.50	3.435	0.447	1.174	26.9	27.7	27.1	18.2	---	---
107	2.75	3.537	0.430	1.156	29.1	30.2	29.3	11.3	---	---
108	1.06	3.325	0.447	1.077	17.3	17.8	18.4	---	---	---
108	1.25	3.345	0.445	1.101	18.1	18.6	18.2	---	---	---
108	1.50	3.374	0.441	1.106	19.4	19.9	19.7	---	---	---
108	1.75	3.411	0.437	1.111	20.9	21.4	21.4	---	---	---
108	2.00	3.452	0.432	1.117	22.6	23.0	23.3	---	---	---
108	2.25	3.498	0.427	1.121	24.5	25.0	25.5	---	---	---
108	2.50	3.548	0.421	1.124	26.5	27.2	26.3	---	---	---
108	2.75	3.603	0.415	1.128	28.7	29.6	28.6	---	---	---
108	3.25	3.731	0.400	1.123	34.6	33.9	31.6	---	---	---
108	3.75	3.873	0.382	1.108	40.6	39.5	19.9	---	---	---
109	1.06	3.839	0.378	1.035	18.9	18.1	---	---	---	---
109	1.25	3.845	0.378	1.036	19.6	19.4	---	---	---	---
109	1.50	3.855	0.377	1.038	20.7	20.3	---	---	---	---
109	1.75	3.867	0.376	1.040	22.1	21.9	---	---	---	---
109	2.00	3.880	0.375	1.043	23.7	23.3	---	---	---	---
109	2.25	3.896	0.374	1.046	25.4	24.6	---	---	---	---
109	2.50	3.911	0.372	1.048	27.2	26.8	---	---	---	---
109	2.75	3.930	0.371	1.051	29.4	28.6	---	---	---	---
109	3.25	3.971	0.367	1.057	34.2	33.8	---	---	---	---
109	3.75	4.020	0.363	1.063	39.9	40.1	---	---	---	---
109	4.75	4.120	0.354	1.066	51.5	48.5	---	---	---	---

TABLA No.3a
 DATOS PARA DISEÑAR UN APAREJO DE VARILLAS TELESCOPIADAS

DIA. DE LA SARTA, pq	VALORES DE R
5/8 - 3/4	R1 = 0.759 - 0.0896 Ap R2 = 0.241 + 0.0896 Ap
3/4 - 7/8	R1 = 0.786 - 0.0566 Ap R2 = 0.214 + 0.0566 Ap
7/8 - 1	R1 = 0.814 - 0.0375 Ap R2 = 0.186 + 0.0375 Ap
5/8 - 3/4 - 7/8	R1 = 0.627 - 0.1393 Ap R2 = 0.199 + 0.0737 Ap R3 = 0.175 + 0.0655 Ap
3/4 - 7/8 - 1	R1 = 0.664 - 0.0874 Ap R2 = 0.181 + 0.0478 Ap R3 = 0.155 + 0.0416 Ap
3/4 - 7/8 - 1 - 1 1/8	R1 = 0.582 - 0.1110 Ap R2 = 0.158 + 0.0421 Ap R3 = 0.137 + 0.0364 Ap R4 = 0.123 + 0.0325 Ap

TABLA No.4
 DATOS DE LA VARILLA DE SUCCION

DIAMETRO pq	AREA pq ²	PESO Lb/pie
1/2	0.196	0.72
5/8	0.307	1.16
3/4	0.442	1.63
7/8	0.601	2.16
1	0.785	2.88
1 1/8	0.994	3.64

TABLA No. 5
FACTOR DE ACELERACION

spa	Longitud de carrera de la varilla pulida (pq)																
	16	24	30	36	42	48	54	64	74	86	100	120	144	168	192	216	240
1	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.001	1.001	1.001	1.001	1.002	1.002	1.002	1.003	1.003	1.003
2	1.001	1.001	1.002	1.002	1.002	1.003	1.003	1.004	1.004	1.005	1.006	1.007	1.008	1.010	1.011	1.012	1.014
3	1.002	1.003	1.004	1.005	1.005	1.006	1.007	1.008	1.009	1.011	1.013	1.015	1.016	1.021	1.025	1.028	1.031
4	1.004	1.005	1.007	1.009	1.010	1.011	1.012	1.015	1.017	1.020	1.023	1.027	1.033	1.038	1.044	1.049	1.054
5	1.006	1.009	1.011	1.013	1.015	1.017	1.019	1.023	1.026	1.031	1.035	1.043	1.051	1.060	1.068	1.077	1.085
6	1.008	1.012	1.015	1.018	1.021	1.025	1.028	1.033	1.038	1.044	1.051	1.061	1.074	1.086	1.098	1.110	1.128
7	1.011	1.017	1.021	1.025	1.029	1.033	1.038	1.044	1.051	1.060	1.070	1.083	1.100	1.117	1.133	1.150	1.167
8	1.015	1.022	1.027	1.033	1.038	1.044	1.049	1.058	1.067	1.078	1.091	1.109	1.131	1.153	1.174	1.196	1.218
9	1.018	1.028	1.035	1.041	1.048	1.055	1.062	1.074	1.085	1.097	1.115	1.138	1.165	1.193	1.221	1.248	1.276
10	1.023	1.034	1.043	1.051	1.060	1.069	1.077	1.091	1.105	1.122	1.142	1.170	1.204	1.238	1.272	1.306	1.340
11	1.028	1.041	1.052	1.062	1.072	1.082	1.093	1.110	1.127	1.148	1.172	1.206	1.247	1.288	1.329	1.371	1.412
12	1.033	1.049	1.061	1.074	1.086	1.098	1.110	1.131	1.151	1.176	1.204	1.245	1.294	1.343	1.392	1.441	
13	1.038	1.058	1.072	1.086	1.101	1.115	1.129	1.153	1.177	1.206	1.240	1.288	1.345	1.403	1.460		
14	1.045	1.067	1.083	1.100	1.117	1.134	1.151	1.179	1.207	1.239	1.278	1.335	1.402	1.469	1.533		
15	1.051	1.077	1.096	1.115	1.134	1.154	1.173	1.205	1.237	1.275	1.319	1.385	1.462				
16	1.058	1.087	1.109	1.131	1.153	1.174	1.196	1.233	1.269	1.312	1.363	1.436	1.523				
17	1.066	1.098	1.123	1.148	1.172	1.197	1.221	1.262	1.303	1.353	1.410	1.492					
18	1.074	1.110	1.138	1.165	1.193	1.221	1.248	1.294	1.340	1.395	1.460	1.552					
19	1.082	1.123	1.154	1.184	1.215	1.246	1.277	1.328	1.379	1.440	1.512						
20	1.091	1.136	1.170	1.204	1.239	1.272	1.306	1.363	1.420	1.488	1.567						
21	1.100	1.150	1.188	1.225	1.263	1.300	1.338	1.400	1.463	1.530	1.625						
22	1.110	1.165	1.206	1.247	1.288	1.330	1.371	1.440	1.508	1.590							
23	1.120	1.180	1.225	1.270	1.315	1.360	1.405	1.480	1.555	1.645							
24	1.131	1.196	1.245	1.294	1.343	1.392	1.441	1.523	1.605	1.703							

TABLA No. 6
DATOS DE LA TUBERIA

DIA. EXTERIOR pq	DIA. INTERIOR pa	PESO Lb/pie	AREA pq ²	CONSTANTE ELASTICA pq/Lb. pie x 10 ⁶ , Et
1.900	1.610	2.90	6.800	0.500
2 3/8	1.995	4.70	1.304	0.307
2 7/8	2.441	6.50	1.812	0.221
3 1/2	2.992	9.30	2.590	0.154
4	3.476	11.00	3.077	0.100
4 1/2	3.958	12.75	3.601	0.111

TABLA No.7
FACTORES APROXIMADOS DE TORQUE MAXIMO
UNIDAD CONVENCIONAL

CARRERA DE LA VARILLA pg	FACTOR DE TORQUE (TF máx)
16	8.5
24	13.0
30	16.0
36	19.0
42	22.0
48	26.0
54	29.0
64	34.0
74	39.0
86	45.0
100	52.0
120	63.0
144	75.0
168	87.0

TABLA No.8
FACTORES APROXIMADOS DE TORQUE MAXIMO
UNIDAD MARK II

CARRERA DE LA VARILLA pg	TF1	TF2
64	29	37
74	34	43
86	39	51
100	47	57
120	55	71
144	66	88
168	79	102

TABLA No.9
 DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 40 CON 34 pg DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO pq	DIA. DE LA TUB. pq	DIA. DE LAS VAR. pq	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
1000-1100	2 3/4	3	7/8	24 - 19
1100-1250	2 1/2	3	7/8	24 - 19
1250-1650	2 1/4	2 1/2	3/4	24 - 19
1650-1900	2	2 1/2	3/4	24 - 19
1900-2150	1 3/4	2 1/2	3/4	24 - 19
2150-3000	1 1/2	2	5/8 - 3/4	24 - 19
3000-3700	1 1/4	2	5/8 - 3/4	22 - 18
3700-4000	1	2	5/8 - 3/4	21 - 18

TABLA No.10
 DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 57 CON 42 pq DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO pq	DIA. DE LA TUB. pq	DIA. DE LAS VAR. pq	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
1150-1300	2 3/4	3	7/8	24 - 19
1300-1450	2 1/2	3	7/8	24 - 19
1450-1850	2 1/4	2 1/2	3/4	24 - 19
1850-2200	2	2 1/2	3/4	24 - 19
2200-2500	1 3/4	2 1/2	3/4	24 - 19
2500-3400	1 1/2	2	5/8 - 3/4	23 - 18
3400-4200	1 1/4	2	5/8 - 3/4	22 - 17
4200-5000	1	2	5/8 - 3/4	21 - 17

TABLA No.11
 DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 80 CON 48 pq DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO pq	DIA. DE LA TUB. pq	DIA. DE LAS VAR. pq	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
1400-1550	2 3/4	3	7/8	24 - 19
1550-1700	2 1/2	3	7/8	24 - 19
1700-2200	2 1/4	2 1/2	3/4	24 - 19
2200-2600	2	2 1/2	3/4	24 - 19
2600-3000	1 3/4	2 1/2	3/4	23 - 18
3000-4100	1 1/2	2	5/8 - 3/4	23 - 18
4100-5000	1 1/4	2	5/8 - 3/4	21 - 17
5000-6000	1	2	5/8 - 3/4	19 - 17

TABLA No.12
 DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 114 CON 54 pq DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO pq	DIA. DE LA TUB. pq	DIA. DE LAS VAR. pq	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
1700-1900	2 3/4	3	7/8	24 - 19
1900-2100	2 1/2	3	7/8	24 - 19
2100-2700	2 1/4	2 1/2	3/4	24 - 19
2700-3300	2	2 1/2	3/4	23 - 18
3300-3900	1 3/4	2 1/2	3/4	22 - 17
3900-5100	1 1/2	2	5/8 - 3/4	21 - 17
5100-6300	1 1/4	2	5/8 - 3/4	19 - 16
6300-7000	1	2	5/8 - 3/4	17 - 16

TABLA No.13
 DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 160 CON 64 pq DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO pq	DIA. DE LA TUB. pq	DIA. DE LAS VAR. pq	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
2000-2200	2 3/4	3	7/8	24 - 19
2200-2400	2 1/2	3	7/8	23 - 19
2400-3000	2 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8	23 - 19
3000-3600	2	2 1/2	3/4 - 7/8	23 - 18
3600-4200	1 3/4	2 1/2	3/4 - 7/8	22 - 17
4200-5400	1 1/2	2	5/8 - 3/4 - 7/8	21 - 17
5400-6700	1 1/4	2	5/8 - 3/4 - 7/8	19 - 15
6700-7750	1	2	5/8 - 3/4 - 7/8	17 - 15

TABLA No.14
 DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 228 CON 74 pq DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO pq	DIA. DE LA TUB. pq	DIA. DE LAS VAR. pq	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
2400-2600	2 3/4	3	7/8	24 - 20
2600-3000	2 1/2	3	7/8	23 - 18
3000-3700	2 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8	22 - 17
3700-4500	2	2 1/2	3/4 - 7/8	21 - 16
4500-5200	1 3/4	2 1/2	3/4 - 7/8	19 - 15
5200-6800	1 1/2	2	5/8 - 3/4 - 7/8	18 - 14
6800-8000	1 1/4	2	5/8 - 3/4 - 7/8	16 - 13
8000-8500	1	2	5/8 - 3/4 - 7/8	14 - 13

TABLA No.15

DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 320 CON 84 pq DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO pq	DIA. DE LA TUB. pq	DIA. DE LAS VAR. pq	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
2800-3200	2 3/4	3	7/8	23 - 18
3200-3600	2 1/2	3	7/8	21 - 17
3600-4100	2 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	21 - 17
4100-4800	2	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	20 - 16
4800-5600	1 3/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	19 - 16
5600-6700	1 1/2	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	18 - 15
6700-8000	1 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	17 - 13
8000-9500	1 1/16	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	14 - 11

TABLA No.16

DATOS PARA DISEÑO DE UNIDADES API TAMAÑO 640 CON 144 pq DE CARRERA

PROF. BOMBA pie	DIA. DEL EMBOLO pq	DIA. DE LA TUB. pq	DIA. DE LAS VAR. pq	VELOCIDAD DE BOMBEO spm
3200-3500	2 3/4	3	7/8 - 1	18 - 14
3500-4000	2 1/2	3	7/8 - 1	17 - 13
4000-4700	2 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	16 - 13
4700-5700	2	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	15 - 12
5700-6600	1 3/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	14 - 12
6600-8000	1 1/2	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	14 - 11
8000-9600	1 1/4	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	13 - 10
9600-11000	1 1/16	2 1/2	3/4 - 7/8 - 1	12 - 10

TABLA No. 17
 LÍMITES DE DUREZA RECOMENDADOS PARA LA SARTA DE VARILLAS

TIPO DE VAR.	GRADO DE ACERO A161-SAE	LÍMITE DE DUREZA EN FLUIDOS CORROSIVOS, Lb/pq ²		LÍMITE DE DUREZA EN FLUIDOS NO CORROSIVOS PARA DIFERENTES RANGOS DE TENSIÓN, Lb/pq ² .		
		CON H ₂ S	SIN H ₂ S	< 60 %	> 60 %	< 30 %
ACERO AL CARBON	C1033			30000		
	C1035			30000		
	C1036			30000		
	C1038			30000		
	C1039			30000		
	C1010			30000		
	C1012			30000		
	C1013			30000		
TODOS						
ACERO	Mn 1335			30000	40000	
	Ni-Cr 3310				40000	
	Ni-Cr (Mayar)	22000	30000	30000	40000	
	Ni-Mo 4620	22000	30000	30000	40000	
	Ni-Mo 4621	22000	30000	30000	40000	
	Ni-Mo 4800 series	22000				

TABLA No. 18
 FACTORES DE SERVICIO

Servicio	API C	API D
No corrosivo	1.00	1.00
Agua salada	0.65	0.90
Acido sulfhidrico	0.50	0.70

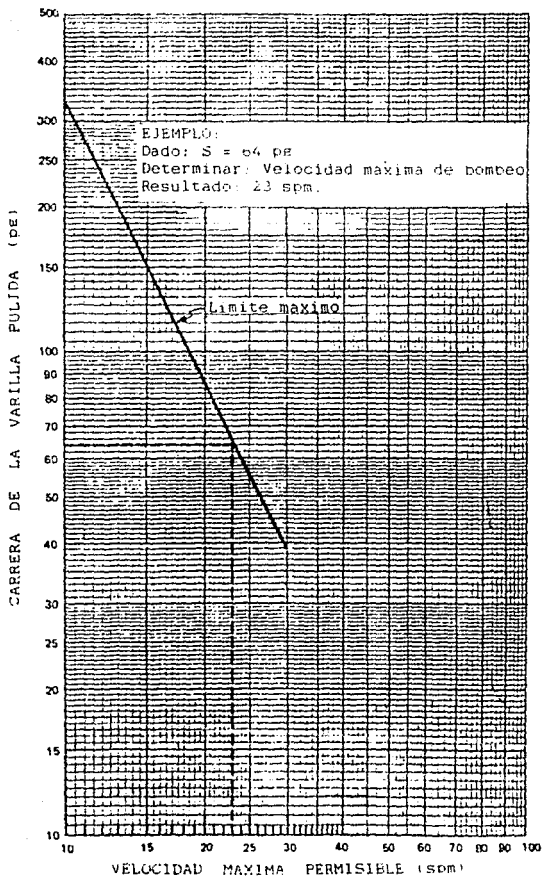


FIG. 1 MAXIMA VELOCIDAD DE BOMBEO UNIDAD CONVENCIONAL

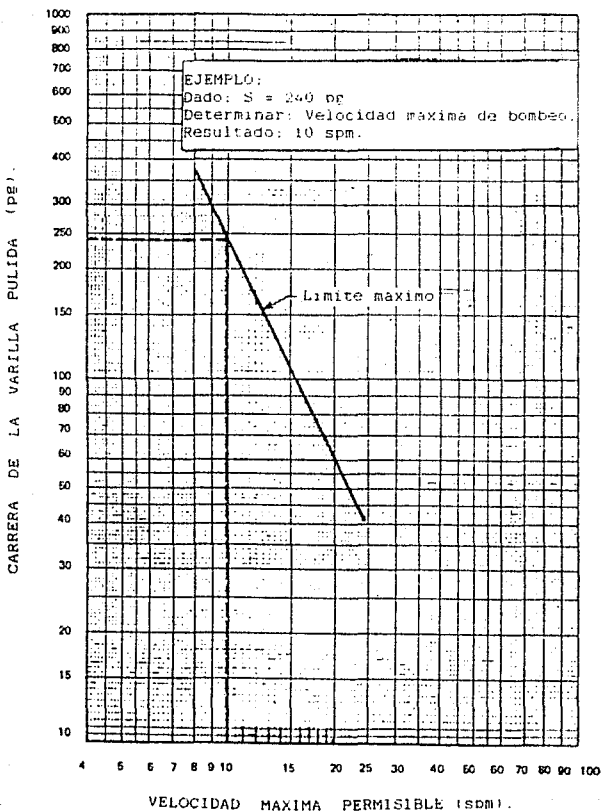


Fig. 2 MAXIMA VELOCIDAD DE BOMBEO. UNIDAD AEROBALANCEADA.

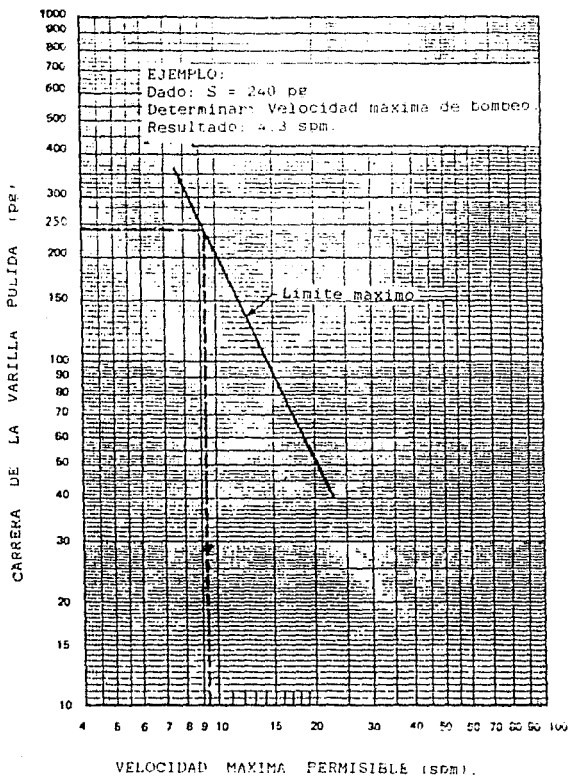


Fig. 3 MAXIMA VELOCIDAD DE BOMBEO. UNIDAD MARY 11.

RESISTENCIA MINIMA A LA TENSION

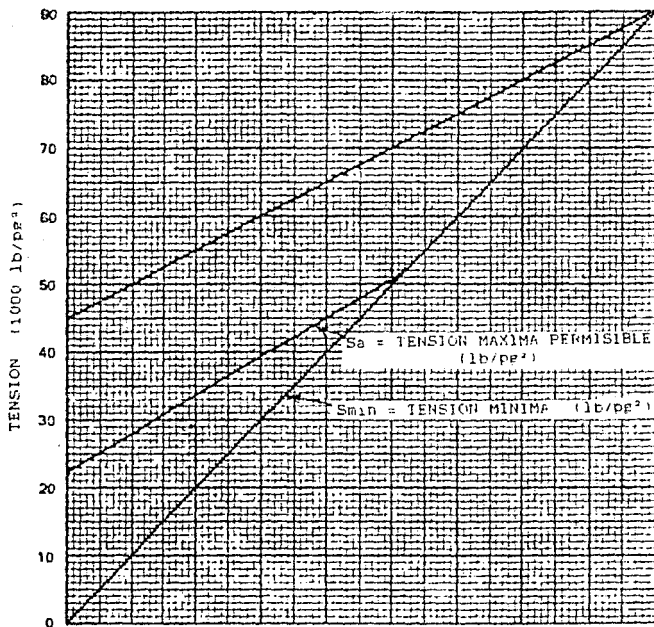


DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN PARA TENSIONES Y RANGOS DE TENSION DE LA VARILLA PULIDA GRADO C.
Factor de servicio 1.0

Fig. 4 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN. VARILLA GRADO C.

RESISTENCIA MINIMA A LA TENSION

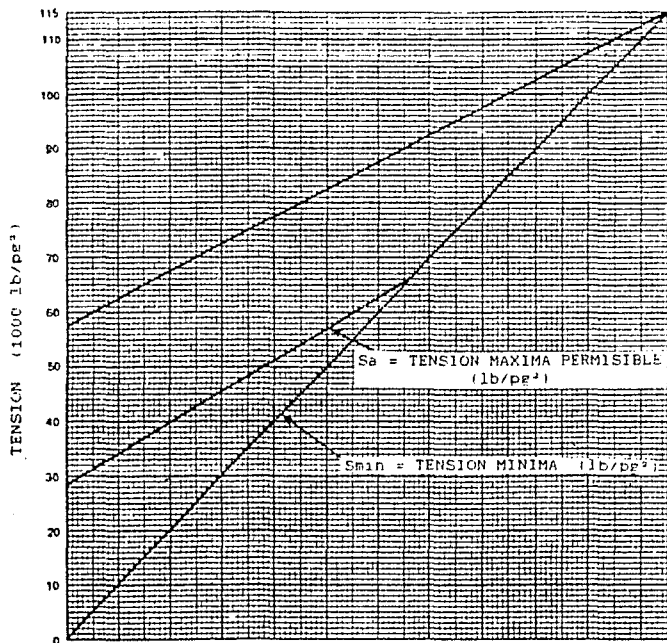


DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN PARA TENSIONES Y RANGOS DE TENSION DE LA VARILLA PULIDA GRADO D.
Factor de servicio 1.0

Fig. 5 DIAGRAMA MODIFICADO DE GOODMAN. VARILLA GRADO D.

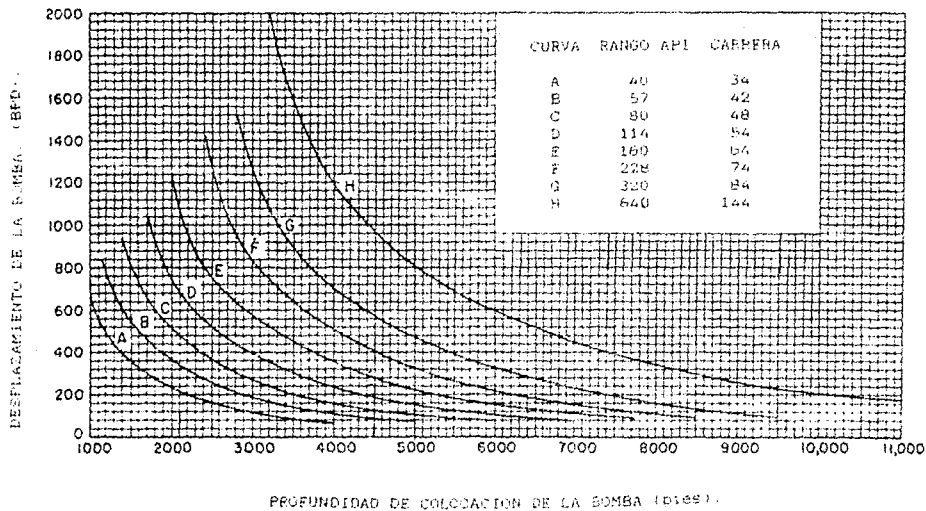


Fig. 6 GRAFICA PARA SELECCIONAR LA CARRERA Y LA UNIDAD DE BOMBEO.

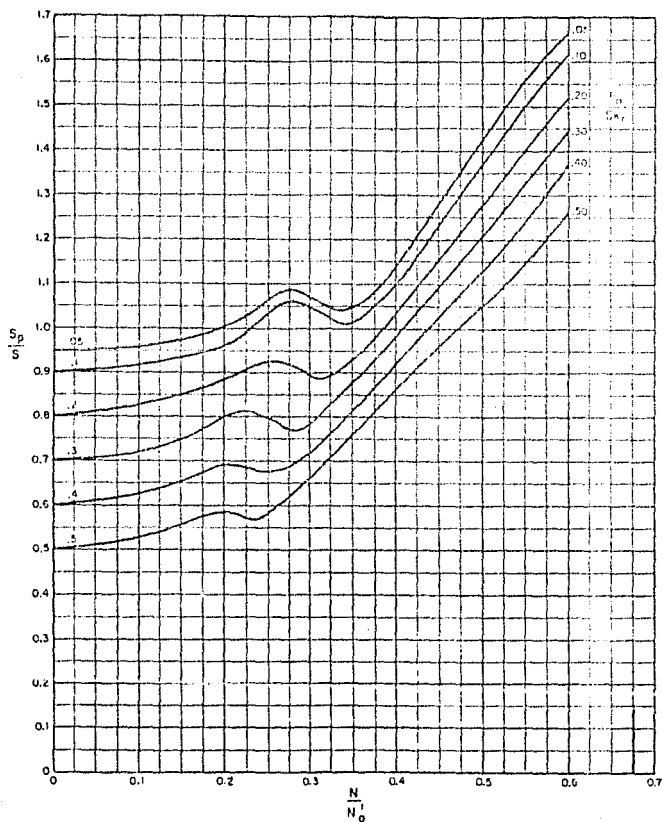


Fig. 7

$\frac{S_p}{S}$. FACTOR DE LA CARRERA DEL EMBOLO.

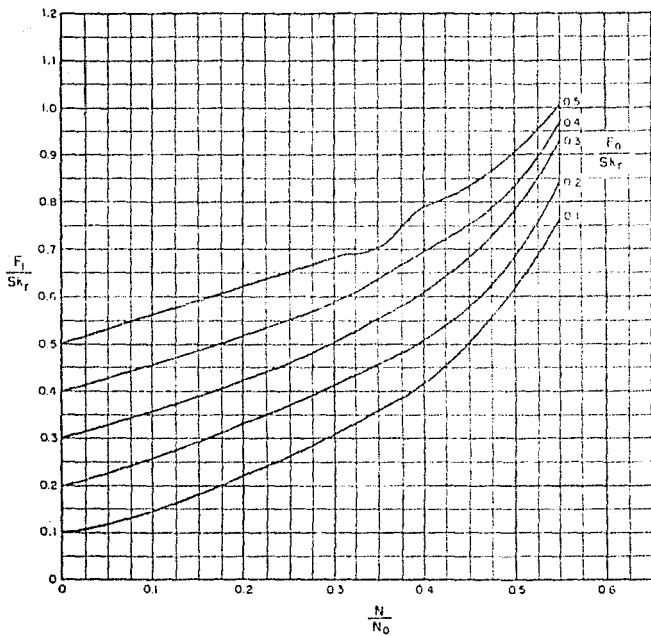


Fig. 8

$\frac{F_1}{S_{kr}}$. CARGA PICO EN LA VARILLA PULIDA.

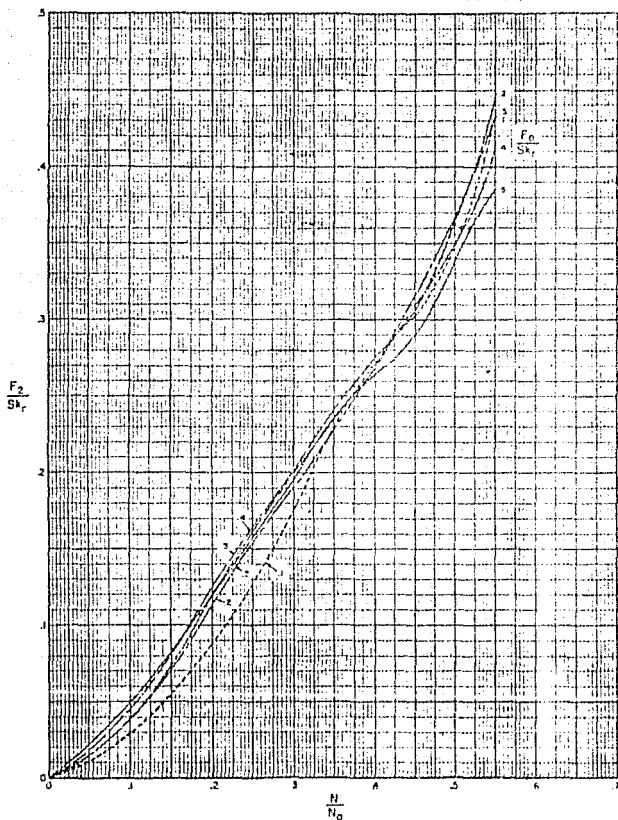
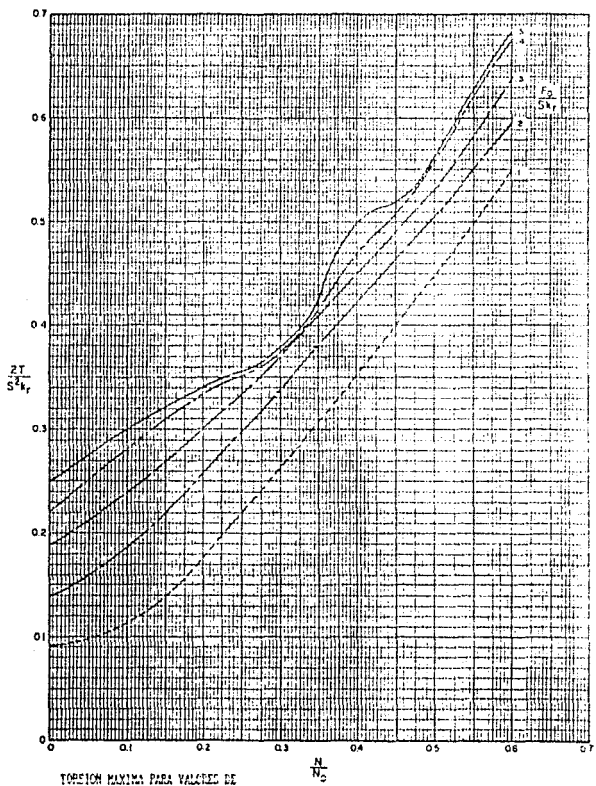


Fig. 9

$\frac{F_2}{Skr}$, CARGA MINIMA EN LA VARILLA FLUIDA.



TORSION MAXIMA PARA VALORES DE $\frac{f_y}{S_y} = 0.3$. PARA OTROS VALORES USAR EL AJUSTE DE TORSION MAXIMA

Fig. 10

$\frac{2T}{S^2kr}$, TORSION MAXIMA.

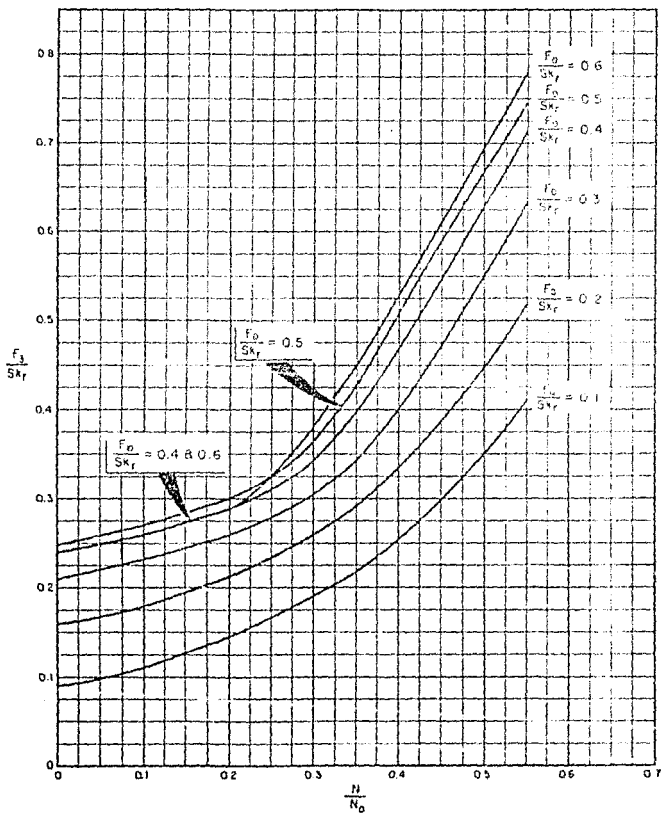
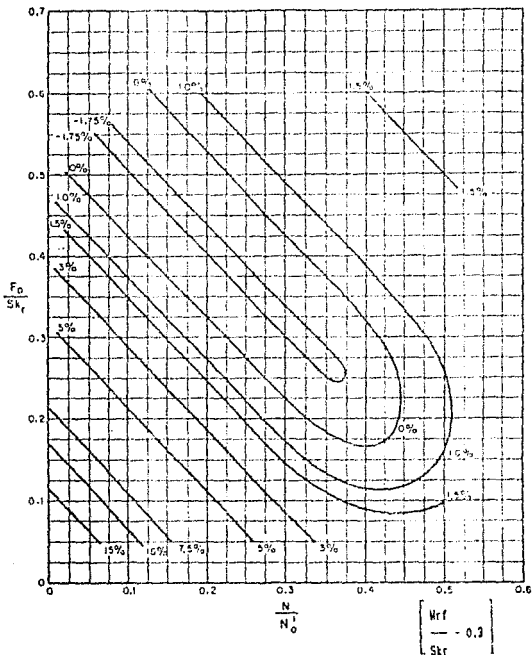


Fig. 11

$\frac{F_3}{Skr}$, POTENCIA EN LA VARILLA FULIDA.

Fig. 12

Ta. AJUSTE DE TORSION MAXIMA PARA VALORES DE $\frac{W_{rf}}{S_{kr}}$ DIFERENTES DE 0.3 .



MODO DE EMPLEO: MULTIPLICAR % INDICADO EN LA CURVA POR

$$\frac{\left[\frac{W_{rf}}{S_{kr}} - 0.3 \right]}{0.1}$$

$\frac{W_{rf}}{S_{kr}}$
 POR EJEMPLO: $\frac{0.600}{0.600} = 0.600$
 $\frac{S_{kr}}{S_{kr}}$

$\frac{N}{N_0} = 0.200$, $\frac{F_0}{S_{kr}} = 0.188$
 $\frac{N_0}{N_0}$, $\frac{S_{kr}}{S_{kr}}$

AJUSTE = 3 % POR CADA 0.1 DE INCREMENTO EN $\frac{W_{rf}}{S_{kr}}$ ARRIBA DE 0.3

AJUSTE TOTAL = 3 X 3 % = 9 %

$$T_a = 1.60 + 0.09 = 1.09$$

NOTA: SI $\frac{W_{rf}}{S_{kr}}$ ES MENOR QUE 0.3 EL AJUSTE SE VUELVE NEGATIVO.
 $\frac{S_{kr}}{S_{kr}}$

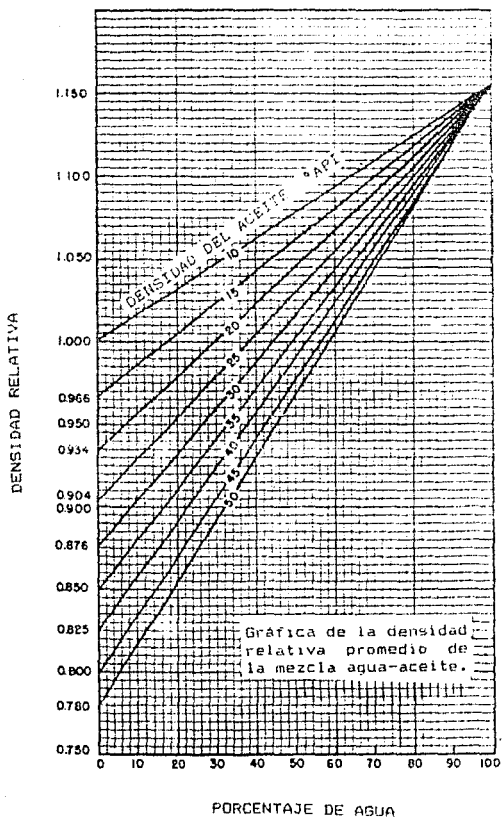


Fig. 13 DENSIDAD RELATIVA DEL FLUIDO.

A P E N D I C E B

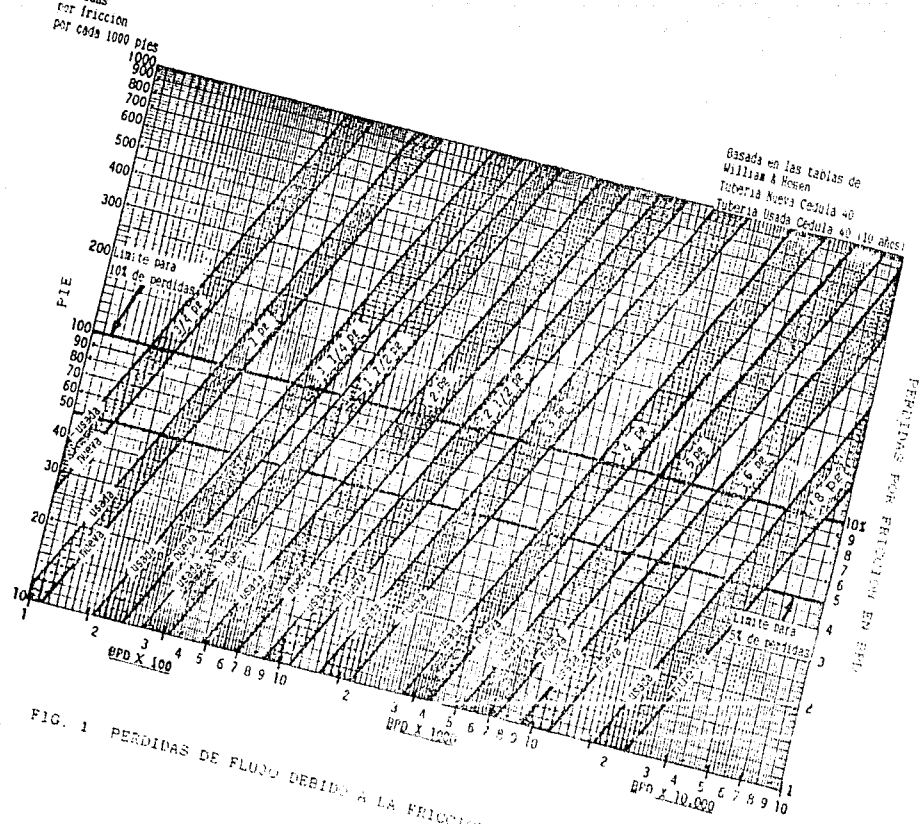


FIG. 1 PERDIDAS DE FLUJO DEBIDO A LA FRICCION DEL AGUA EN LA TUBERIA

Perdidas
por fricción
por cada 1000 pies

Basada en las tablas de
William & Reece
Tubería Nueva Cédula 40
Tubería Usada Cédula 40 10 años

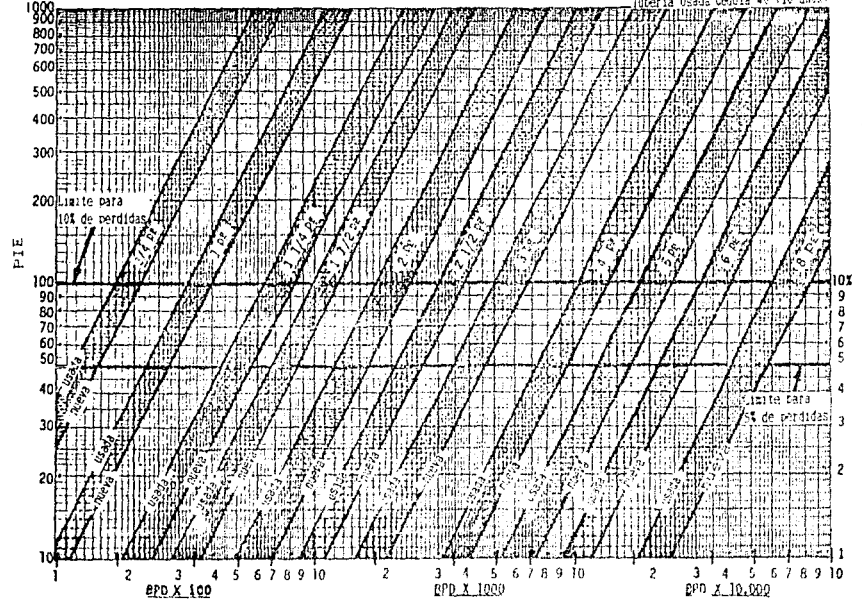


FIG. 1 PERDIDAS DE FLUJO DEBIDO A LA FRICCION DEL AGUA EN LA TUBERIA

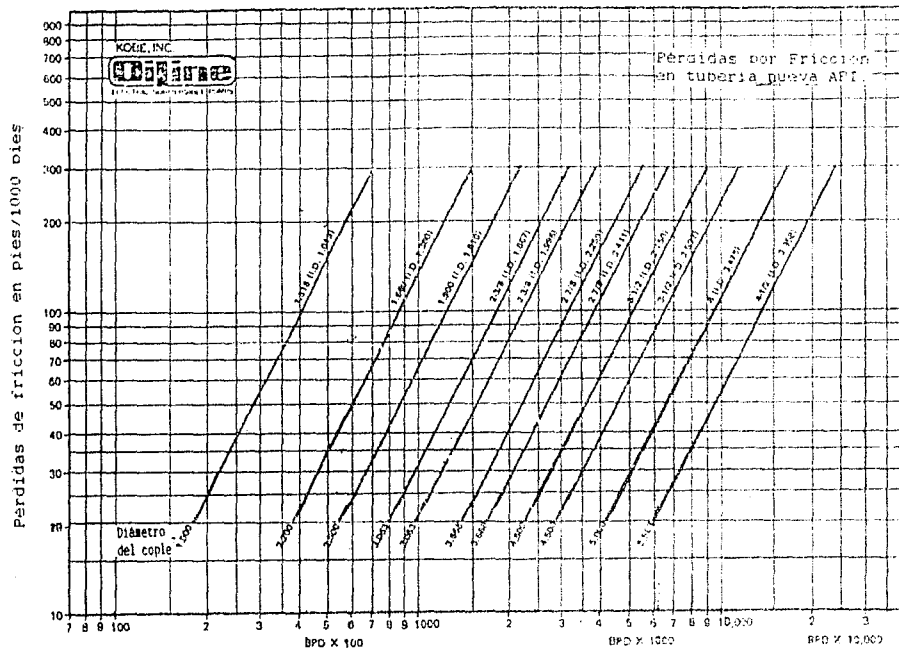


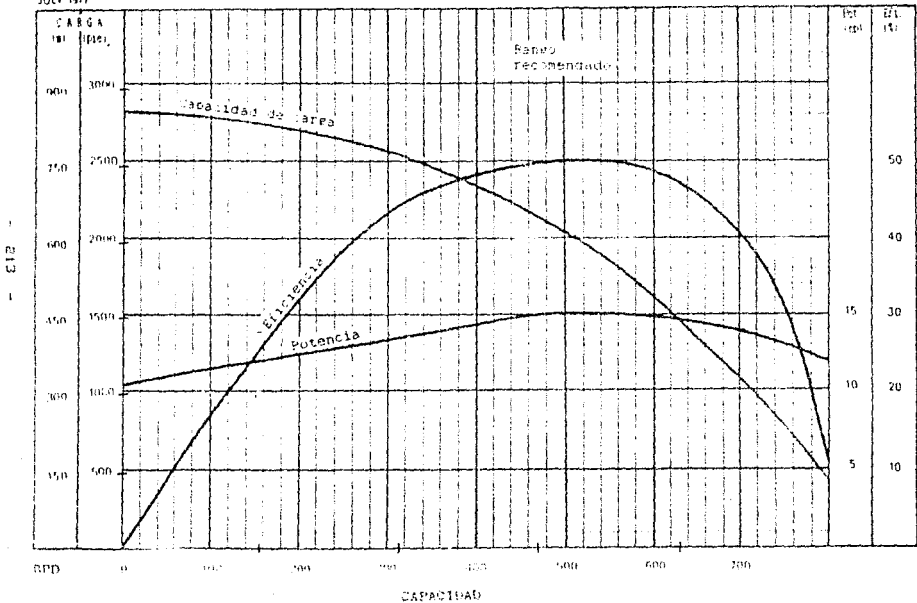
FIG. 2 PERDIDAS DE FLUJO DEBIDO A LA FRICCION DEL AGUA EN LA TUBERIA.
 (Basado en tablas de William & Hayes). (Cortesía de Oiline-Kobe).

A P E N D I C E C

TRW REDA PUMP DIVISION
 BARTLESVILLE, OKLAHOMA 74603
 JULY 1987

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - D15 - 50 Hz
 SERIE 400 - 3500 rpm

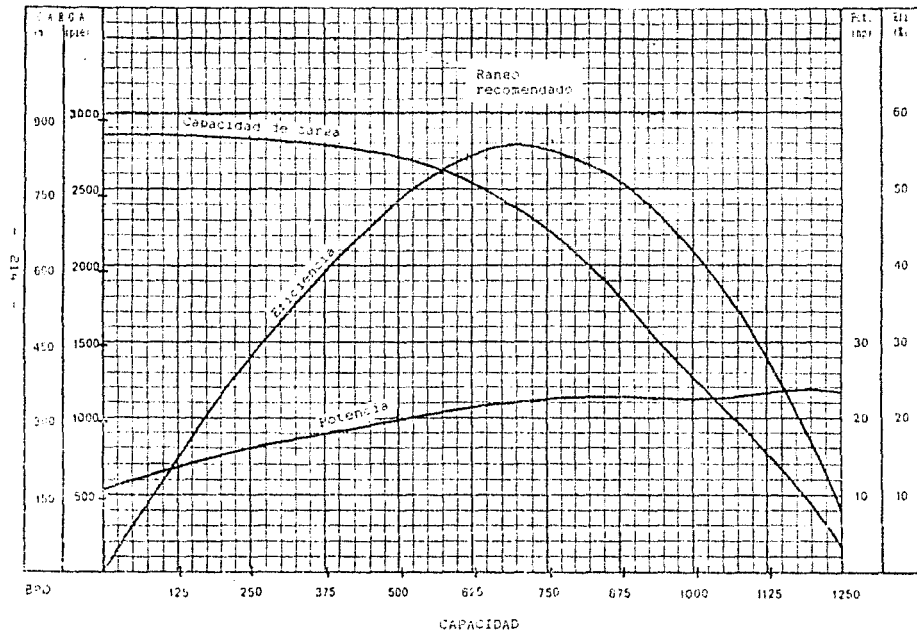
Tamaño mínimo de
 TR 5 1/2" D.E.



TRW REDA PUMP DIVISION
 BOUTEFIELD OILFIELD (100)
 JULY 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - D20 - 60 Hz
 SERIE 400 - 3500 rpm

Tamaño mínimo de
 TR 5 1/2" D.E.

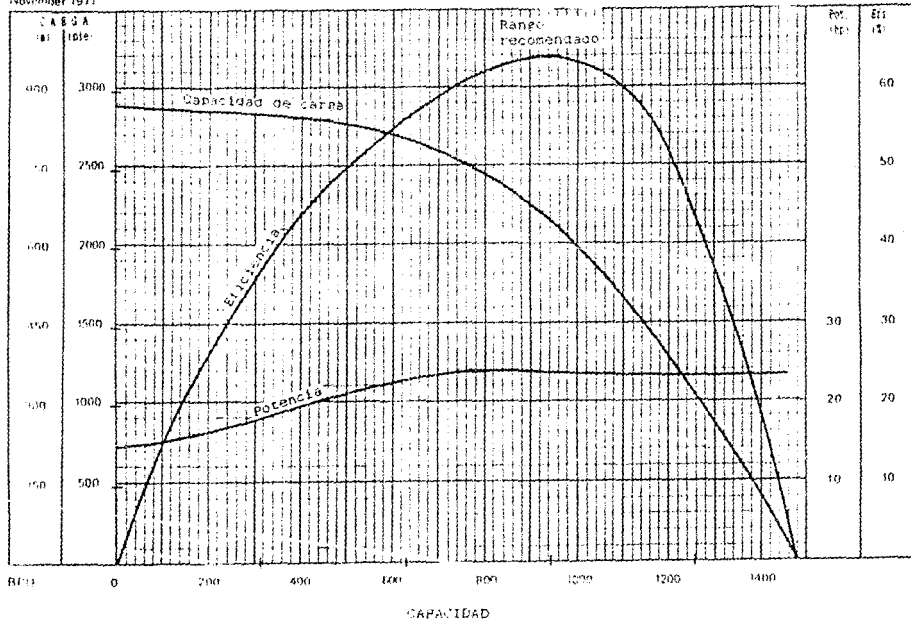


CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAFAS - 026 - 50 Hz
 SERIE 400 - 3500 rpm

Tamaño mínimo de
 TANQUE 5 1/2" D.E.

TRW REDA PUMP DIVISION
 PARKVILLE, OHIO 44002
 November 1977

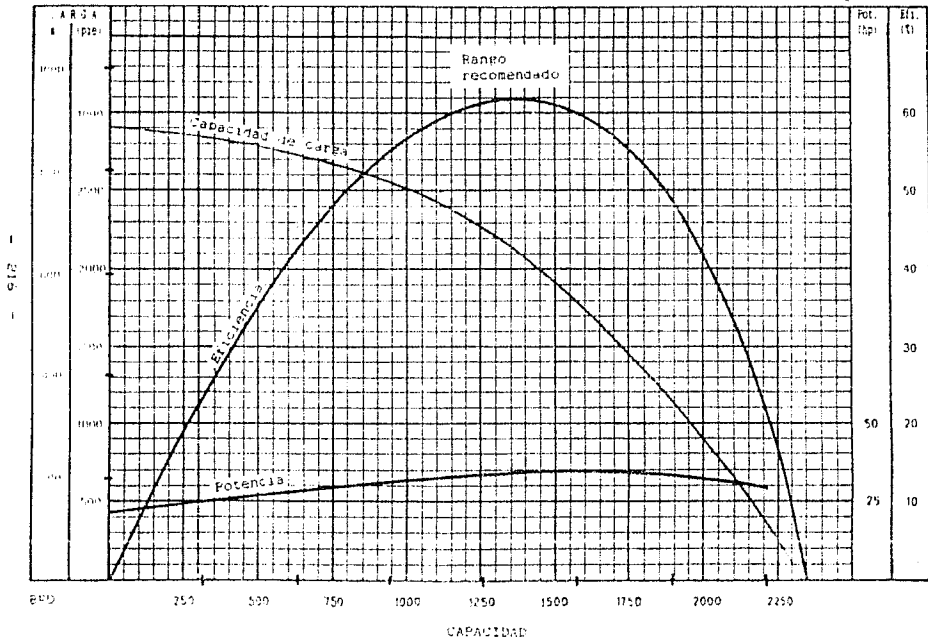
215



CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - D40 - 60 Hz
 SERIE 400 - 3500 rpm

TRW REDA PUMP DIVISION
 44-1075000 (TELAVIVA 1400)
 JUN 1977

Tamaño mínimo de
 TR 5 1/2" D.E.

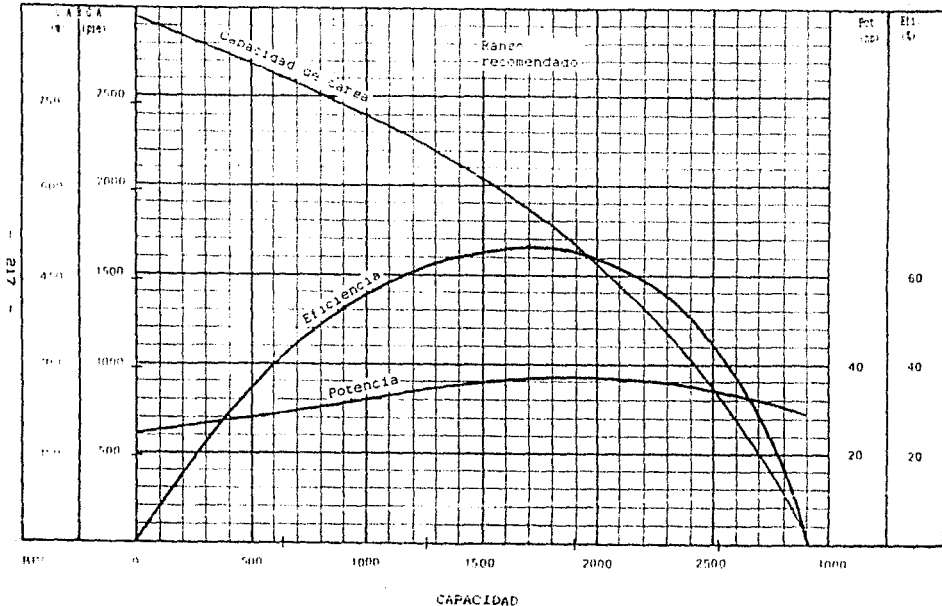


1-219

TRW REDA PUMP DIVISION
 BARTONVILLE OREGON 97103
 JULY 1972

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - D51 - 60 Hz
 SERIE 400 - 3500 rpm

Tamaño mínimo de
 IR 5 1/2" D.E.

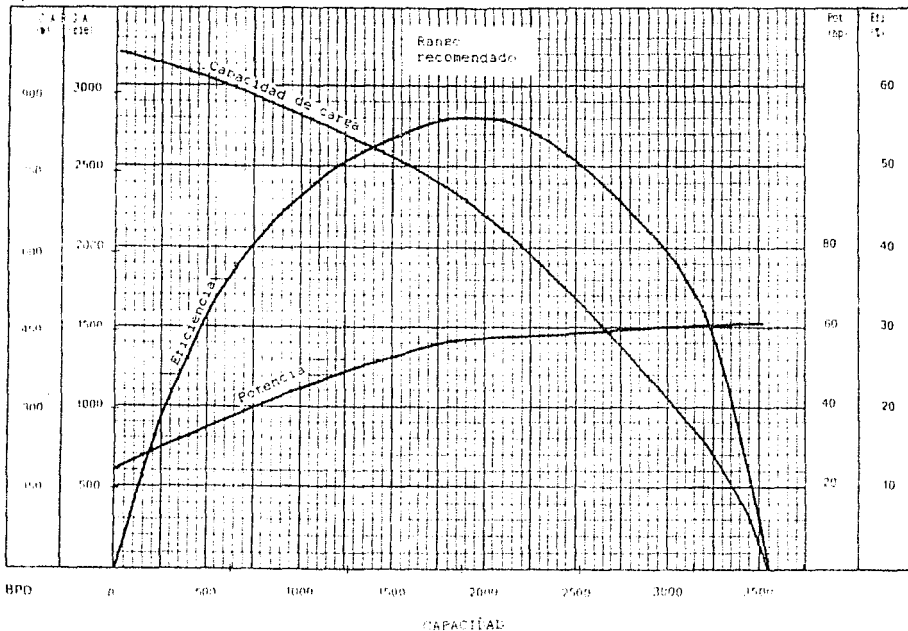


TRW REDA PUMP CO.
Bartlesville, Oklahoma
April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
100 ETAPAS - D55 - 60 Hz
SERIE 400 - 3500 rpm

Tamaño mínimo de
TR 5 1/2" D.E.

- 218 -

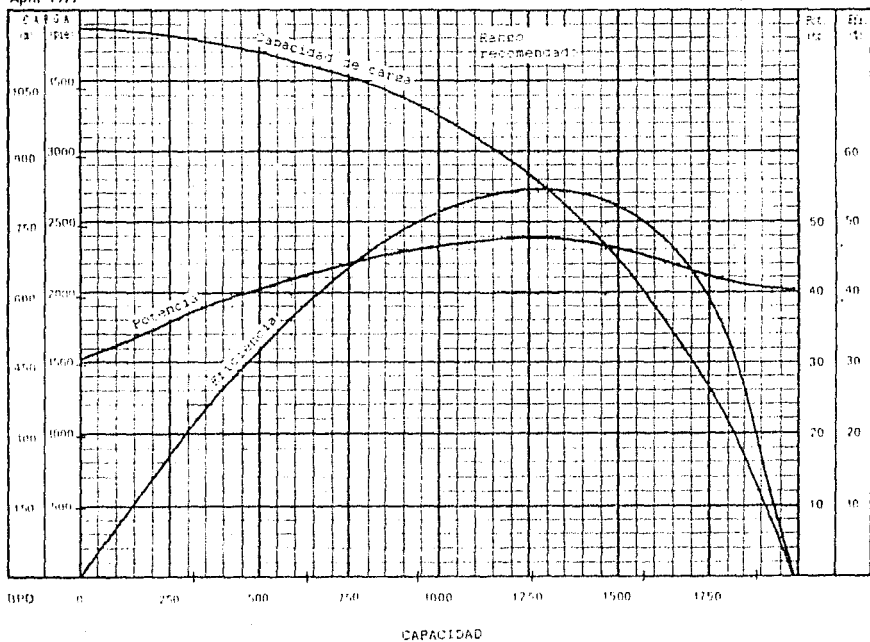


TRW REDA PUMP CO
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - E35 - 60 Hz
 SERIE 450 - 3500 rpm

Tamaño mínimo de
 TR 6 5/8" O.E.

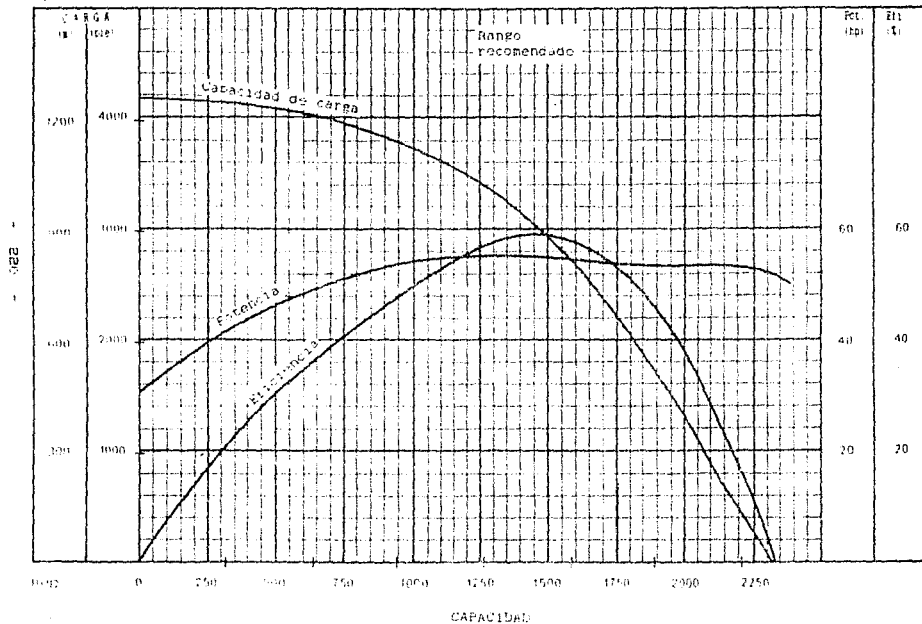
- 612 -



TRW REDA PUMP CO.
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA KEDA
 100 ETAPAS - 541 - 60 Hz
 SERIE 450 - 3500 rpm

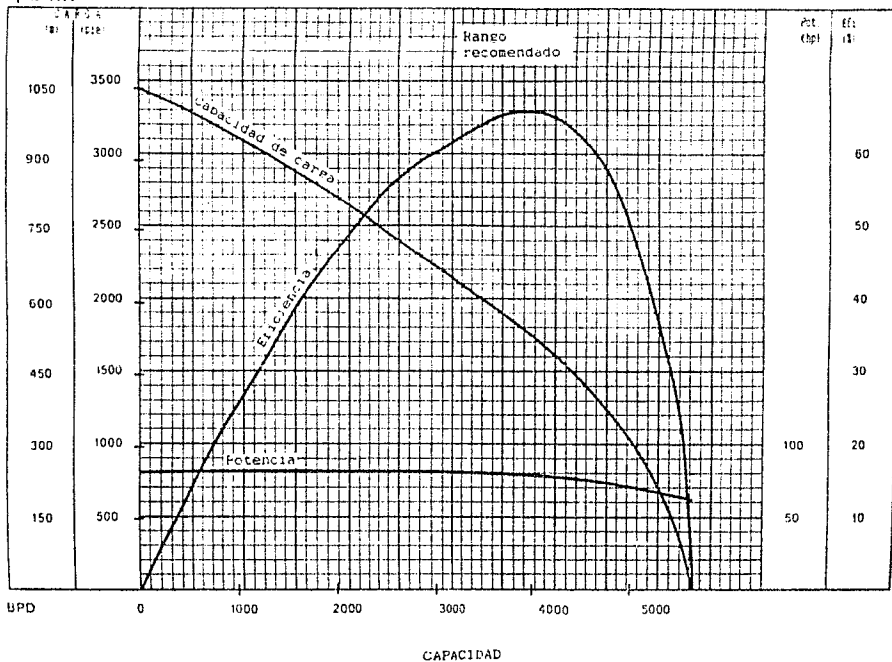
Capacidad máxima de
 Tr. 5700 D.E.



TRW BIDA PUMPS
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - E100 - 60 Hz
 SERIE 450 - 3500 rpm

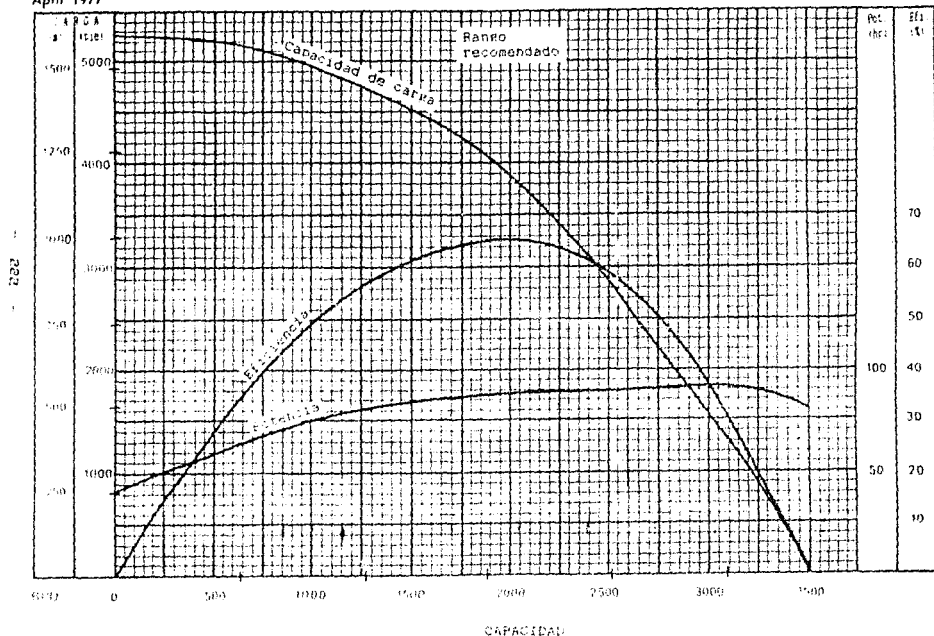
Consumo mínimo de
 TR a 5/8" D.E.



TRW REDA PUMP CO
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - 652 - 60 Hz
 SERIE 540 - 3500 rpm

Tamaño mínimo de
 TR 6 5/8" D.E.

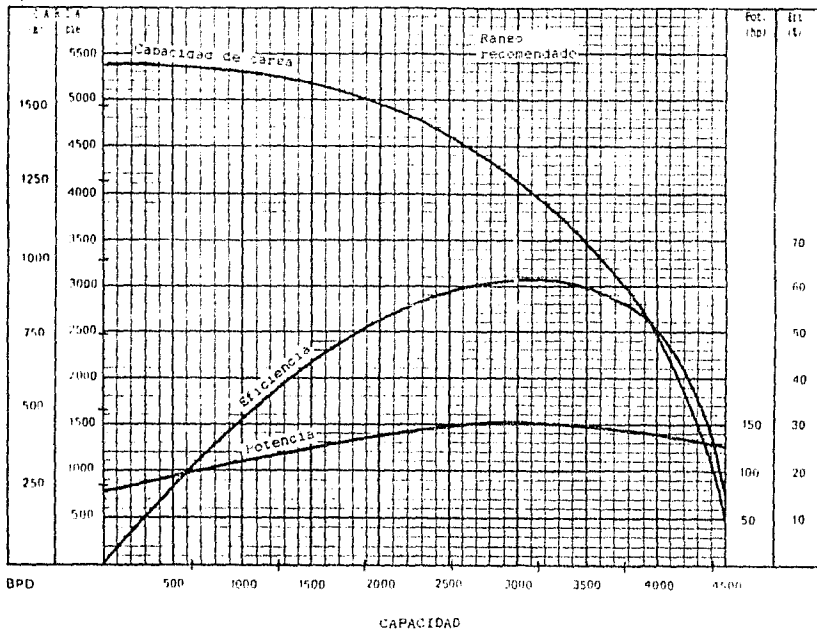


TRW REDA PUMP CO
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - 657 - 60 Hz
 SERIE 540 - 3500 rpm

Tamaño mínimo de
 TR a 5.8" D.C.

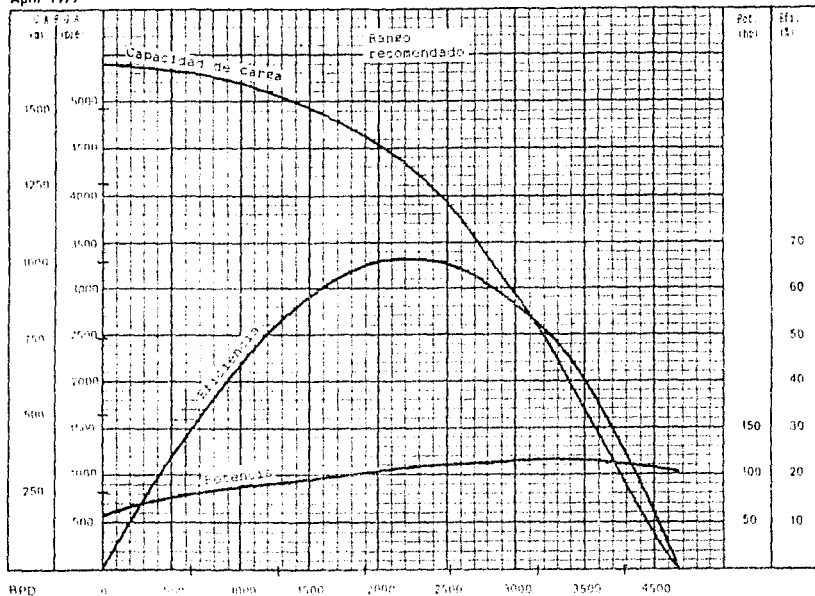
223



TRW REDA PUMP CO
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - 662 - 60 Hz
 SERIE 540 - 3500 rpm

Tamaño mínimo de
 TR 6 5/8" D.E.

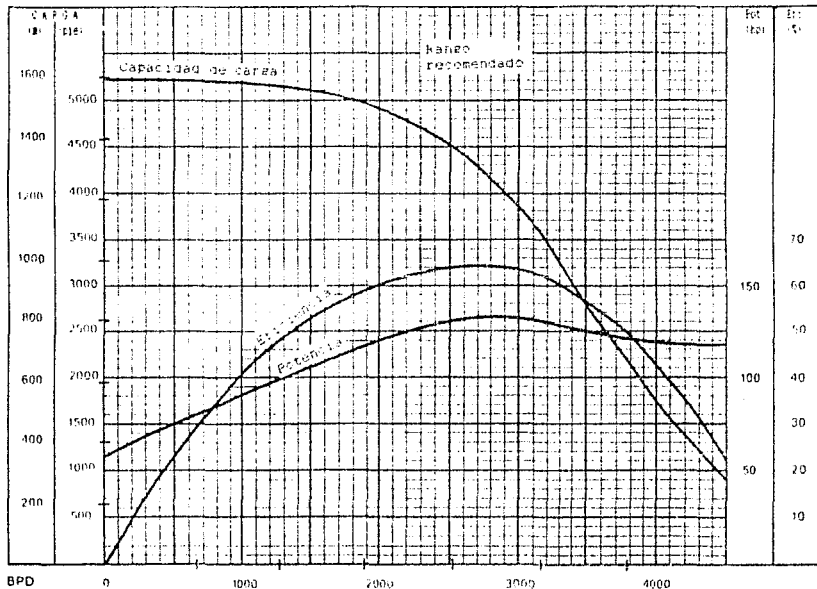


CAPACIDAD

TRW REDA PUMP CO
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMFORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - 575 - 60 Hz
 SERIE 540 - 3500 r.p.m.

Tamaño mínimo de
 TR 6 5/8" D.E.

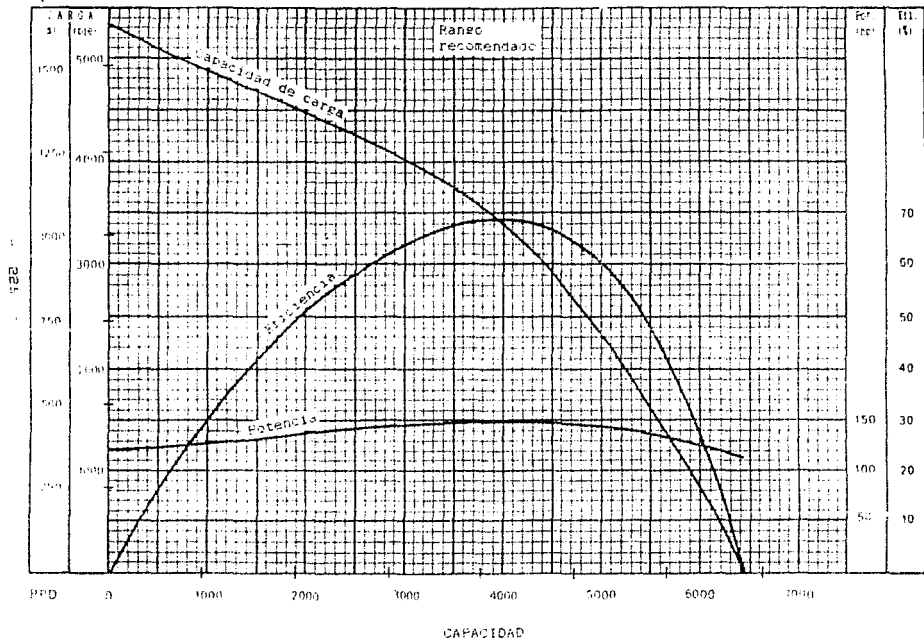


CAPACIDAD

TRW REDA PUMP CO
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - G110 - 60 Hz
 SERIE 540 - 3500 rpm

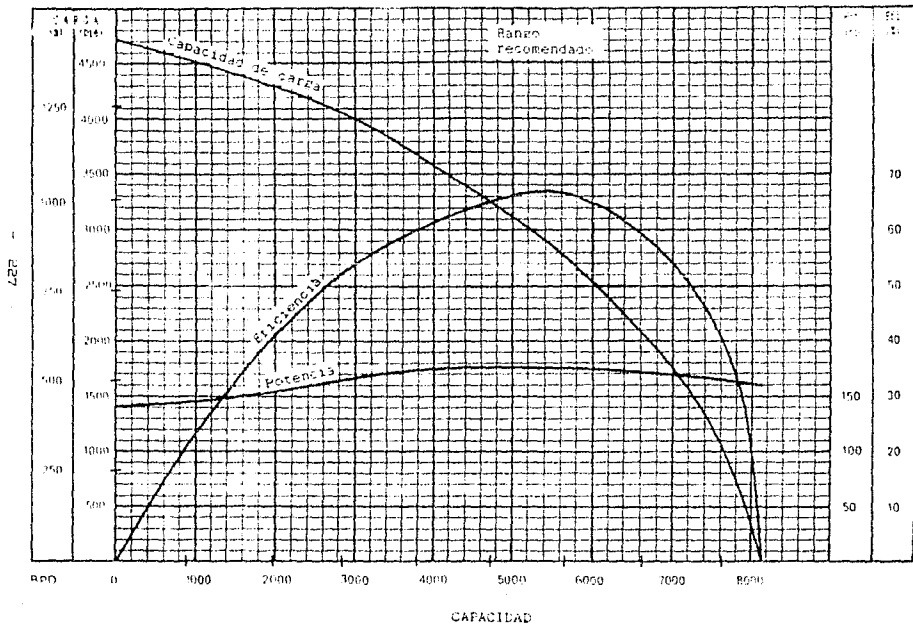
Tamaño mínimo de
 TR 6 5/8" D.E.



TRW REDA PUMP CO.
Bartlesville, Oklahoma
April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
100 ETAPAS - 6150 - 60 Hz
SERIE 540 - 3500 rpm

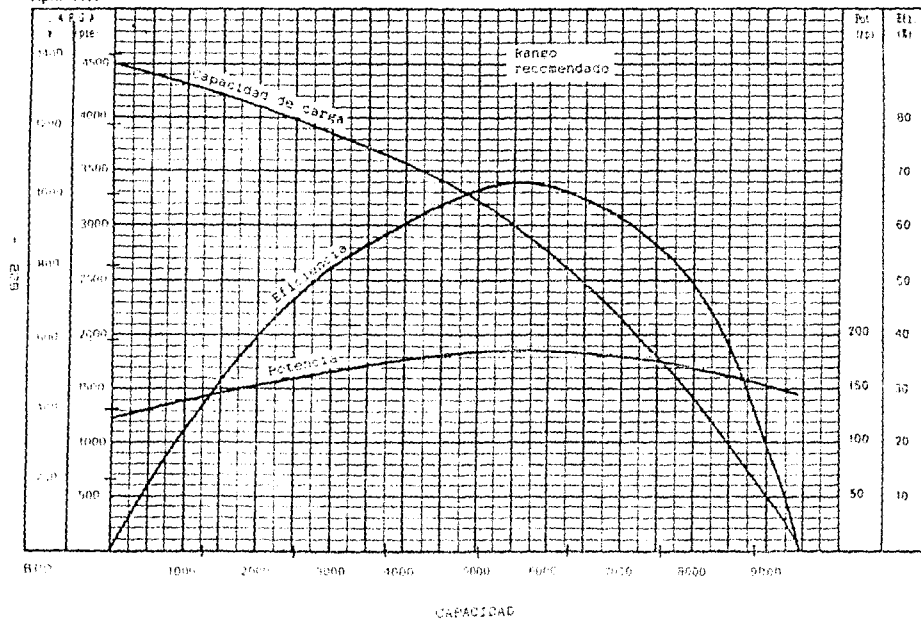
Formato máximo de
TR a 5000 D.E.



TRW REDA PUMP CO
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA REDA REDA
 100 ETAPAS - 6180 - 60 Hz
 SERIE 540 - 3500 rpm

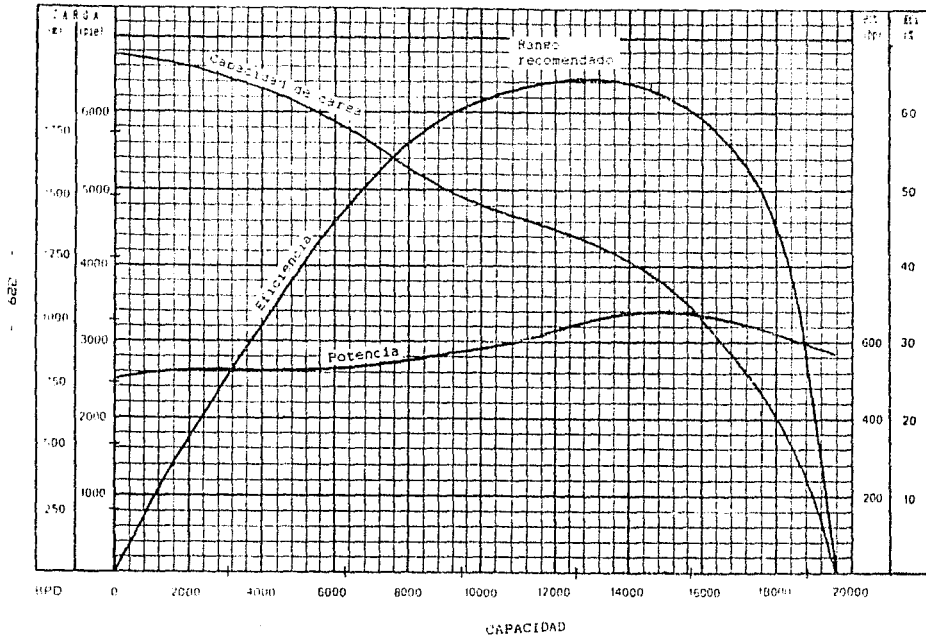
Tamaño mínimo de
 TR 6 5/8" D.E.



TRW REDA PUMP CO
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - H350 - 60 Hz
 SERIE 562 - 3500 rpm

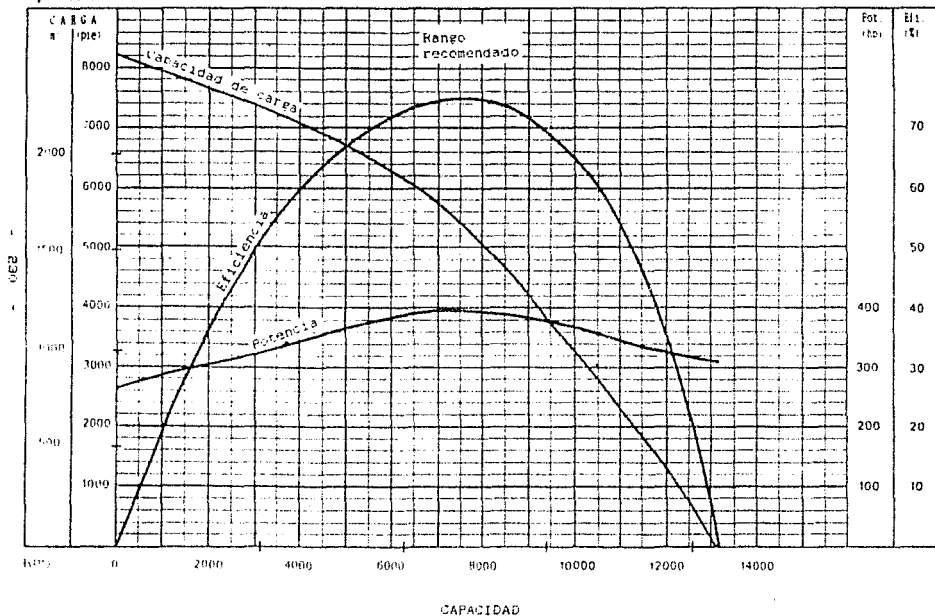
Tamaño mínimo de
 TR 70 D.E. - 25 lb.



TRW REDA PUMP CO.
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - 1250 - 60 Hz
 SERIE 650 - 3500 rpm

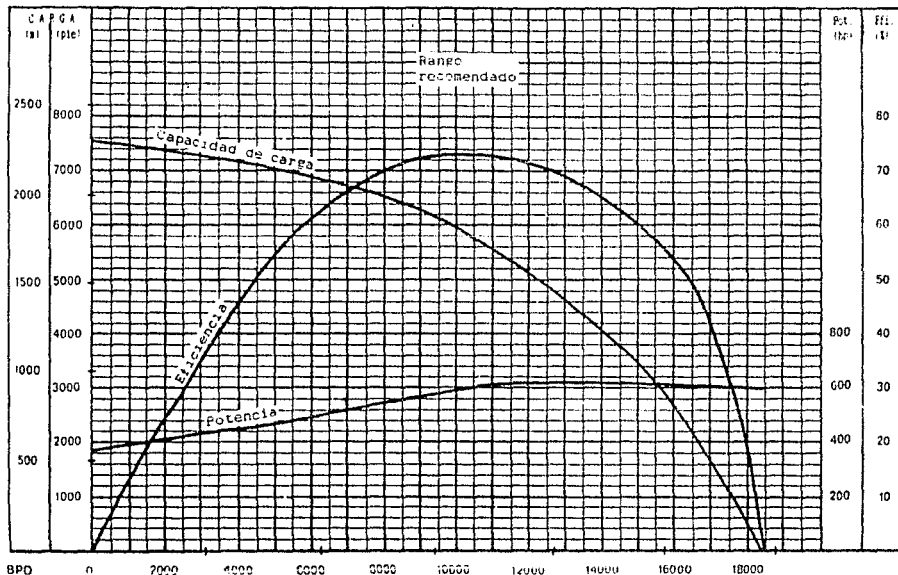
Tamaño mínimo de
 TR 8 5/8" D.E.



TRW REDA PUMP DIVISION
 BARTLESVILLE OKLAHOMA 74003
 AUGUST 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 100 ETAPAS - 1300 - 60 Hz
 SERIE 650 - 3500 rpm

Tamaño máximo de
 TR B 5/8" D.E.



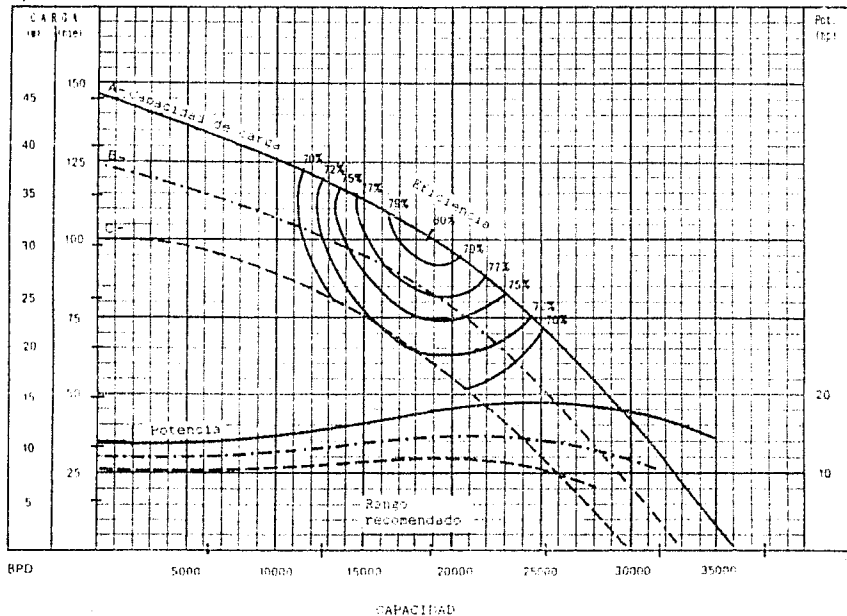
231

CAPACIDAD

TRW REDA PUMP CO
 Bartlesville, Oklahoma
 April 1977

CURVA DE COMPORTAMIENTO DE LA BOMBA REDA
 1 ETAPA - M520 - 60 HZ
 SERIE 9b2 - 3500 rpm

laminado minimo de
 IR 10 3/4" D.E.



232

APENDICE D

M O T O R E S

SERIE 375
(3.75" Ø ext)

hp	volts	amp
7.5	415	13.5
10.5	400	20.0
	670	12.0
15.0	330	34.0
	415	27.0
19.5	415	35.0
	650	22.5
22.5	440	38.5
	750	22.5
25.5	450	29.5
	780	24.5

MOTOR TANDEM

30.0	630	35.5
37.0	575	51.0
	774	38.0
45.0	660	51.5
51.0	740	51.0
	1000	37.0
	1250	31.0
58.5	890	51.0
67.5	990	51.5
76.5	1110	51.0
90.0	1320	51.5
102.0	1480	51.0
112.5	1690	51.5
127.5	1850	51.0

SERIE 73B
(7.38" Ø ext)

hp	volts	amp
200.0	2300	53.0
220.0	1350	97.0
	2300	57.0
240.0	2300	64.0
260.0	2300	70.0

MOTOR TANDEM

400.0	2300	106.0
440.0	2000	131.0
480.0	2200	134.0
520.0	2300	140.0
600.0	3450	106.0
680.0	3200	140.0
720.0	3300	134.0

SERIE 456
(4.56" Ø ext)

hp	volts	amp
10.0	440	15.0
15.0	440	23.0
	750	14.0
20.0	460	28.0
	760	17.0
25.0	420	38.0
	700	22.0
30.0	440	41.0
	765	25.0
35.0	400	55.0
	690	32.0
	800	27.5
40.0	450	57.0
	675	38.0
	790	32.5
	700	28.5
50.0	700	45.5
	840	38.0
	980	32.5
60.0	670	57.0
	775	50.0
	840	45.0
	1077	39.0
70.0	785	57.0
	980	45.0
	1170	38.0
80.0	900	57.0
	1120	45.0
	1350	38.0
90.0	1000	57.0
	1260	45.0
	1500	38.0
	2000	29.0
100.0	970	66.0
	1120	57.0
	1400	45.0
	2250	29.0
110.0	1080	65.0
	1240	57.0
120.0	1000	77.0
	1170	66.0
	1350	57.0
	2300	34.0

MOTOR TANDEM

140.0	1080	82.5
	2270	39.0
160.0	1270	80.0
	2160	47.5
180.0	2270	50.0
200.0	2140	59.0
220.0	2380	60.0
240.0	2250	70.0

SERIE 456
(4.56" Ø ext)

hp	volts	amp
20.0	445	29.0
	762	17.0
30.0	445	44.0
	720	27.5
40.0	445	57.0
	670	39.0
	740	36.0
	890	30.0
50.0	430	75.0
	740	44.0
	920	33.0
60.0	445	87.0
	665	58.0
	755	52.0
	890	44.0
	990	39.0
70.0	775	58.0
	880	51.0
	1035	44.0
80.0	685	76.0
	770	68.0
	890	58.0
	1185	44.0
100.0	740	85.0
	835	74.0
	940	66.0
	1160	58.0
	2200	29.0
120.0	770	98.0
	870	85.0
	1330	57.0
	2200	32.0
130.0	835	98.0
	945	84.0
150.0	965	97.0
	1150	75.0
	2150	43.0
160.0	1015	97.0
	2230	45.0
180.0	1000	113.0
	2000	57.0
200.0	1160	105.0
	2200	53.0
225.0	1260	120.0
	2300	62.5

MOTOR TANDEM

240.0	2060	73.0
260.0	2250	67.0
300.0	2150	87.0
320.0	2230	88.5
360.0	1870	120.0
400.0	2200	115.0
480.0	2475	122.0
600.0	3300	115.0

A P E N D I C E E

C A B L E S

De la TRW - REDA, se dispone de los siguientes cables:

- a) 3KV - Redalene - Estandar (para 180 °F) GALV.
- b) 3KV - Redalene - GALV (para 300 °F).
- c) 3KV - Polietileno (para ambientes corrosivos a temperaturas - menores a 140 °F).

TABLA No. 1

CABLE No.	Máx amp.
1 CU	115
2/0 AL	115
2 CU	95
1/0 AL	95
4 CU	70
2 AL	70
6 CU	55
4 AL	55

T A B L E R O S D E C O N T R O L

Los cambios de voltaje del motor están en función de la profundidad, el tamaño de la TR (que puede limitar el tamaño del motor), el tamaño del cable, el costo del cable, el costo del tablero de control y el costo de la generación de energía.

Como una regla general, se puede usar para:

- A) Bajos hp
Profundidades someras - Usar 440 V.
- B) hp < 70
Profundidades intermedias - Usar 762 - 380 V.
- C) (70 - 200) hp
Pozos profundos - Usar tableros de control de 1500 V y motores de 900 a 1300 V.
- D) Para hp mayores de 200
- Tener un sistema que cambie de 1500 a 2400 V dependiendo de la profundidad, el costo del tablero de control y el costo de la energía.

CAIDAS DE VOLTAJE POR CADA 1000 pies

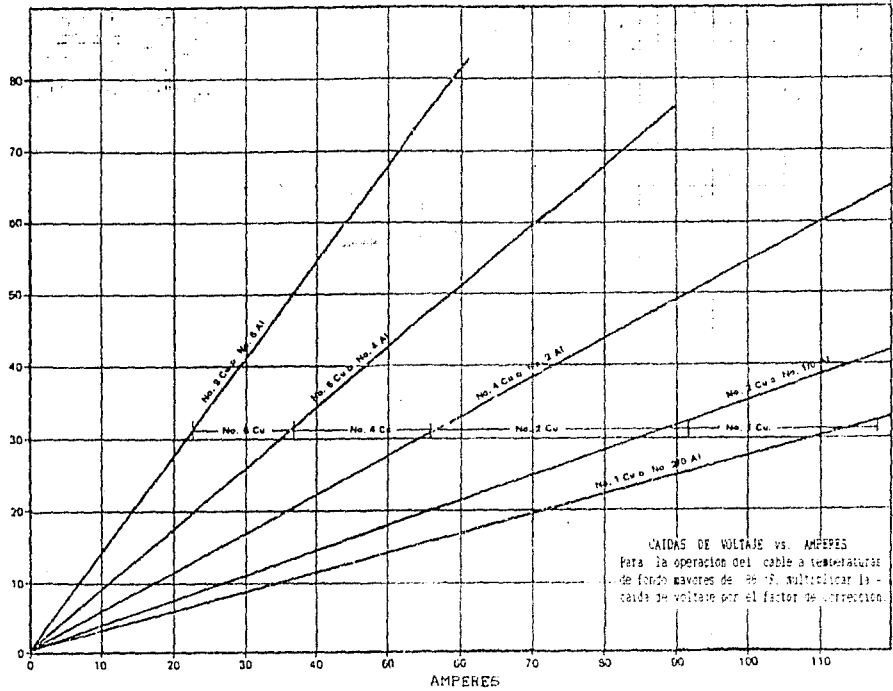


FIG. 1 CAIDAS DE VOLTAJE CONTRA AMPERES A 90 ° F.

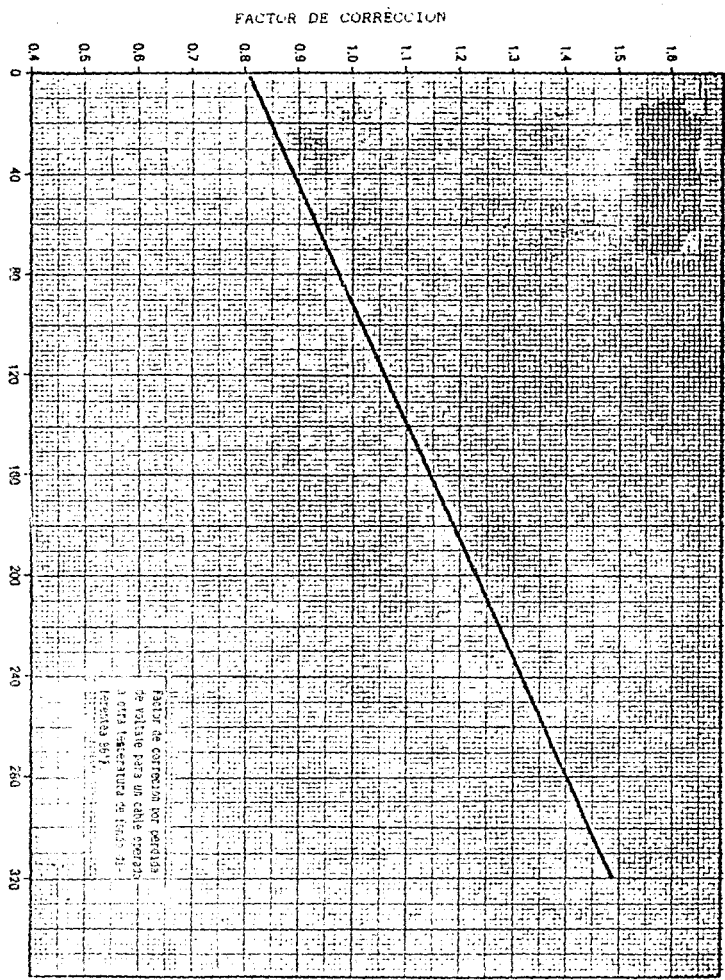


FIG. 2 FACTOR DE CORRECCION POR PERDIDA DE VOLTAJE.

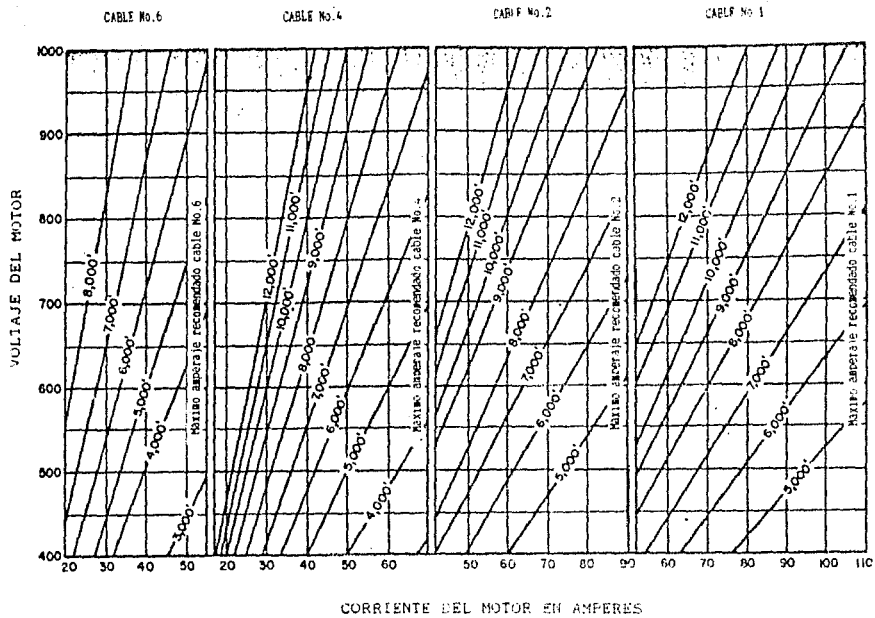


FIG. 3 MAXIMAS LONGITUDES DE CABLE RECOMENDADO PARA VARIOS RANGOS DE VOLTAJE / AMPERAJE DEL MOTOR.

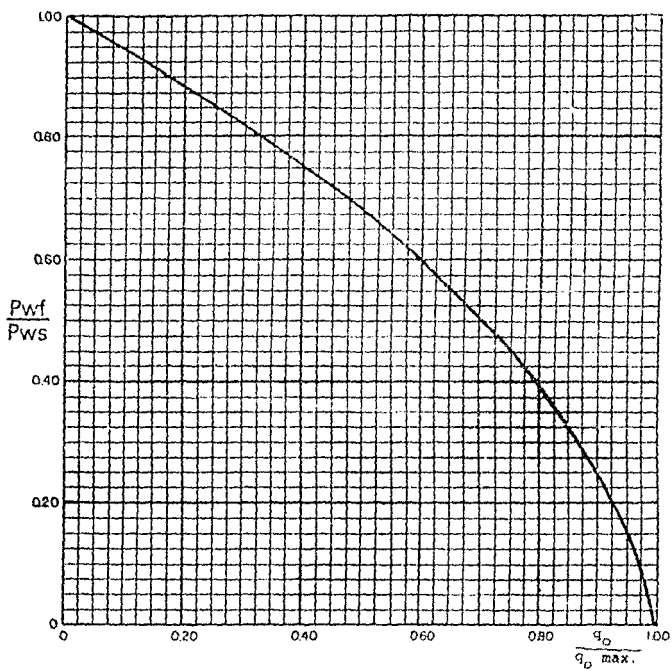
A P E N D I C E F

TRANSFORMADORES
FASE SIMPLE
(DISC 60 Hertz REDA)

TAMAGO KVA	ALTURA		ANCHO		LARGO			PESO		VOLTAJE PRIM.	VOLTAJE SEC.	SERIE
	pg	■	pg	■	pg	■	lb	kg	Volts	Volts		
25	40.0	1.02	22.5	0.57	24.8	0.63	460	209	12500	480/960	86270-0	
25	47.5	1.21	22.5	0.57	28.8	0.63	500	227	24950	480/960	80830-3	
50	51.5	1.31	29.0	0.74	33.0	0.84	915	416	12500	650/1300	80822-0	
50	52.5	1.33	29.0	0.74	33.0	0.84	935	425	24950	650/1300	80825-3	
75	53.5	1.36	29.0	0.74	33.0	0.84	1085	493	12500	650/1300	80823-8	
75	59.5	1.51	29.0	0.74	33.0	0.84	1100	500	24950	650/1300	80826-1	
100	56.5	1.43	29.0	0.74	33.0	0.84	1325	602	12500	650/1300	80824-6	
100	62.5	1.59	29.0	0.74	33.0	0.84	1350	614	24950	650/1300	80827-9	

INMERSO - ACEITE, AUTOREFRIGERANTE (DISC), FASE SIMPLE, 60 CICLOS, PARA USAR -
ARRIBA DE 55 °C CON RANGOS DE VOLTAJE SECUNDARIO DE 480/960 Y 650/1300. -
CONEXION DELTA. CONEXION WYE, RANGOS DE VOLTAJE BAJOS CON 830/1660 Y 1125/2250.

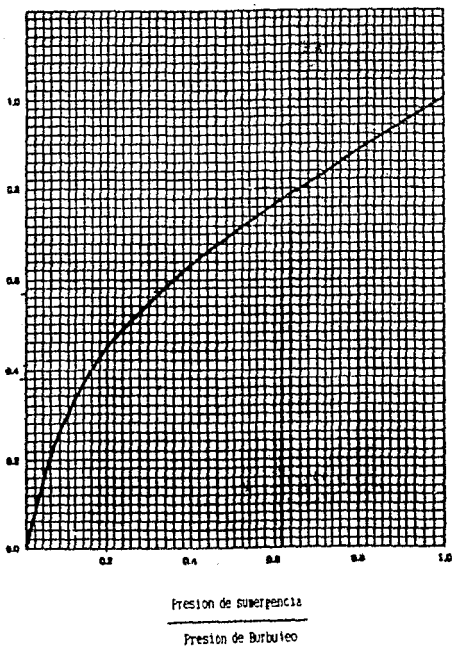
A P E N D I C E G



COMPORTAMIENTO DE AFLUENCIA AL POZO DE UN YACIMIENTO CON EMPUJE POR GAS DISUELTO (Case 1).

A P E N D I C E H

RCA realmente en solución
Solución del RCA a la presión de burbuleo



CURVA ADIMENSIONAL DE LIBERACION DE GAS

BIBLIOGRAFIA

B I B L I O G R A F I A

- 1.- A. A. Hardy, "Why Sucker Rod Fail", The Oil Gas Journal, August 1963.
- 2.- " A Dictionary Of Petroleum Terms ", Edited by Jodie Leeecraft, Published by Petroleum Extension Service, The University of Texas at Austin.
- 3.- API RP 11BR, "Recommend practice for care and handling of sucker rods ", AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, Dallas. - Texas, March 1969.
- 4.- API RP 11L, " Recommend practice for design calculations for sucker rod pumping systems ", AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, Dallas, Texas, February 1977.
- 5.- API RP 11P, " Recommend practice for electric submersible pump installations ", AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, - Dallas, Texas, May 1986.
- 6.- Brown K. E. et al. "The Technology of Artificial Lift - Methods". Petroleum Publishing Co. Vol.
- 7.- CENTRILIF, DIVISION DE HUGHES SERVICES COMPANY (Catálogo sobre Bombeo Electrosumergible), Septiembre 1982.
- 8.- Craft B. C., Holden W. B. and Graves E. D. "Well Design: Drilling and Production", Prentice Hall 1967.
- 9.- Diaz Zertuche Hector J.. "Notas de clase de Producción - de Pozos II". Fac. de Ingeniería, UNAM 1988.
- 10.- Garaicochea Petreirena Francisco. " Apuntes de transporte de Hidrocarburos ", Facultad de Ingeniería, UNAM, 1983.
- 11.- Guido E. Delgado, "Modernos conceptos y sus aplicaciones sobre bombeo mecánico de pozos petroleros ", LUFKIN - OVERSEAS CORPORATION, S.A., 1973.
- 12.- Handbook for Oilfield Subsurface Electrically Driven - Pumps, " Submersible Pump HANDBOOK ", second edition. Centrilift Inc, 1978 .
- 13.- LUFKIN INDUSTRIES, INC., Catálogo 72 - 73 de unidades de bombeo, LUFKIN, Texas.
- 14.- LUFKIN INDUSTRIES, INC., Catálogo 86 - 87 de unidades de bombeo, LUFKIN, Texas.
- 15.- REDA Submergible Pump Catalog, TRW REDA PUMPS, Bartlesville Oklahoma, 1977 .