

0404

LINIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE INGENIERIA

**BOMBEO MECANICO**

**UNICO**

**T E S I S**  
**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE**  
**INGENIERO PETROLERO**  
**P R E S E N T A**

**ARTEMIO MEMBRILLO MORALES**

**MEXICO, D. F.      1969**



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 esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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



U . N . A . M .

---

**BOMBEO MECANICO**

UNICE

**TESIS PROFESIONAL**

**ARTEMIO MEMBRILLO MORALES**

**MEXICO, D. F. 1969**

A la memoria de mis Abuelos:  
Severiano Membrillo, Rosalía  
Sandoval y Galdina Balanza-  
rio.

A mi querido Abuelo: Sr. Dn.  
Buenaventura Morales D.

A mis Padres: Sr. Profr.  
Genaro Membrillo S. y -  
Evencia Morales de Mem-  
brillo.

A mis hermanos: Profrs.  
Maricela Membrillo y ---  
Ma. de Lourdes Membrillo,  
Miguel Angel Membrillo -  
y Rosalia Membrillo.

A mis tíos: Drs. Ricardo Morales  
y Anselmo Morales, Genaro Mora-  
les e Ing. Cristobal Morales.

A mis Primos

A mis maestros

Con agradecimiento a los lngs.

José Gómez Salinas

Francisco Garaicochea

Antonio Acuña R.

Ernesto Villa J.

Para tí



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA  
Dirección  
Núm. 73-1940  
Exp. Núm. 73/

Al Pasante señor ARTEMIO MEMBRILLO MORALES  
P r e s e n t e .

En atención a su solicitud relativa, me es grato transcribir a usted a continuación el tema que aprobado por esta Dirección propuso el señor Profesor — Ingeniero, JOSE GOMEZ SALINAS, para que lo desarrolle — como tesis en su examen profesional de INGENIERO PETROLERO.

"BOMBEO MECANICO"

- CAPITULO I Descripción de una instalación de Bom  
beo Mecánico
- CAPITULO II Métodos de Diseño
- CAPITULO III Comparación de los Métodos de Diseño
- CAPITULO IV Registro e interpretación de Cartas de  
Dinamómetro.

Ruego a usted tomar debida nota de que en cumplimiento de lo especificado por la Ley de Profesiones, deberá prestar Servicio Social durante un tiempo mínimo de seis meses como requisito indispensable para sustentar examen profesional; así como de la disposición General de Servicios Escolares en el sentido, de que se imprima en lugar visible de los ejemplares de la tesis, el título del trabajo realizado.

Muy atentamente

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"  
México, D. F., a 16 de Enero de 1969  
EL DIRECTOR

*Inducción*  
Ing. Manuel Paulín Ortiz

  
MPO'ZMO' mbc.

## Bombeo Mecánico

### Capítulo I .-

#### Descripción de una Instalación de Bombeo Mecánico

- 1) Equipo Subsuperficial
  - a) Barril
  - b) Embolo
  - c) Válvula de Pie  
y  
Válvula Viajera
  - d) Varillas de Succión
  - e) Tipos de Instalación
- 2) Equipo Superficial
  - a) Unidad de Bombeo
  - b) Motor
  - c) Varilla Pulida

### Capítulo II .-

#### Métodos de Diseño

- 1) Método Analítico
- 2) Regla USI
- 3) Método Gráfico

### Capítulo III .-

#### Comparación de los Métodos de Diseño

### Capítulo IV .-

#### Registro e Interpretación de Cartas de Dinamómetro

## I N D I C E

	Pag.
INTRODUCCION	1
BARRIL	5
EMBOLO	7
VALVULA DE PIE	10
VALVULA VIAJERA	
VARILLAS DE SUCCION	15
TIPOS DE INSTALACION	26
UNIDAD DE BOMBEO	29
MOTOR	36
VARILLA PULIDA	45
METODO ANALITICO	47
REGLA USI	61
METODO GRAFICO	84
COMPARACION DE LOS METODOS DE DISEÑO	93
REGISTRO E INTERPRETACION DE CARTAS DE DINAMOMETRO	103
REFERENCIAS	116

## INTRODUCCION.

Cuando en los Yacimientos de Hidrocarburos el flujo natural disminuye, hasta un gasto tal que la producción resulta antieconómica, es necesario que la energía del Yacimiento sea complementada artificialmente por medio de alguno de los Sistemas Artificiales de Producción, tales como el Bombeo: Mecánico, Eléctrico, Hidráulico, Neumático etc.

Esto es, cuando los Hidrocarburos no pueden llegar a la superficie por la propia energía del Yacimiento, se les debe suministrar energía artificialmente para que fluyan a la superficie, por cualquiera de los sistemas antes mencionados.

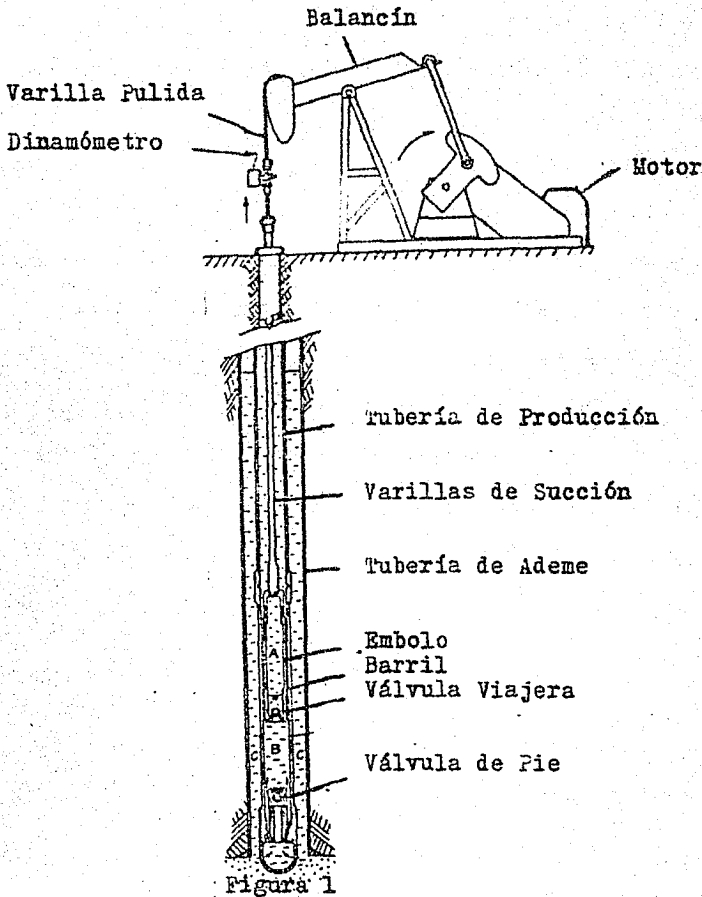
El presente trabajo tiene como finalidad describir las partes más importantes del Sistema llamado Bombeo Mecánico, así como algunos de los métodos de diseño más comúnmente empleados para la selección de los diversos componentes de una instalación de este tipo de Sistema Artificial de Producción.

También se proporcionan reglas para hacer la selección del Equipo de Bombeo Mecánico más apropiado para un determinado pozo.

Finalmente se describen los registros de Dinamómetro así como su interpretación, y se hace notar como éstos registros son útiles para mejorar la operación de los pozos.

## Capítulo I

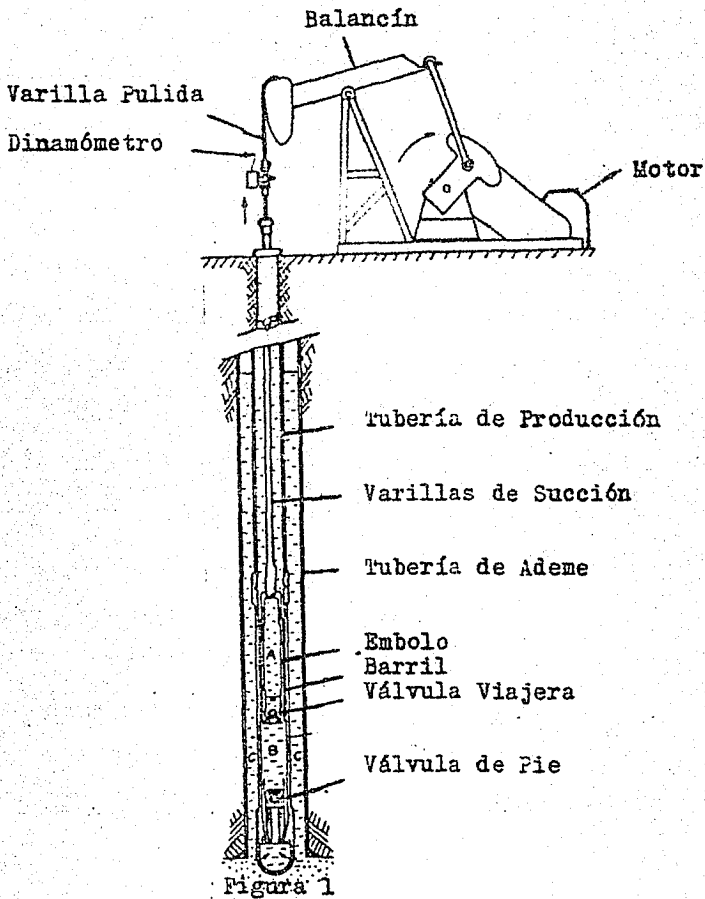
### DESCRIPCION DE UNA INSTALACION DE BOMBEO MECANICO.



En la Fig.(1) se muestra un corte esquemático de un pozo petrolífero equipado con un aparato de Bombeo Mecánico, en él se señalan los elementos más importantes en una instalación de éste tipo. Las componentes de una instalación de Bombeo Mecánico, también conocido como de varillas de succión se dividen en: Superficiales y Sub-superficiales. Entre los primeros: el balancín, la varilla pulida, etc.

## Capítulo I

### DESCRIPCION DE UNA INSTALACION DE BOMBEO MECANICO.



En la Fig.(1) se muestra un corte esquemático de un pozo petrolífero equipado con un aparato de Bombeo Mecánico, en él se señalan los elementos más importantes en una instalación de éste tipo. Las componentes de una instalación de Bombeo Mecánico, también conocido como de varillas de succión se dividen en: Superficiales y Sub-superficiales. Entre los primeros: el balancín, la varilla pulida, etc.

I.1.-EL EQUIPO SUBSUPERFICIAL.-Las funciones del equipo subsuperficial consisten en : hacer pasar el fluido del yacimiento a la tubería de producción y luego elevar el fluido -- admitido hasta la superficie.

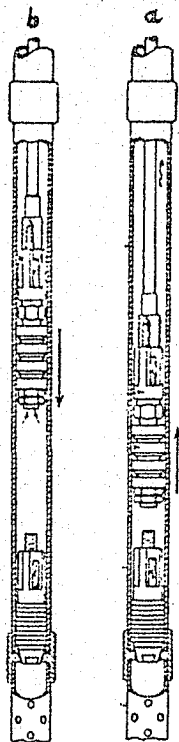
Para lograr lo anterior se dispone del barril de la bomba, el cual va suspendido de la cabeza de la tubería de -- ademe, en una columna de tubería de Producción de modo que quede sumergido en el fluido del pozo, al émbolo que se encuentra dentro del barril de la bomba se le da un movimiento de sube y baja mediante una sarta de varillas de succión que se extiende hacia arriba, por dentro de la tubería hasta la superficie, en donde está suspendida del extremo de un balancín movido a máquina o con otro mecanismo capaz de dar a las varillas y al émbolo un movimiento de oscilación.

Por medio de dos válvulas ,una estacionaria ó fija en el extremo inferior del barril y una viajera en el émbolo, el aceite penetra dentro del cilindro de la bomba y se eleva hacia la superficie por la tubería de producción por cada recorrido ascendente del émbolo.

Esto es, suponiendo que el émbolo acaba de terminar su recorrido descendente, las dos válvulas estarán momentáneamente en reposo y cerradas ambas. Al progresar el recorrido ascendente, el espacio entre las dos válvulas aumenta y se reduce la presión dentro del barril.

El aceite que se encuentra fuera de la tubería de -- producción, bajo una carga estática, hace presión ascendente desde abajo en la válvula fija levantándola de su asiento y ----

siguiendo al émbolo ascendente dentro del barril de la bomba  
figura (2a)



Bomba de émbolo empacada con copas. (Según H. C. George.  
Oficina de Minas de los Estados Unidos.)

Figura 2

Al completar el émbolo su recorrido ascendente y cesar el efecto de succión debido a su movimiento, la válvula fija cae sobre su asiento y evita que el aceite que ha entrado al barril fluya de nuevo al pozo.

En el siguiente recorrido descendente del émbolo el aceite dentro del barril de la bomba, incapaz para escapar por la válvula fija que está cerrada, se somete a compresión, y levanta la válvula viajera de su asiento, algo del aceite dentro del barril, entre las dos válvulas es desplazado a través de la válvula viajera hacia el espacio superior. figura (2 b)

Al terminar el recorrido descendente la válvula viajera cae en su asiento y al subir el émbolo en el siguiente recorrido, el aceite desplazado por la válvula viajera es elevado dentro de la tubería de Producción arriba del barril. Durante el siguiente ciclo y los sucesivos, se forzarán más aceite por la Tubería de Producción hacia arriba y una vez que la t.P está llena de fluido se descarga en la superficie tanto aceite como el que entra a la bomba con cada embolada.

I.l.a.-El Barril.- Para lograr una condición eficiente de la bomba es necesario que la superficie interior del barril esté bien terminada y pulida con precisión, el material puede ser: acero estirado en frío, hierro forjado ó fundido maquinado y Latón ( bronce ) estirado en frío sin costuras.

Los primeros modelos eran simples cilindros de hierro fundido con conexiones en la parte superior y en el fondo hechas de una sola pieza, pero la dificultad de manufacturar un tubo largo y derecho de diámetro uniforme en toda su longitud, y en el alto costo de reponerlo para compensar el desgaste, ha llevado al uso de camisas seccionales que pueden taladrarse con precisión y armarse en una sola camisa de acero, de tal manera que forman un cilindro recto, de diámetro interior uniforme y de cualquier longitud deseada.

Los barriles varían en longitud de 4 a 20 ft dependiendo de la longitud del émbolo y de la carrera que se va usar. Los hay disponibles con calibre de 1 1/16, 1 1/4, 1 1/2, 1 3/4, 2, 2 1/4, 2 3/4 y 3 3/4 Pg. Las camisas de éste tipo de bombas generalmente se hacen de acero gris fundido de alta calidad. Las secciones de recubrimiento interior son de 12 Pg. de largo cada uno cuida-

dosamente maquinados de tal manera que encajen con precisión cuando se unen extremo a extremo dentro de la camisa ó tubería de ademe de acero.

Las secciones de arriba y del fondo en la camisa deben de preferencia, ser ligeramente "acampanadas" (poco redondeadas hacia afuera) para guiar mejor el émbolo dentro y fuera del -- barril .

Las secciones de recubrimiento se arman en un madril de ajuste a presión y mientras están sostenidas en esa forma, se fuerzan dentro de la camisa para formar un tubo rígido por la presión que en los extremos se genera con un par de collares los cuales quedan finalmente atornillados uno a cada extremo de la camisa.

Un barril de labor equipado con camisas de éste tipo tiene la ventaja de que el desgaste irregular en una parte del barril se puede remediar reponiendo únicamente las secciones - gastadas y aún cuando sea necesario reponer todas las secciones no se tienen que desechar la camisa y los collares.

Algunos productores prefieren un tipo de bomba en la que la válvula fija, en vez de estar soportada en el extremo inferior del barril de trabajo, se coloca en una zapata de extensión conectada con el collar, inferior del barril con un nipple corto .Este arreglo deja toda la longitud del barril de - trabajo disponible para el movimiento del émbolo, y la arena, que puede mostrar una tendencia a acumularse alrededor de la - válvula fija, no entre tan fácilmente en el barril, La tubería de extensión deberá de ser ligeramente más grande que el barril de trabajo en su diámetro interior de modo que el extremo

inferior del pueda extenderse abajo del collar inferior del barril de trabajo sin ser desgastado por la superficie interior del niple.

Una extensión superior del barril de trabajo, algo más grande que éste en diámetro inferior y lleno con grasa se provee en un estilo de bomba de émbolo. La grasa pesada retiene cualquier cantidad de arena que pudiera pasarse alrededor del conjunto del émbolo por la parte superior, evitando así que pueda llegar a la sección de ajuste preciso entre el barril y el émbolo.

I.1.b EL EMBOLO.<sup>(5)</sup>-El émbolo es un tubo de acero sin costura maquinado y muy pulido en su superficie exterior para que resbale con un claro muy pequeño a través del barril de trabajo. La válvula viajera está montada dentro de una jaula en el extremo superior del émbolo la cual también tiene manera de conectar el émbolo con el extremo inferior de la columna de varillas de succión.

Los émbolos de copas generalmente están hechos de un conjunto de cuatro copas de cuero ó de fibra, montadas en un émbolo de cuerpo de acero con contrabridas de acero, que se sostienen en posición con tuerca de apriete y una contratuerca de seguridad. Las contrabridas de acero entre las copas ayudan a evitar la deformación de éstas por las altas presiones de los flúidos. Una válvula de bola y de asiento en una jaula, equipada con un pasador roscado para conectar con el extremo inferior de la columna de varillas de succión, se sujete al extremo del conjunto del émbolo.

Las copas que se usan son generalmente de un diámetro exterior que deja un claro de 1/32 Pg entre el émbolo y el diámetro interior del barril de trabajo.

El azufre en el petróleo destruirá Las copas de cuero en corto tiempo, de manera que deben, reponerse frecuentemente si el aceite contiene mucho azufre. Por esto, se utilizan las copas de fibra que son superiores en este aspecto.

Existe una gran variedad de tamaños de émbolos y por lo tanto podemos seleccionar aquéllos en los que podamos obtener una tolerancia entre émbolo y barril que se juzgue que es lo apropiado cuando se manejan flúidos a la alta presión ó temperatura terrestre. El material de que se construyen es de tubería de producción de acero de alto carbón, algunas veces cromado en donde la bomba se sujeta a un desgaste poco común ó a la corrosión.

Con objeto de compensar las irregularidades en el calibre del taladro del barril de trabajo, ocasionado, por desgaste ó por otra causa, algunos émbolos de las bombas estan equipados con -- anillos accionados por recortes similares a los que se emplean en los motores automotrices. Los anillos de los émbolos aparentemente funcionan bien manteniendo en sello de flúidos entre el émbolo y el barril, pero presentan una complicación adicional en el diseño de las bombas y en su construcción que es innecesaria si los émbolos y los barriles estan precisamente ajustados y se puede prevenir el desgaste anormal con la eliminación eficiente de arena.

Otro método para reducir la pérdida de aceite y gas por deslizamiento entre el émbolo y el barril requiere el uso de un émbolo corrugado, maquinado con ranuras a espacios uniformes, alrededor de la superficie exterior. Se asegura que el escurrimien-

to de los flúidos se reduce con la expansión del aceite en el espacio anular entre el émbolo y el barril, dentro de los espacios libres que se tienen en las arrugas, sin embargo se dice que en ellas se acumula arena, que raspa la superficie pulida del barril.

Un tipo de émbolo preferido por algunos operadores está integrado por dos o más émbolos cortos conectados por extensiones de acero las cuales llevan copas de cuero ó fibra : este tipo se denomina de "Combinación" ó émbolos múltiples (fig.3)



Embolo de combinación o múltiple. (Cortesía de D. y B—Emsco Pump Co.)

Figura 3

Se pretende que dicho conjunto se adapta mejor a las irregularidades en el calibre del barril de trabajo, y las tazas sirven para recoger y absorber la arena que se pueda pasar entre el émbolo y el barril reduciendo así la acción de escoriar sobre las superficies pulidas.

Una extensión de émbolo equipada con copas se usa con frecuencia arriba y ocasionalmente arriba y abajo de émbolos largos, como medio para proteger las superficies pulidas del émbolo y del barril contra el rayado por la arena.

I.l.c.- Válvulas de Pie y Viajera.- El cuerpo de la válvula fija, o de pie, está generalmente diseñado para ajustar precisamente en asiento cónico que se proporciona en la base de la válvula fija ó zapata.

Para aumentar la retención por fricción, el cuerpo de válvula fija con frecuencia se cubre con rondanas de cuero o de metal babitt, dándoles forma para que ajusten precisamente dentro del asiento cónico y que se agarren por fricción al forzarla dentro del barril por la presión hacia abajo del émbolo y de las varillas de succión. El cuerpo de la válvula debe quedar bien sujetado a su base que no será desalojado por la presión hacia arriba del fluido o por la acción vibratoria del émbolo. El ajuste de la colocación del cuerpo de la válvula en su base es también esencial para evitar escurrimiento de aceite alrededor del cuerpo de la válvula.

Existen algunos tipos de válvulas fijas, como por ejm;

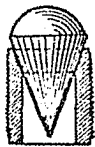
La válvula fija Ritter está equipada con un anillo de seguridad, que se expansiona en la ranura cónica en la base

de la válvula fija, el cual constituye un dispositivo que ayuda a retener la válvula en posición y sin embargo no evita que se seque fácilmente cuando se desee.

La válvula fija Kelly tiene la porción cónica del cuerpo cerca del fondo en lugar de en la parte superior evitando así que la arena se empaque alrededor del cuerpo .

La porción inferior trabaja como guía para ascuarla.

Hay importantes ventajas en diseñar la válvula fija de modo, que ofrezca una resistencia mínima al pozo del fluido. Esto se logra en la mayoría de los casos por características especiales de diseño que permiten el uso de una bola tan grande como es posible sin embargo, en otros casos, como en la válvula de plomada, esto se logra con cambios fundamentales en la forma de la válvula y de su asiento (fig.4)



Válvula y asiento de tipo plomada.

Figura 4

Este último tipo de bomba no se utiliza mucho, pues aún cuando tiene la ventaja de ofrecer menos resistencia al flujo que la del tipo de bola tiene la desventaja de que debido al contacto más ancho del asiento con la válvula, hay mayor oportunidad que la arena se aloje entre ellos y ocasione el escurrimiento del aceite.

El espacio dentro de las patas de la jaula de la válvula fija debe permitir sólo una holgura moderada a la bola para poder asegurar un asiento adecuado, y al mismo tiempo debe permitir que la bola se eleve y caiga libremente.

La superficie de contacto de las patas con la bola debe ser lo más pequeña que permita la resistencia y el servicio, y así reducir a un mínimo la tendencia de la bola a adherirse a las patas.

Esto es a veces una fuente de ineficiencia, especialmente si el barro saturado con agua o la arena, penetran a la bomba.

Se usan jaulas de dos vías para bombear aceite viscoso con arena pero son más comunes las jaulas de tres y cuatro vías.

La altura de la jaula no debe ser más de la necesaria para permitir que la bola deje libre el asiento y dejando un espacio anular suficiente para que fluya a través de él sin fricción indebida. Una movilidad de las válvulas mayor de la necesaria induce un desgaste rápido y la ineficiencia de la bomba.

Para ayudar a retirar la válvula fija al sacar las varillas y el émbolo, cuando es necesario repararla ó reponerla se puede usar un accesorio para varillas Garbutt. Este es un vástago cilindro que se atornilla al extremo superior de la jaula de la válvula fija y el cual se extiende hacia arriba por dentro del émbolo, una tuerca de mariposa en el extremo superior del vástago Garbutt topa en la tuerca del émbolo, cierra parcialmente al extremo inferior del émbolo, cuando éste último

se saca a la superficie con las varillas.

Cuando la bomba está en operación, el vástago Garbutt permanece estacionario con la tuerca en su extremo superior - bastante arriba en el émbolo de modo que no choca con la tuerca inferior del mismo. La tolerancia anular entre el vástago Garbutt y la tuerca del émbolo y entre el émbolo y la tuerca del vástago Garbutt dejan suficiente espacio para que pase el aceite sin resistencias indebidas.

Muchas variaciones de éste estilo de émbolo de acero de ajuste preciso se están usando en general. Estos incluyen modelos en los que un tirador de la válvula fija, en el extremo inferior del émbolo sustituye al accesorio de varilla Garbutt. Un dispositivo típico de este carácter se opera bajando el émbolo y luego dándole vueltas hasta que enganche un perno de cierre en el extremo superior de la válvula fija (fig. 5)

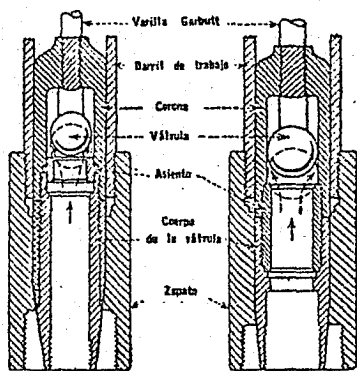


Figura 5

La válvula de trabajo o viajera es generalmente también del tipo simple de bola y de asiento de tipo reversible estando --- montado el asiento en un buje del émbolo de forma adecuada, generalmente atornillado a la parte superior del émbolo mientras -- que la válvula se mantiene en posición sobre el asiento por -- una jaula que tiene una conexión roscada para atornillar en el acoplamiento o caja de una varilla de bomba.

La separación del gas del aceite entre las válvulas de - trabajo y fija puede ser la causa de serias ineficiencias en - la operación de la bomba. Esto se puede remediar parcialmente colocando una válvula de trabajo en el extremo inferior del - émbolo además de la del extremo superior. El volúmen entre las válvulas de trabajo y fija queda así disminuido.

I.l.d.- Las varillas de Succión.-Las varillas que conectan el émbolo en el barril de trabajo de la bomba con la fuente de energía en la superficie, deben estar convenientemente diseñadas para resistir, con buenos resultados, los grandes esfuerzos a que se someten en el servicio de bombeo.

Según el API las varillas de acero para bomba son de forma cilíndrica, ya sea de 20 ó 30 ft de longitud que se pueden obtener en cinco diámetros:  $5/8$  ,  $3/4$  ,  $7/8$  , 1 y  $1\ 1/8$  de Pg. Las varillas de 30 ft son preferibles porque habrá menos juntas al hacer una columna. Todas las varillas están reforzadas en sus extremos y forjadas para formar un cuadro para llave de tuercas y una espiga o caja roscada. Existen dos tipos de juntas, cada una de las cuales ha sido normalizada por el API. En una de éstas, una espiga en un extremo de una varilla se atornilla en una caja en el extremo opuesto de otra varilla. En el segundo tipo, ambos extremos de cada varilla están provistos de espigas roscadas y las varillas se conectan con acoplamientos. Generalmente se prefiere este último tipo de junta porque puede repararse a menos costo que el tipo de caja y espiga.

El desgaste ocasionado por el roce de las varillas en las paredes interiores de la tubería de producción en su movimiento reciprocante, se localiza en gran parte en las juntas porque son de diámetro mayor que la varilla. El desgaste en la caja de una junta del tipo de caja y espiga requiere que se suelde un extremo nuevo a la varilla lo que constituye operación costosa y difícil que requiere la instalación de un taller de forja. Con la junta de acoplamiento, el desgaste es -

principalmente en ésta que puede reponerse fácilmente y a bajo costo en el piso de la torre.

Cuando se bombean pozos profundos las varillas para bombeo se someten a altos esfuerzos de tensión que en ocasiones pueden sobrepasar el límite de resistencia del acero, de modo que las varillas se rompen.

Para el acero ordinario que tiene una resistencia a la tensión de  $4200 \text{ Kg/cm}^2$  y un esfuerzo de deformación permanente de  $2800 \text{ Kg/cm}^2$  las cargas de trabajo seguro no deben exceder de 1252 y 1680 Kg respectivamente para varillas de  $3/4$  y  $7/8 \text{ Pg}$ , esto con frecuencia será insuficiente para operar bombas de  $2 \frac{1}{2}$  y  $3 \text{ Pg}$  en pozos profundos.

Aumentando el diámetro de las varillas a 1 y  $1 \frac{1}{8} \text{ Pg}$  se tendrá una mayor seguridad, moderada debido al mayor peso de la varilla teniendo en cuenta que el mayor peso de las varillas puede llegar a ser más bien perjudicial que benéfico.

Aunque teóricamente, el límite elástico del acero, determina la carga máxima de trabajo a la que se puedan sujetar las varillas, se ha encontrado en la práctica que las varillas pueden tener una vida corta aún cuando no se exceda el límite elástico. Esto se debe a una propiedad de los metales llamada fatiga; la falla debida a la fatiga es causada por el cambio frecuente y severo de los esfuerzos que dan por resultado la ruptura del metal a lo largo de los planos de cristalización de sus componentes o en puntos en los que el metal tiene grietas incipientes o defectos.

(2)  
Los efectos corrosivos debidos a la presencia de agua-

salada o ácido sulfhídrico reducen materialmente la resistencia del acero a los esfuerzos de fátiga. Aún cuando se puedan seleccionar varillas metálicas con una resistencia a la tensión hasta de 7000 Kg /cm<sup>2</sup> o más, una medida de seguridad razonable contra la falla por corrosión o fatiga consiste en utilizar un esfuerzo de trabajo de sólo una cuarta a una tercera parte de dicha resistencia a la tensión.

Los límites de resistencia de los aceros de aleación usados en la fabricación de varillas para bomba pueden variar de 3150 a 4480 Kg/cm<sup>2</sup> en el aire, de 1750 a 2250 Kg /cm<sup>2</sup> en agua salada y de 1610 a 1750 Kg /cm<sup>2</sup> en ácido sulfhídrico.

Ligeras curvaturas en las varillas, muescas y aún raspaduras en la superficie pueden convertirse en sitios de esfuerzo anormal en el metal, reduciendo grandemente su resistencia a la fátiga. Se ha demostrado que las varillas que tienen superficies muy pulidas tienen mayor límite de resistencia que los de acabado áspero. Muchas fallas de varillas pueden atribuirse a métodos impropios de forja y tratamiento térmico que pueden dejar fracturas incipientes cerca de los cuadros para llave y que dejan la fibra cristalina del metal deformada y bajo esfuerzo anormal.

Los raspadores dan a las varillas punto de rigidez localizada. En estos puntos se produce el esfuerzo máximo, superior al promedio, si las varillas se doblan o se cimbran. Cuando se usan raspadores, es importante evitar la combadura de las varillas raspadas. La combadura ocurre si se usan bombas apretadas, en la carrera de bajada, si el fluido golpea, si el hoyo es torcido, si la tubería está retorcida, y si se usan

varillas pequeñas en tubería relativamente grande

El grado al cual una columna de varillas para bomba se ha deteriorado como resultado de la fatiga del metal puede determinarse sujetándola a una prueba, con un instrumento que mide sus características magnéticas. El flujo magnético se induce en el metal de la varilla con una bobina de alambre que, conduce corriente alterna. Este flujo magnético desarrolla una fuerza electromotriz medida en una segunda bobina y la magnitud de la fuerza electromagnética inducida, es un índice del grado al cual ha progresado el efecto de fatiga en el metal. La columna de varillas se pasa por las bobinas cuando se saca del pozo, y se hace un registro continuo de la indicación del instrumento. Las varillas que se encuentran en peligro de fallar se reponen cuando la columna se vuelve a bajar al pozo.

La ductibilidad es una característica importante en la selección del material para varillas de bomba, porque un acero quebradizo es incapaz de resistir las continuas sacudidas producidas por la frecuente inversión del esfuerzo.

La elasticidad del metal para varillas de bomba, es indudablemente una característica importante, particularmente en el bombeo de pozos profundos, porque de ésta propiedad depende su habilidad, para mantener la carrera del balancín. El alargamiento debido a la tensión puede contrarrestar en parte si no completamente la carrera que se origina en el mecanismo superficial de una larga columna de varillas para bomba que se mueve lentamente pero el alargamiento elástico arriba y abajo de la carrera del émbolo puede, con un movimiento adecuadamente sincronizado del balancín, dar por resultado un movimiento del émbolo -

igual o mayor que el del balancín.

Para evitar el desgaste de la tubería de producción y de las juntas de las varillas por fricción de arrastre, especialmente en agujeros torcidos, se usan ocasionalmente guías para varillas de bomba. Estas guías se sujetan a las varillas cerca de las juntas, y como son de diámetro algo mayor que las cajas o acoplamientos reciben la mayor parte del desgaste. Están hechas de un metal más suave que el usado para la tubería de producción con objeto de que esta última no se raye con el movimiento recíprocante de las guías al subir y bajar con las varillas.

El esfuerzo excéntrico en las varillas inmediatamente arriba del émbolo puede también causar un desgaste desigual del émbolo y del barril de trabajo. Se puede lograr una distribución más uniforme del desgaste utilizando un rotor de varilla o un girador de tubería de producción. Los rotores de varillas están diseñados de manera que con cada carrera del balancín toda la columna de varillas, junto con el émbolo de la bomba, gira una fracción de una vuelta.

Casi todas las fallas de los acoplamientos de varillas de succión empiezan por dentro, en un punto que coincide con el primer filete completo del macho. Esas fallas son ocasionadas por fatiga, y las determinan los cuatro factores siguientes: nivel del esfuerzo, corrosividad del fluido, condiciones en la superficie de las varillas y rango de variación del esfuerzo.

Siempre que el tamaño de la tubería de producción lo permita, deberán usarse acoplamientos extragrandes ya que ayudan a reducir la magnitud del esfuerzo debido a que tienen

más superficie .A veces hay que usar acoplamientos de pequeño diámetro ,lo que significa alto grado de esfuerzo en sartas que soportan grandes cargas.

Los acoplamientos deben de sumergirse en una mezcla de inhibidor y lubricante a medida que se usan, -- práctica que muchas veces resulta efectiva. Deben escogerse acoplamientos de material resistente a la corrosión, si es posible, los aceros blandos son más resistentes a la -- corrosión que los duros y aguantan más el resquebrajamiento por hidrógeno.

Las caras del acoplamiento y las caras del macho deben estar parejas y sin mellas, ya que aplicando la debida torsión a juntas en buen estado se obtiene sello -- contra la invasión de flúidos corrosivos.

Si hay que martillar una junta demasiado pegada, lo indicado es cambiar el acoplamiento por un nuevo, ya que a la larga se economizará.

La experiencia indica que los acoplamientos -- con una dureza de menos de Rockwell C-22 casi siempre -- son los que mejor servicio rinden, naturalmente se desgastan más pronto, pero ese problema se resuelve usando guías o un acoplamiento no endurecido revestido con una superficie resistente al desgaste.

Existen los siguientes problemas debidos a la corrosión en las varillas de succión:

Fdtiga Por Corrosión.-Las varillas de succión que funcionan bajo condiciones pesadas de bombeo, y en un ambiente -- corrosivo, están particularmente expuestas a roturas por -- fdtiga de corrosión. Los esfuerzos de bombeo, unidos al am-

biente corrosivo, apresuran la propagación de las grietas o hendiduras. La corrosión iniciada al picarse una varilla pronto acarrea la destrucción del metal, por fátiga.

Las varillas de succión, sus conexiones de rosca hembra, y los tubos de producción, están igualmente expuestos a grave daño por corrosión si funcionan en ambiente corrosivo y sometidas a una acción abrasiva. Esto suele ocurrir cuando las varillas y sus conexiones hembra rozan la tubería y existe peligro más serio cuando el fluido trae consigo arena de las formaciones.

Corrosión por corrientes eléctricas parásitas.- Cuando una corriente eléctrica parásita circula por una sarta de varillas, por una tubería de producción o por una tubería de ademe, produce efectos perjudiciales, especialmente si escapa a través de una región poco extensa. Por ejemplo, una corriente puede fluir por la sarta revestidora, pozo abajo, para escapar a una formación que contenga agua salada.

De modo análogo, las corrientes que viajan por la tubería de producción y por las varillas, pueden escapar - por el punto de contacto con otra pieza de metal instalada en el pozo.

Corrosión Galvánica.- Cuando dos metales en contacto eléctrico están expuestos a un electrolito, de un metal al otro fluye una corriente galvánica que corroe al más activo de los metales.

Ejm: la corrosión de conexiones especiales de varillas hechas del material ordinario para tales conexiones pero provistas de refrentado duro de aleación ferrosa. La conexión se corroerá rápidamente en sus partes adyacen-

tes al contacto bimetálico.

La corrosión galvánica del metal base puede ocurrir en el enchapado imperfecto de níquel o cromo, como en su émbolo de bomba enchapado, el que puede corroerse por las partes afectadas por la porosidad y la acción abrasiva.

Los principales cuidados que se deben tener al introducir una sarta de varillas en un pozo consisten en limpiar y lubricar las juntas, así como en proporcionar la torsión adecuada en todas y cada una de dichas juntas.

Un tipo especial de varillas de succión lo constituyen las denominadas varillas huecas, que en realidad son tubos de pequeño diámetro o "macaroni". En las bombas que emplean este tipo de varillas, el líquido bombeado sube por las varillas huecas y el gas sale por el espacio anular. En la superficie, el líquido es descargado a través de una varilla pulida hueca y una conexión de manguera.

La principal ventaja de las instalaciones que utilizan varillas huecas consiste en que el área transversal de flujo de las varillas huecas es menor que el área del espacio anular entre unas varillas comunes y la tubería de producción, obteniéndose así una mayor velocidad ascendente del fluido del pozo y por consiguiente una mayor capacidad para arrastrar la arena que pudiera llevar en suspensión el aceite.

Las más importantes desventajas de este tipo de varillas son:

- 1.-Volúmenes y profundidades limitadas por la resistencia del material tubular disponible.
- 2.-La tubería revestidora queda expuesta a desgaste parcial

debido a falta de lubricación.

Existen los siguientes grados en las varillas de succión:

S-59 es del tipo Grado API "K" .- es una aleación de Níquel-Molibdeno y es resistente a la corrosión.

S-60 es del tipo Grado API "C" .- es una aleación de Carbono-Manganeso y se recomiendan para un servicio algo pesado.

ALTA TENSION .- son tres principalmente:

S-67 es del tipo Grado API "D" .- es una aleación Carbono-Manganeso y se recomiendan para conservar un bombeo adecuado en pozos no corrosivos ó medianamente corrosivos.

S-77 es del tipo Grado API " D" .- es una aleación de Níquel-Molibdeno y se recomiendan para un bombeo pesado.

S-88 es del tipo Grado API "D" .- es una aleación de Níquel Cromo y se recomiendan para pozos que contengan CO<sub>2</sub> .

S-87 es del tipo Grado API para un servicio Especial .- es una aleación de Níquel-Cromo y se recomiendan para pozos que contengan CO<sub>2</sub> y para un bombeo algo pesado. Existen también los siguientes Grados Generalizados.

C-80 es del tipo Grado API "C" .- es una aleación de Carbono-Manganeso y son recomendadas para ligeras condiciones de bombeo en donde la corrosión no es un problema.

80 es del tipo Grado API para un Servicio Especial.- es una aleación de Níquel-Cromo y recomendadas para ligeras condiciones de bombeo en pozos que contienen CO<sub>2</sub>.

DIMENSIONES DE LAS VARILLAS DE SUCCION (Pg)

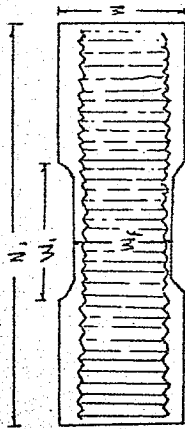
ESPECIFICACIONES A P I

Tamaño de Varilla.	Diámetro Exterior Nominal de la Espiga.	Diámetro Exterior de la Caja. - Df	Diámetro Exterior del Cople. W	Longitud de la Espiga Ls	Longitud Mínima del Cuadro Wl	Diámetro del Glóbulo sobre la Espiga Du	Anchura del Cuadro para llave de las Varillas. Ws	Distancia entre las partes plenas del Cople. Wf	Longitud Mínima de los Coples N 1
5/8	15/16	1 3/8	1 1/2	1.1250 .0610 -.0000	1 1/4		7/8 ± 1/32	1 3/8 + 0 -1/32	4
3/4	1 1/16	1 1/2	1 5/8	1.3750 .0610 -.0000	1 1/4	No	1 ± 1/32	1 1/2 + 0 -1/32	4
<sup>N</sup> 7/8	1 3/16	1 5/8	1 13/16	1.3750 .0610 -.0000	1 1/4	Debe	1 ± 1/32	1 5/8 + 0 -1/32	4
1	1 3/8	2	2 3/16 ó 2	1.7500 .0610 -.0000	1 1/2	De Exceder	1 5/16 ± 1/32	1 7/8 + 0 -1/32	4
1 1/8	1 9/16	2 1/4	2 3/8	2.0000 .0610 -.0000	1 5/8	A Df	1 1/2 ± 1/32	2 1/8 + 0 -1/32	4 1/2

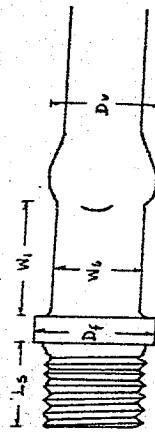
DIMENSIONES DE LAS VARILLAS DE SUCCION (Pg)

ESPECIFICACIONES A P I

Tamaño de Varilla.	Diámetro Exterior Nominal de la Espiga.	Diámetro Exterior de la Caja. - Df	Diámetro Exterior del Cople. W	Longitud de la Espiga Ls	Longitud Mínima del Cuadro W1	Diámetro del Glóbulo sobre la Espiga Du	Anchura del Cuadro para llave de las Varillas Ws	Distancia entre las partes plenas del Cople. Wf	Longitud Mínima de los Cople. N 1
5/8	15/16	1 3/8	1 1/2	1.1250 .0610 -.0000	1 1/4		7/8 ± 1/32	1 3/8 + 0 -1/32	4
3/4	1 1/16	1 1/2	1 5/8	1.3750 .0610 -.0000	1 1/4	No	1 ± 1/32	1 1/2 + 0 -1/32	4
7/8	1 3/16	1 5/8	1 13/16	1.3750 .0610 -.0000	1 1/4	Debe	1 ± 1/32	1 5/8 + 0 -1/32	4
1	1 3/8	2	2 3/16 6 2	1.7500 .0610 -.0000	1 1/2	De Exceder	1 5/16 ± 1/32	1 7/8 + 0 -1/32	4
1 1/8	1 9/16	2 1/4	2 3/8	2.0000 .0610 -.0000	1 5/8	A Df	1 1/2 ± 1/32	2 1/8 + 0 -1/32	4 1/2



Cople Standard para Varillas de Succión



Espiga de Varillas de Succión

Fig 6

1. 1. e.- tipos de instalación.- Existen diferentes tipos de bomba de émbolo de desplazamiento movidas por varillas para servicio en pozos petroleros.

Generalmente se clasifican en tres grupos:

- a) Bombas de tubería de Producción.- En la cual el barril está fijo al extremo inferior de la tubería de producción del pozo y el émbolo está suspendido en el extremo inferior de la columna de varillas .
- b) Bombas de Inserción .-En la cual el émbolo y el barril se bajan dentro del pozo en el extremo inferior de una columna de varillas.
- c) Bombas de Tubería de Ademe.- Son aquellas en la que no se usa Tubería de Producción auxiliar y una bomba del tipo de vástago está sostenida por un empacador contra la tubería de Ademe.

El Instituto Americano del Petróleo clasifica las bombas movidas por varillas en cinco grupos (fig. 7 ).

- a) Tipo de Tubería de producción ,con zapata.
- b) Tipo de Tubería de producción ,con zapata de extensión y niple.
- c) Tipo de inserción ,con barril estacionario y sujetador superior.
- d) Tipo de inserción ,con barril estacionario y sujetador de fondo.
- e) Tipo de inserción con barril viajero.

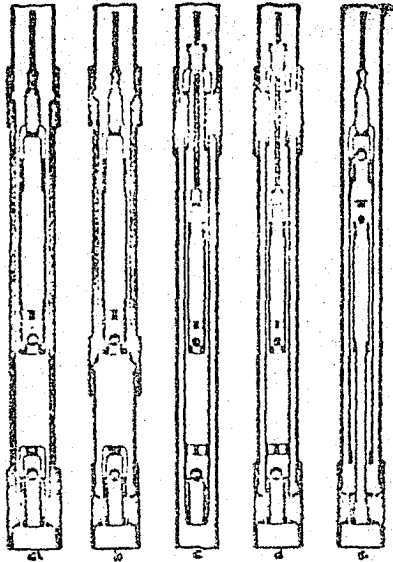
El API también ha adoptado tamaños de norma para cada tipo de bomba los tamaños están clasificados por dos dimensiones.

Primero el tamaño de la tubería de Producción con la que están destinadas a operar y segundo el calibre del barril de trabajo (seguido). Así, una bomba de 3 X 2 3/4 Pg se usa con tubería de 3 pg y el calibre de su barril es de 2 3/4 Pg. Para bombas de tubería de producción, el barril de trabajo generalmente es 1/4 Pg más pequeño en su diámetro que el de la tubería sobre la cual se va a correr. El calibre de las bombas de inserción es algo menor que el de las correspondientes bombas de tubería de producción.

Los barriles de trabajo pueden conseguirse en longitudes que varían de 4 a 15 ft. Para usos con dispositivos de carrera larga pueden conseguirse barriles hasta de 20 ft de longitud.

Además de los tipos de bombas de normas API hay otros tipos diseñados para condiciones especiales. Para uso en el bombeo de fluido que contiene demasiada arena, con frecuencia se emplea la bomba de "empaquetado de fluido". En esta se usa un émbolo de ajuste flojo compuesto de dos tubos recíprocos con céntricos que se mueven uno por dentro y otro por fuera de tubo estacionario que es una parte del barril de trabajo.

Varios estilos de "bombas de Circulación" también se han usado limitadamente para manejar fluido arenoso. En estas, algo del aceite producido en la superficie se regresa al pozo para diluir el contenido de arena del fluido que viene del Yacimiento antes de que entre a la bomba.



Tipos de bombas para pozo de petróleo según clasificación del Inst. Americano del Petróleo (API) (Cortesía de API)

Figura (7)

(6)  
1.2.- EQUIPO SUPERFICIAL

1.2.a.- Los principales tipos de unidades de bombeo de pozos por varillas son:

- 1.- Unidades de balancín y contrapesos en manivela.
- 2.- Unidades de balancín y contrapesos en el mismo.
- 3.- Unidades de balancín equilibrados por aire.
- 4.- Unidades hidráulicas.

El significado de cada uno:

1.- Una unidad de balancín y contrapesos en manivelas es una unidad de bombeo con reductor de la velocidad del motor, y un juego de manivela, biela y balancín para convertir el movimiento rotario en alternativo, la manivela lleva contrapesos que parcialmente equilibran la carga sobre el vástago pulido.

2.- Una unidad con contrapesos en el balancín es como el anterior, excepto que el balanceo se obtiene por pesos sobre el balancín mismo.

3.- Una unidad de balancín equilibrado por aire tiene reductor de velocidad, manivela, biela y balancín, pero el medio equilibrante de la carga al vástago pulido es aire comprimido.

4.- La unidad hidráulica es un aparejo que mediante un fluido a presión levanta el émbolo de la bomba, el cual va sujeto a la sarta de varillas. En casi todas estas unidades, el equilibrio se obtiene por aire comprimido.

Las consideraciones más importantes en cada uno de estos tipos de unidades de bombeo son:

1.- Gran parte de los pozos que producen artificialmente se pueden bombear por este tipo convencional y sus principales ventajas son:

- a.- Bajo costo inicial.
- b.- Amplia variedad de aplicaciones.
- c.- Funcionamiento sencillo.
- d.- Bajo costo de conservación.
- e.- Durabilidad.
- f.- Aprovechamiento de piezas al ser descartado.

Estos equipos se clasifican a base de la capacidad de torsión máxima del reductor de velocidades, y la capacidad de carga al vástago pulido, al escoger un tamaño para condiciones dadas de un pozo, hay que considerar también el contrapeso disponible y la carrera máxima de la bomba.

Los balancines de pesas en la manivela son de mas diversa aplicación que cualquier otro tipo; se pueden usar en pozos con

cargas al vástago de hasta 35 000 lb/pg<sup>2</sup> pero se considera prudente limitar la carga al vástago a 30 000 lb<sup>5</sup>/pg<sup>2</sup> para impedir el exceso de roturas del vástago.

2.- Suele usarse principalmente en pozos someros que rinden poco volumen y que admiten bajas velocidades de bombeo. Aparte el tipo de contrapeso, son idénticos a los de pesos en la manivela.

Por llevar los pesos en el balancín, algunos fabricantes producen estas unidades solamente en el tamaño 57 API y menores.

3.- Sus ventajas son:

- a.- El peso es el 40% más liviano que el de los correspondientes de tipo convencional.
- b.- Son de 30 a 40% más cortos.
- c.- El contrapeso se puede cambiar con más facilidad que en los convencionales.
- d.- Se pueden obtener provistos de contrapeso automático.

Son ideales para equipo de ensayo de producción, por lo compactos y livianos, y por la facilidad de cambio de contrapeso. También se prestan idealmente a ser instalados en pilotos o subestructuras, o para instalaciones en donde se disponga de poco espacio, aunque cuestan algo más que los convencionales de tamaños

comparables, el exceso queda en muchos casos compensado por el menor costo del cemento y del transporte.

En variedad de aplicaciones, la unidad de equilibrio por aire se aproxima a la diversidad ofrecida por el tipo de pesos en manivelas, sin embargo, el de aire no se ofrece en tamaños menores del 114 API. El sistema del aire comprimido cuesta lo mismo para todos los tamaños; de ahí el considerable aumento del costo inicial conforme disminuye el tamaño de la unidad escogida.

4.- Se componen de un cilindro y émbolo, con una bomba que aplica suficiente presión al fluido para levantar el émbolo. Las varillas van sujetas al émbolo, y el vástago pulido le sirve de vástago, al levantar éste, se levanta el émbolo de la bomba que está en el fondo del pozo, y así se eleva la columna de fluido dentro del pozo. Casi todas las unidades hidráulicas bombean a razón de 2 a 7 emboladas por minuto.

El costo inicial y el gasto de la conservación de estos equipos son mayores que los de unidades convencionales. Con todo, en ciertas aplicaciones, su rendimiento es tanto mayor que compensa el costo adicional. La mayor parte de las unidades hidráulicas se fabrican para uso en pozos que tengan cargas a la varilla pulida mayores de 28 000 lbs. Hay equipos de éstos que funcionan satisfactoriamente en pozos con tensiones al vástago de más de 35 000 lbs/pg<sup>2</sup>.

Los equipos hidráulicos se suelen usar en pozos de 8 000 a 12 000 pies de profundidad, también en los de mediana profundidad pero que producen grandes volúmenes de fluido. Puede haber, también, pozos menos profundos que causan excesivas roturas del vástago y por eso tal vez convenga usar un equipo hidráulico. Las cargas excesivas causadas por la parafina, por ejemplo, en ciertos casos justifican el uso de un equipo hidráulico como medio de disminuir la carga al vástago y así reducir las roturas de esa pieza.

La ventaja principal del equipo hidráulico consiste en que permite una carrera larga y lenta, lo que reduce notablemente las tensiones del vástago pulido. La carga de un pulso se reduce a la tercera parte o menos de la existente cuando para la misma tarea se usa un equipo convencional. Consideremos, por ejemplo, una tarjeta de registro de un equipo hidráulico con carrera de 30 pies, instalado en un pozo de 6 000 pies que bombeaba 895 bls diarios con bomba de 2 1/4 pg. A cuatro carreras de 30 pies por minuto, la carga al vástago se había calculado en 22 600 lbs. Medida la carga al vástago fue de 21 450 lbs. La tensión sobre las varillas superiores, de 1 pg., era de 27 325 lbs/pg<sup>2</sup>. Para realizar la misma tarea con un equipo convencional, se requerirían 13 carreras de 120 pg por minuto, aproximadamente. Para esta unidad, la carga al vástago pulido sería de 27 000 lbs, y la tensión sobre las varillas superiores, de 1 pg, sería de 34 000 lbs por pg<sup>2</sup>. Tales condiciones ocasionarían excesivas roturas del vástago.

### Comparación de los tipos comunes de Unidades de Bombeo.-

Existen cuarenta y nueve modelos de Unidades de Bombeo - producidas por cinco diferentes fábricas, las cuales han sido analizadas y clasificadas en cuatro categorías:

- 1.- Clase 1 unidad diseñada para un contrabalanceo rotario.
- 2.- Clase 1 unidad diseñada para un contrabalanceo por balancín.
- 3.- Clase 2 unidad diseñada para un contrabalanceo por aire.
- 4.- Clase 2 unidad diseñada para un contrabalanceo rotario.

### Influencia de la unidad de bombeo sobre el rendimiento del Sistema de Bombeo.-

Un modelo matemático de un sistema de bombeo con varillas de succión se ha utilizado para preparar un ejemplo teórico - sobre la influencia del diseño de la unidad de bombeo en el rendimiento del sistema.

Los cálculos que han sido hechos son equivalentes en todo lo importante respecto a la secuencia de las pruebas de campo - bajo condiciones ideales de bombeo.

Los datos para estas pruebas hipotéticas se han escogido como sigue:

Profundidad del pozo	5 000 ft
Varillas de Succión	7/8 pg
Carga de fluido	4 000 lb
Velocidad de bombeo	18 carreras/min
Unidad de la long. de la carrera	74 (6.16 ft) in
Efic. vol. de la bomba	98%
Variación de la vel. ang. en la manlv.	

Por otra parte, las cuatro categorías son definidas como c/1R, c/1B, c/2A y c/2R, donde la C indica diseño convencional - práctico.

La tabla siguiente fija la geometría de las unidades tipo en estas cuatro subclases.

En los cálculos varios, la dirección de la rotación de la biela se supone positiva (caída de la biela hacia el poste maestro) excepto para la unidad c/2A donde se supusieron al contrario.

#### Geometría de las Unidades de Bombeo Tipo

Unidad	Rotación	Longitud de enlace en la biela		
		$L_2$	$L_3$	$L_4$
c/1R	+	4.25	3.00	3.25
c/1B	+	5.75	2.75	5.50
c/2A	-	7.25	3.25	6.50
c/2R	+	6.00	6.60	4.00

Donde

$L_1$  = longitud de la biela

$L_2$  = longitud de la barra fijadora

$L_3$  = longitud de la barra conductora

$L_4$  = longitud del Pitman

I.2.b.- Motor. Por lo que concierne al bombeo de pozos petroleros como fuente primaria de energía se puede escoger entre motores de combustión interna y motores eléctricos.

La selección de uno u otro tipo se debe pasar en una detenida consideración de gran número de factores. Entre éstos, parece que la disponibilidad de una fuente dada de energía debiera ser la consideración de primer orden.

En casi todo campo petrolífero se dispone en abundancia de gas natural, y en muchos de ellos no existe mercado inmediato para el mismo. De ahí que los motores de gas, ya sean de un cilindro y de baja velocidad o multicilíndricos de alta velocidad, se ofrezcan como acertada selección.

En la práctica, sin embargo, otras circunstancias asumen igual, cuando no mayor importancia, tales son las características de los motores primarios y las cargas requeridas, así como el costo total en cada caso particular.

Desde el punto de vista del motor mismo, el costo de inversión inicial y de mantenimiento en buen estado, la eficiencia de la conversión de la energía en potencia efectiva, la aptitud del personal de campo para el manejo de ciertos tipos de máquinas motrices, la disponibilidad de medios de reparación, son todos factores que se han de sopesar comparativamente.

El análisis de los costos y de las cargas comprende muchos considerandos. Si lo que está en consideración son los motores de gas, se estudiarán los tipos de gas disponibles, para saber si son sulfurosos o dulces. Habrá que considerar el futuro costo del gas. Otro importante factor es el de las reservas de gas. En un campo nuevo suele abundar el gas, pero en las etapas finales de producción puede no haber gas disponible, y la necesaria conversión a motores eléctricos o sea una segunda inversión de capital, bien puede ser antieconómica.

El costo de la recolección del gas y del sistema distribuidor, se debe computar para el cálculo de la inversión, así como los gastos de conservación del sistema y los del funcionamiento del mismo. Muchos son los casos en que el tipo de agua disponible puede afectar sustancialmente el problema. Si se tiene que emplear agua circulante para refrigeración, no conviene desdeñar la posible necesidad de tratamiento del agua. Consideraciones análogas entran en la decisión sobre motores de encendido por petróleo: los tipos de petróleo disponibles, el costo de su transporte, el

valor comercial de los petróleos y el suministro de agua.

Tratándose de fuerza eléctrica, es preciso estudiar aspectos como el costo de distribución del sistema, los términos del contrato y el costo de la energía, los gastos de mantenimiento del sistema en buen estado y los tipos de cargas.

Una vez adoptado el uso de fuerza eléctrica, habrá que elegir entre la suministrada por una empresa pública y la instalación de una planta particular. Para tal decisión, el costo inicial de una instalación de fuerza eléctrica y el de su conservación y funcionamiento, y particularmente lo relativo al combustible, se tendrán que comparar con el costo de la introducción del fluido eléctrico de la empresa pública al sitio de consumo, y el costo efectivo del fluido por tal entidad suministrada.

Las cuestiones relacionadas al futuro aumento en la demanda de potencia por causa de aumento en el contenido de agua del campo en producción, la probable duración de productividad del campo, y el espaciado de los pozos, son todos factores importantes.

El anterior resumen de todos los considerandos para la selección del tipo de energía primaria que ha de usarse, indica de modo inequívoco la imposibilidad de una comparación en términos generales, de los motores de combustión interna con los eléctricos, para el bombeo de pozos.

Los datos disponibles de ensayos comparativos, son aplicables únicamente a un grupo determinado de condiciones prevalecientes; todo intento de generalización a base de tales datos, por fuerza nos llevaría a conclusiones erróneas.

Con el advenimiento de los aparejos portátiles de reparación de pozos, la única función que les ha quedado por realizar a las máquinas de instalaciones de bombeo es la de suministrar la fuerza necesaria para bombear petróleo. Esta circunstancia influyó decididamente en la evolución de diversos tipos de motores, tanto los motores de combustión interna como los eléctricos empleados para la propulsión de bombeo de pozos. La moderna máquina motriz para tales instalaciones es pequeña, compacta y con las características requeridas para el manejo eficiente de las cargas propias de esa operación.

#### Motores de Combustión Interna:

Las máquinas de combustión interna convierten en trabajo mecánico útil la energía de la combustión de un combustible mezclado con aire, la cual ocurre dentro del ciclo de embolada de la máquina. Estos motores se pueden dividir en varios grupos con arreglo a las clases de combustible empleados, a la termodinámica del ciclo de operación y al número de carreras del émbolo en que el ciclo se realice.

(3)  
Tipos de Motores.- Desde el punto de vista del combustible en uso, los motores de combustión interna se pueden dividir en consumidores de combustible líquido y consumidores de combustible gaseoso. En bombeo de pozos, lo probable es que predominen los de combustible gaseoso, es decir, consumidores de gas natural. Desde el punto de vista de la termodinámica del ciclo funcional, las máquinas de combustión interna se pueden dividir en los grupos siguientes:

1.- El grupo del ciclo de Otto, motores en los que el combustible y el aire se mezclan en las debidas proporciones, antes de entrar en el cilindro del motor.

El ciclo consta de cuatro operaciones: Carga del cilindro con la mezcla de aire y combustible, compresión de la mezcla, ignición de la misma para producir la carrera de potencia y descarga del producto de la combustión.

Los motores de gas natural, los de gasolina y los de butano funcionan por el ciclo de Otto, en el que la combustión ocurre a volumen constante

2.- En segundo término viene el grupo de motores de ciclo diesel, en el que solo el aire se aspira dentro del cilindro durante la carrera de carga. En la carrera de compresión la temperatura del aire comprimido aumenta alrededor de 1 000°F. Precisamente antes del fin de la carrera de compresión, se inyecta a presión -

una cantidad de combustible, la que se vaporiza y enciende. La combustión tiene lugar a presión constante. Tras la carrera de fuerza los productos de la combustión son expulsados durante la carrera de retorno.

3.- Forman el tercer grupo los motores de ciclo mixto, con el aire comprimido en el cilindro y el combustible inyectado a presión.

La compresión del aire no se lleva al punto de alcanzar la temperatura requerida para la ignición, la cual se realiza inyectando el combustible contra una porción no refrigerada del cilindro. Asimismo se usan bujías de ignición y un sistema regulado de ignición eléctrica.

Atendiendo al número de carreras del émbolo durante las cuales se efectúa un ciclo de operación, los motores de combustión interna se pueden dividir en motores de cuatro tiempos (ciclo de 4 carreras) y de dos tiempos (ciclo de 2 carreras). En los de 4 tiempos, cada uno de los cuatro elementos de un ciclo tiene lugar durante una de las carreras del émbolo. En los de 2 tiempos, los cuatro elementos se realizan en 2 carreras del émbolo.

#### Motores Eléctricos:

El motor eléctrico tipo de jaula de ardilla, trifásico, de inducción, es de uso casi universal en el bombeo de pozos por

balancín. Este motor se obtiene en tres tipos: El de par normal de rotación, el de par de arranque alto y el de inducción de alto par de arranque. Todos los motores que se empleen se han de escoger para funcionamiento continuo. En algunos sitios en donde la energía eléctrica viene de líneas monofásicas, se usan motores monofásicos. Cuando se trata de aplicar motores monofásicos al bombeo de pozos de petróleo, las condiciones que entran en consideración son las mismas que para los motores trifásicos. Solo hay que mencionar como factor adicional, que el motor monofásico, tipo de capacitor, es preferible al de repulsión, para este género de tarea. Los de repulsión varían demasiado en velocidad, bajo cargas variables, por lo que no son enteramente satisfactorios en el bombeo de pozos. Además, el conmutador y las escobillas de un motor de repulsión necesitan un mantenimiento más cuidadoso, particularmente en los campos arenosos azotados por el viento.

Elección del motor: El motor de inducción y par de arranque normal, ordinariamente se recomienda para los casos siguientes:

- 1.- Si el tamaño requerido es el de 10 H. P. o mayor.
- 2.- Si la energía proviene de un conjunto generador grande o del sistema distributivo de una empresa pública de electricidad.
- 3.- Donde los pozos estén debidamente balanceados y no tengan exceso de parafina.

- 4.- Si mediante ensayos, o por comparación con otros pozos, se ha llegado a la conclusión de que un par de arranque de 150 por ciento ha de ser suficiente.

El motor de inducción normal y de alto par de arranque - suele ser el recomendado para los siguientes casos:

- 1.- Si el motor requerido es de menos de 10 H. P.
- 2.- Si no se conocen enteramente las condiciones del pozo.
- 3.- Si se tiene evidencia concluyente de que se necesita un par de arranque muy alto (de hasta 250 por ciento a plena carga).

El motor de alta inducción y de alto par de arranque, se recomienda para los casos siguientes:

- 1.- Si la energía es suministrada por un pequeño conjunto generador aislado. Esta recomendación subsiste ante cualquier otras consideraciones.
- 2.- Si el comprador desea el efecto amortiguador adicional propio del motor de alta inducción, comparado con el de inducción normal.
- 3.- Si bajo cualesquiera condiciones, se desea reducir las sobrecargas de corriente.

4.- Cuando se requiere una velocidad de bombeo inusualmente alta, lo que produce sobrecargas demasiado altas, por ejemplo, cuando hay una alta relación w/o.

Los motores de doble y triple capacidad asignada se usan en donde varía considerablemente la demanda de energía. Dondequiera que los pozos difieran grandemente en la energía requerida, podrán usarse motores de capacidad asignada doble o triple, de una velocidad y del mismo tamaño, para todos los pozos. Estos motores ofrecen las ventajas de mayor eficiencia en pozos ligeros, un alto factor de energía en todos los pozos, máxima flexibilidad en cuanto al uso de los motores en pozos ligeros o en los pesados, y mínimas existencias de motores y piezas de repuesto.

Las más comunes capacidades asignadas, de todos los tipos, por lo general correspondientes a 900 o 1200 r.p.m.

15/10/6 hp	30/21/12 hp
20/14/8 hp	40/28/16 hp
25/17/10 hp	50/35/20 hp

En las etapas iniciales de bombeo, en las que la presión del gas o del agua del yacimiento ayuda a elevar el petróleo, la más baja capacidad asignada del motor es la que se utiliza para suplir la demanda de baja potencia. Conforme disminuye la presión natural, se utiliza la capacidad intermedia, y finalmente la más alta, para la plena producción a bomba.

También puede utilizarse la más alta capacidad, para el impulso de un malacate de embrague de fricción, en la maniobra de elevar o introducir varillas de succión o tubería de revestimiento.

I.2.c.- Varilla Pulida. La columna de varillas de succión para bomba en un pozo se suspende en su extremo superior de una varilla pulida, que opera a través de un estopero en la cabeza de la tubería de producción. La varilla pulida, a su vez, está suspendida en algún tipo de colgador en el extremo del balancín colocado encima del pozo.

Las varillas pulidas son, generalmente, de 2.86 a 3.17 cm de diámetro y varían de 3.5 a 4.8 m de longitud, estando conectadas en cada extremo con una caja de rosca o espiga como las que se usan en las varillas de succión.

El material de que están construídas es acero o acero de aleación y su superficie exterior está perfectamente pulida para que operen a través del estopero, en el extremo superior de la cabeza de tubería de producción, con una fricción o escurrimiento de aceite o fuga de gas mínimos.

Para servicio de bombeo de pozos profundos con cargas pesadas de varillas se usa de preferencia un colgador de balancín en vez de la sencilla barra T y el fijador de ajuste. Además de suministrar una conexión entre el extremo superior de la varilla pulida

y el extremo del balancín, la mayoría de los colgadores están diseñados para compensar el desplazamiento circular del extremo del balancín de modo que se tenga un jalón vertical en la varilla pulida. El movimiento vertical en la varilla pulida es importante para evitar un desgaste excesivo del empaque en la cabeza de la tubería de producción y la vibración de ésta.

Se cuenta con muy diferentes dispositivos para fijar el mecanismo colgador del balancín a la varilla pulida en cualquier punto deseado, teniendo así un medio de ajustar con precisión la amplitud del movimiento del émbolo de la bomba en el barril de trabajo.

La varilla pulida soporta la carga total de la sarta de varillas y la carga del fluido durante las operaciones de bombeo, por lo cual es de primordial importancia que su diseño y fabricación se hagan con sumo cuidado.

## C A P Í T U L O   I I

### MÉTODOS DE DISEÑO

Diseño de una instalación de bombeo.- Para diseñar una instalación de bombeo con varillas de succión, se deben de tener en cuenta como factores principales: El gasto de producción y el levantamiento neto del fluido, ya que el conocimiento de estos factores hará posible la determinación de un tamaño de émbolo adecuado para la instalación; éste es, un tamaño de émbolo que proporcionará una carga mínima sobre las varillas de succión y el equipo superficial, mínimo momento de torsión en el reductor de engranes y mínima potencia requerida por el motor primario. La determinación del tamaño del émbolo permite la selección del tamaño de la tubería de producción, longitud y tamaño de las varillas, longitud de la carrera, velocidad de bombeo, clasificación de la unidad en cuanto a momento de torsión y la determinación de la potencia del motor primario.

#### II.1.- MÉTODO ANALÍTICO

Para simplificar el procedimiento de diseño, Craft<sup>(ref.20)</sup> recomienda el uso de la gráfica (fig. 8) y tablas de 1 a 12, las cuales nos reducen bastante el número de cálculos en el diseño de una instalación. Después de que las dimensiones y condiciones de

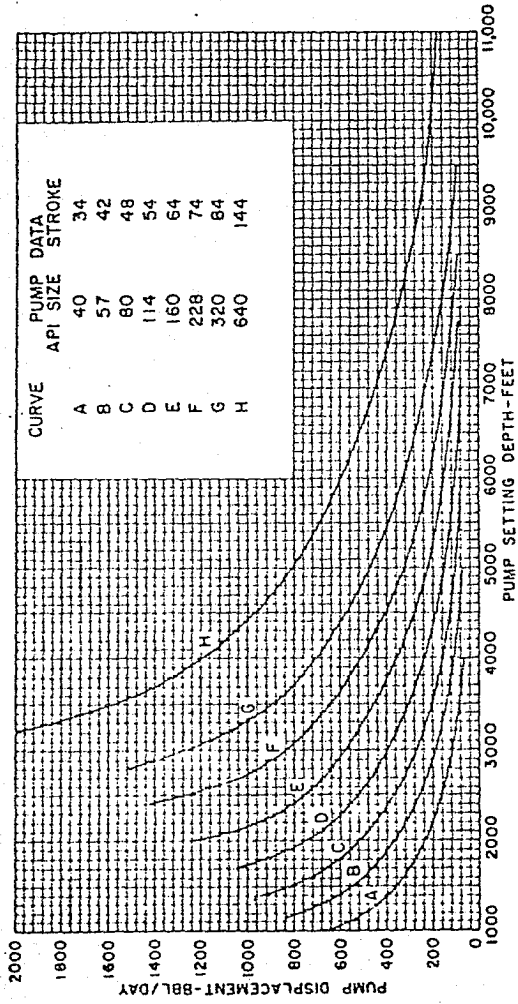


Fig. 8. Pump unit and stroke length selection chart. (After Kelley and Willis, in *The Petroleum Engineer*.)

Table 5.1. SUCKER ROD DATA

Rod size, in.	Area, sq in.	Weight, lb/ft
$\frac{1}{8}$	0.307	1.16
$\frac{1}{4}$	0.442	1.63
$\frac{3}{8}$	0.601	2.16
1	0.785	2.88
$1\frac{1}{8}$	0.994	3.64

Table 5.2. PUMP PLUNGER DATA

Diameter, in.	Area, sq in.	Pump constant, bbl/day/in./spm
1	0.785	0.116
$1\frac{1}{8}$	0.886	0.131
$1\frac{1}{4}$	1.227	0.182
$1\frac{1}{2}$	1.767	0.262
$1\frac{3}{4}$	2.405	0.357
$1\frac{7}{8}$	2.488	0.369
2	3.142	0.466
$2\frac{1}{4}$	3.976	0.560
$2\frac{1}{2}$	4.909	0.728
2 $\frac{3}{4}$	5.940	0.881
3 $\frac{1}{4}$	11.045	1.639
4 $\frac{1}{4}$	17.721	2.630

Table 5.3. TUBING DATA

Nominal size, in.	Outside diameter, in.	Weight, lb/ft	Wall area, sq in.
$1\frac{1}{2}$	1.900	2.00	0.800
2	2.375	4.70	1.304
$2\frac{1}{2}$	2.875	6.50	1.812
3	3.500	9.30	2.590
$3\frac{1}{2}$	4.000	11.00	3.077
4	4.500	12.75	3.601

Table 5.4 DATA FOR DESIGN OF TAPERED SUCKER ROD STRING

Rod sizes in string, in.	Values of $R_i$
1-1	$R_1 = 0.759 - 0.0896A,$ $R_2 = 0.241 + 0.0896A,$
1-1	$R_1 = 0.786 - 0.0566A,$ $R_2 = 0.214 + 0.0566A,$
1-1	$R_1 = 0.814 - 0.0375A,$ $R_2 = 0.186 + 0.0375A,$
1-1-1	$R_1 = 0.627 - 0.1393A,$ $R_2 = 0.199 + 0.0737A,$ $R_3 = 0.175 + 0.0655A,$
1-1-1	$R_1 = 0.664 - 0.0894A,$ $R_2 = 0.181 + 0.0478A,$ $R_3 = 0.155 + 0.0416A,$
1-1-1-1	$R_1 = 0.582 - 0.1110A,$ $R_2 = 0.158 + 0.0421A,$ $R_3 = 0.137 + 0.0304A,$ $R_4 = 0.123 + 0.0325A,$

$R_1$  refers to lowest section (smallest rods),  $R_2$  to next lowest section, etc.

**Table 5.5. DESIGN DATA FOR API SIZE 40 UNIT WITH 34-INCH STROKE**

(After Kelley and Willis<sup>11-13</sup>)

Pump depth, ft	Plunger size, in.	Tubing size, in.	Rod sizes, in.	Pumping speed, strokes/min
1000-1100	2½	3	½	24-19
1100-1250	2½	3	½	24-19
1250-1650	2½	2½	½	24-19
1650-1900	2	2½	½	24-19
1900-2150	1½	2½	½	24-19
2150-3000	1½	2	1-1	24-19
3000-3700	1½	2	1-1	22-18
3700-4000	1	2	1-1	21-18

**Table 5.6. DESIGN DATA FOR API SIZE 57 UNIT WITH 42-INCH STROKE**

(After Kelley and Willis<sup>11-13</sup>)

Pump depth, ft	Plunger size, in.	Tubing size, in.	Rod sizes, in.	Pumping speed, strokes/min
1150-1300	2½	3	½	24-19
1300-1450	2½	3	½	24-19
1450-1850	2½	2½	½	24-19
1850-2200	2	2½	½	24-19
2200-2500	1½	2½	½	24-19
2500-3400	1½	2	1-1	23-18
3400-4200	1½	2	1-1	22-17
4200-5000	1	2	1-1	21-17

**Table 5.7. DESIGN DATA FOR API SIZE 60 UNIT WITH 48-INCH STROKE**

(After Kelley and Willis<sup>11-13</sup>)

Pump depth, ft	Plunger size, in.	Tubing size, in.	Rod sizes, in.	Pumping speed, strokes/min
1400-1550	2½	3	½	24-19
1550-1700	2½	3	½	24-19
1700-2200	2½	2½	½	24-19
2200-2600	2	2½	½	24-19
2600-3000	1½	2½	½	23-18
3000-4100	1½	2	1-1	23-18
4100-5000	1½	2	1-1	21-17
5000-6000	1	2	1-1	19-17

**Table 5.8. DESIGN DATA FOR API SIZE 114 UNIT WITH 54-INCH STROKE**

(After Kelley and Willis<sup>11-13</sup>)

Pump depth, ft	Plunger size, in.	Tubing size, in.	Rod sizes, in.	Pumping speed, strokes/min
1700-1900	2½	3	½	24-19
1900-2100	2½	3	½	24-19
2100-2700	2½	2½	½	24-19
2700-3300	2	2½	½	23-18
3300-3900	1½	2½	½	22-17
3900-5100	1½	2	1-1	21-17
5100-6300	1½	2	1-1	19-16
6300-7000	1	2	1-1	17-16

**Table 5.9. DESIGN DATA FOR API SIZE 160 UNIT WITH 64-INCH STROKE**

(After Kelley and Willis<sup>11,12</sup>)

Pump depth, ft	Plunger size, in.	Tubing size, in.	Rod sizes, in.	Pumping speed, strokes/min
2000-2200	2½	3	½	24-19
2200-2400	2½	3	½	23-19
2400-3000	2½	2½	½-½	23-19
3000-3600	2	2½	½-½	23-18
3600-4200	1½	2½	½-½	22-17
4200-5400	1½	2	½-½-½	21-17
5400-6700	1½	2	½-½-½	19-15
6700-7750	1	2	½-½-½	17-15

**Table 5.10. DESIGN DATA FOR API SIZE 228 UNIT WITH 74-INCH STROKE**

(After Kelley and Willis<sup>11,12</sup>)

Pump depth, ft	Plunger size, in.	Tubing size, in.	Rod sizes, in.	Pumping speed, strokes/min
2400-2600	2½	3	½	24-20
2600-3000	2½	3	½	23-18
3000-3700	2½	2½	½-½	22-17
3700-4500	2	2½	½-½	21-16
4500-5200	1½	2½	½-½	19-15
5200-6500	1½	2	½-½-½	18-14
6500-8000	1½	2	½-½-½	16-13
8000-8500	1¼	2	½-½-½	14-13

**Table 5.11. DESIGN DATA FOR API SIZE 320 UNIT WITH 84-INCH STROKE**

(After Kelley and Willis<sup>11,12</sup>)

Pump depth, ft	Plunger size, in.	Tubing size, in.	Rod sizes, in.	Pumping speed, strokes/min
2800-3200	2½	3	½	23-18
3200-3600	2½	3	½	21-17
3600-4100	2½	2½	½-½-½	21-17
4100-4800	2	2½	½-½-½	20-16
4800-5600	1½	2½	½-½-½	19-16
5600-6700	1½	2½	½-½-½	18-15
6700-8000	1½	2½	½-½-½	17-13
8000-9500	1¼	2½	½-½-½	14-11

**Table 5.12. DESIGN DATA FOR API SIZE 640 UNIT WITH 144-INCH STROKE**

(After Kelley and Willis<sup>11,12</sup>)

Pump depth, ft	Plunger size, in.	Tubing size, in.	Rod sizes, in.	Pumping speed, strokes/min
3200-3500	2½	3	½-½	18-14
3500-4000	2½	3	½-½	17-13
4000-4700	2½	2½	½-½-½	16-13
4700-5700	2	2½	½-½-½	15-12
5700-6600	1½	2½	½-½-½	14-12
6600-8000	1½	2½	½-½-½	14-11
8000-9600	1½	2½	½-½-½	13-10
9600-11,000	1¼	2½	½-½-½	12-10

operación de la instalación han sido seleccionadas de las gráficas y tablas, es necesario comprobar por medio de cálculos matemáticos las cargas, los momentos de torsión, la producción, etc., ya que - las gráficas deben ser usadas como guías y los valores obtenidos - pueden tener que ajustarse a condiciones particulares.

Para el diseño de una instalación de bombeo por medio de cálculos matemáticos supondremos que:

\* Cuando la eficiencia volumétrica de la bomba no puede ser estimada, será supuesta igual a 0.80.

\* Cuando la densidad relativa del fluido no puede ser determinada, la supondremos igual a 1.

\* Cuando el nivel de trabajo del fluido no puede ser estimado, se hará igual a la profundidad de la bomba.

Los pasos a seguir durante el diseño son:

a) De la producción máxima de fluido prevista y la eficiencia volumétrica estimada, calcular el desplazamiento de la bomba.

$$v = \frac{q}{E_v}$$

Donde:

v = desplazamiento de la bomba, bis/día

q = gasto de producción, bis/día

$E_v$  = eficiencia volumétrica

b) De la figura (8) determinar la longitud de la carrera y la clasificación A P I de la unidad de bombeo a ser utilizada. De la literatura de los fabricantes, seleccionar una unidad que tenga la longitud de la carrera y clasificación A P I deseadas.

$L$  = profundidad de la bomba, ft.

c) De las tablas 5 - 12 seleccionar, para el tamaño API ya determinado: tamaño de la tubería de producción, tamaño del émbolo, tamaños de las varillas y velocidad de bombeo correspondiente a la profundidad de la bomba.

Con los tamaños de las varillas de bombeo encontrados, entrar a la tabla 1 para encontrar áreas y pesos de las varillas. Entrar a las tablas 5.2 y 5.3 para encontrar datos del émbolo y la tubería de producción respectivamente.

d) Calcular la longitud fraccional de cada sección de la sarta, usando los datos de las tablas 2 y 4.

En la tabla 4:

$R_1, R_2, R_3$  = Longitud fraccional de cada sección de la sarta.

$A_p$  = área del émbolo,  $pg^2$ .

e) Calcular la longitud de cada sección de la sarta.

$$\begin{aligned} L_1 &= LR_1 \\ L_2 &= LR_2 \end{aligned}$$

Donde:

$L_1, L_2, \dots$  = longitud de cada sección, ft.

$L$  = longitud de la sarta, ft.

f) Calcular el factor de aceleración

$$\alpha = SN^2/70500$$

Donde:

$\alpha$  = factor de aceleración

S = longitud de la carrera de la varilla pulida, Pg.

N = Velocidad de bombeo, carreras/min.

g) Determinar la longitud efectiva de la carrera del -

émbolo: 
$$S_p = S + \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20 G D^4 P}{E} \left[ \frac{1}{A_1} + \frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \dots \right]$$

$S_p$  = carrera efectiva del émbolo, Pg.

S = longitud de la carrera de la varilla pulida, Pg.

L = longitud de la sarta, ft.

$\alpha$  = factor de aceleración.

E = módulo de elasticidad del acero, lb/pg<sup>2</sup>.

G = densidad relativa del fluido del pozo.

D = profundidad del nivel de trabajo, ft.

$A_p$  = área del émbolo, Pg<sup>2</sup>.

$A_t$  = área de las paredes de la tubería de producción, Pg<sup>2</sup>.

$L_1, L_2$  = longitud de cada sección de la sarta, ft.

$A_1, A_2$  = área de las varillas de la sarta.

h) Con la eficiencia volumétrica estimada, determinar - el gasto de producción probable y checar contra el gasto de producción deseado.

$$q = KSpNEv$$

Donde:

q = gasto de producción, bls/dfa.

K = constante de la bomba.

Sp = carrera efectiva del émbolo.

N = velocidad de bombeo, spm.

Ev = eficiencia volumétrica.

i) Calcular el peso muerto de la sarta de varillas.

$$W_r = M_1 L_1 + M_2 L_2 + M_3 L_3$$

Donde:

Wr = peso de la sarta, lb.

M<sub>1</sub>, M<sub>2</sub>, = peso unitario de cada sección de la sarta, lb/ft.

L<sub>1</sub>, L<sub>2</sub>, = longitud de cada sección de la sarta, ft.

j) Calcular la carga del fluido.

$$W_f = 0.433 G(L A_p - 0.294 W_r)$$

Donde:

W<sub>f</sub> = carga del fluido, lb.

G = densidad relativa del fluido.

L = longitud de la sarta, ft.,

A<sub>p</sub> = área del émbolo, Pg<sup>2</sup>.

W<sub>r</sub> = peso de la sarta, lb.

k) Determinar la carga máxima en la varilla pulida y -  
compararla con la carga máxima del balancín para la unidad seleccion  
nada.

$$W_{\max} = W_f + W_r (1 + \alpha)$$

Donde:

$W_{\max}$  = carga máxima en la varilla pulida, lb.

$W_f$  = carga del fluido, lb.

$W_r$  = peso de la sarta, lb.

$\alpha$  = factor de aceleración.

l) Calcular el esfuerzo máximo en la parte superior de la sarta de varillas y compararlo con el esfuerzo máximo de trabajo permisible para las varillas que se utilizan.

$$\sigma = \frac{W_p}{A_r}, \text{ psi.}$$

Donde:

$\sigma$  = esfuerzo máximo en las varillas, psi.

$W_{\max}$  = carga máxima en la varilla pulida, lb.

$A_r$  = Area de la varilla, Pg.

m) Calcular el efecto de contrabalanceo ideal y compararlo con el contrabalanceo disponible para la unidad seleccionada.

$$C_i = 0.5 W_f + W_r (1 - 0.635G)$$

Donde:

$C_i$  = efecto de contrabalanceo ideal, lb.

$W_f$  = peso del fluido, lb.

$W_r$  = peso de la sarta, lb.

$G$  = densidad del fluido

h) De la literatura de los fabricantes, determinar la posición de los contrapesos para obtener el efecto de contrabalanceo ideal. Para una unidad en la que el cojinete de silla está a la mitad del balancín:

$$d = \frac{S (C - C_s)}{2 W_c}$$

Donde:

d = distancia entre el centro de gravedad de los contrapesos y centro de rotación de la manivela, Pg.

S = longitud de la carrera de la varilla pulida, Pg.

C = efecto de contrabalanceo en la varilla pulida, lb.

C<sub>s</sub> = efecto de contrabalanceo debido al desbalanceo estructural, lb.

W<sub>c</sub> = Peso de los contrapesos de la manivela, lb.

o) De la suposición de que la unidad no estará más que el 5% fuera de contrabalanceo, calcular el momento de torsión máxima en el reductor de engranes y compararlo con la clasificación A P I de la unidad seleccionada.

$$T_p = (W_{\max} - 0.95 C_i) S/2$$

Donde:

T<sub>p</sub> = momento de torsión máximo en el reductor de engranes, lb-Pg.

W<sub>max</sub> = carga máxima en la varilla pulida, lb.

C<sub>i</sub> = efecto de contrabalanceo ideal, lb.

S = longitud de la carrera de la varilla pulida, Pg.

p) Calcular la potencia hidráulica, la potencia de fricción y la potencia al freno del motor primario. Seleccionar el motor primario.

$$H_h = 7.36 \times 10^{-6} qGL_n$$

Donde:

$H_h$  = potencia hidráulica para elevar el fluido, hp.

$q$  = gasto de producción, bls/día.

$G$  = densidad relativa del fluido.

$L_n$  = elevación neta del fluido, ft.

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

Donde:

$H_f$  = potencia de fricción, hp.

$W_r$  = peso de la sarta, lb.

$S$  = longitud de la carrera de la varilla pulida, Pg.

$N$  = velocidad de bombeo, cpm.

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

Donde:

$H_b$  = potencia al freno del motor primario, hp.

$H_h$  = potencia hidráulica para elevar el fluido, hp.

$H_f$  = potencia de fricción, hp.

q) De la literatura de los fabricantes obtener la relación de transmisión del reductor de engranes, el tamaño de la polea

de la unidad para la unidad seleccionada, y la velocidad del motor primario. De estos datos, determinar el tamaño de la polea del motor para obtener la velocidad de bombeo deseada.

$$d_e = Z d_u \frac{N}{N_e}$$

donde:

$d_e$  = diámetro de la polea del motor, Pg.

$d_u$  = diámetro de la polea de la unidad, Pg.

$Z$  = relación de transmisión del reductor de engranes.

$N$  = velocidad de bombeo, cpm

$N_e$  = velocidad del motor primario, rpm.

Si en cualquier paso del proceso de diseño, la unidad o componente de la unidad se encuentra que es más pequeña o más grande con respecto a la carga, momento de torsión o capacidad de producción, el diseño debe cambiarse.

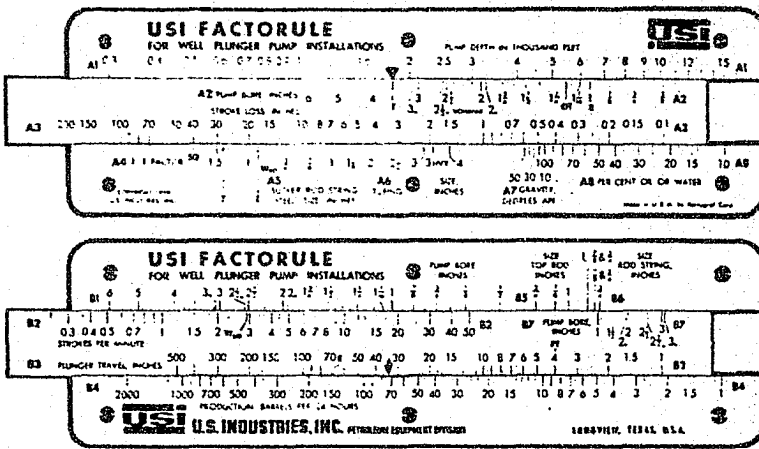


Figura (9).

## II.2.- REGLA USI<sup>(16)</sup>

La regla USI (fig. 9) constituye un medio para estimar rápidamente la producción, las cargas y la eficiencia de los pozos con bombeo de varillas.

Para utilizar la regla, se deben tener en cuenta los siguientes factores, obtenidos con bastante exactitud.

Diámetro de la bomba (diámetro del émbolo).

Tamaño de las varillas; porcentaje de cada tamaño si se usa una sarta combinada.

Profundidad de la bomba (longitud total de la sarta).

Tamaño de la tubería de producción.

Gravedad del aceite.

Porcentaje de agua.

Longitud de la carrera de la varilla pulida.

Número de carreras por minuto.

Producción total de fluido, o el gasto de producción deseado.

Está la tubería de producción anclada.

Con respecto a los factores variables, se hacen las siguientes suposiciones: Se supone que el nivel del fluido está en

la bomba. Si el nivel es más alto, la producción será mayor que la calculada.

La influencia del gas se desprecia. Los efectos de fricción entre el fluido y la tubería de producción o entre las varillas y la tubería de producción también son despreciados.

De acuerdo con la práctica usual, se ha supuesto que las relaciones complejas para determinar la carrera del émbolo pueden ser razonablemente simplificadas a una pérdida por alargamiento debido a la carga (llamada pérdida de la carrera) y a ganancia o sobrecarrera debida a la aceleración, aplicadas ambas a la carrera de la varilla pulida.

a) Para poder calcular la producción se deben seguir los siguientes pasos:

- Encontrar la pérdida de la carrera debida al alargamiento de las varillas.
- Encontrar la pérdida de la carrera debida al alargamiento de la tubería de producción, si la tubería de producción no está anclada.
- Encontrar la sobrecarrera por aceleración.
- Sumar la sobrecarrera a la carrera de la varilla pulida.
- Deducir la pérdida de la carrera debida al alargamiento de las varillas y de la tubería de producción.
- Calcular la producción.

b) Para encontrar la pérdida de la carrera debida al -  
alargamiento de las varillas y de la tubería de producción, se ope-  
ra en la siguiente forma.

Deslizamos la escala A2 con el diámetro de la bomba (diá-  
metro del émbolo) hasta que coincida en la escala A1 con la profun-  
didad de la bomba en miles de ft.

Se lee la pérdida de la carrera debida al alargamiento -  
de las varillas en la escala A3 frente al tamaño de la sarta en la  
escala A5. Se debe tener en cuenta que el porcentaje de las vari-  
llas variará para dos tramos de 0 a 100% y cada raya representa un  
valor de 20%.

Sin mover la reglilla de la posición usada para obtener  
la pérdida de carrera para las varillas, leer la correspondiente -  
pérdida debida al movimiento de la tubería de producción en A3 -  
frente al tamaño de la tubería de producción encontrado en A6.

Después, sumar las pérdidas de las varillas y de la tube-  
ría de producción para obtener la pérdida de carrera total.

Si la tubería de producción está anclada cerca de la bom-  
ba, no existirá movimiento de la tubería de producción y por lo -  
tanto no habrá pérdida en la carrera de la tubería de producción.

Ejemplo:

Calcular la pérdida de la carrera debida al alargamiento

de las varillas y de la tubería de producción. Sarta de 2 tamaños de varillas; diámetro bomba: 2 1/2"; prof. de la bomba: 6 500 ft; porcentaje varillas: 20% 7/8" y 80% 3/4"; tamaño tubería de producción 2 1/2" no está anclada.

Solución:

Pérdida de carrera en las varillas	= 55 Pg
Pérdida de carrera en la tubería de producción	= 14.5 Pg
Suma	= 69.5 Pg
∴ La pérdida de carrera total	= 69.5 Pg

c) Para calcular la pérdida de carrera con una sarta de 3 ó 4 tamaños de varillas se siguen los siguientes pasos.

El método consiste en encontrar, por el método anterior, la pérdida como si se tratara de una sarta uniforme. Para determinar el valor parcial de la sarta, procedemos como sigue:

- \* Fijar la pérdida calculada para una sarta de varillas en la escala B3 enfrente del 100 en la escala B4.
- \* Leer el valor parcial en la escala B3 enfrente al porcentaje de las varillas de la sarta (encontrado en la escala B4).

Los cálculos pueden ser fácilmente hechos en función de la longitud en pies de la sarta como sigue:

- \* En este caso, la pérdida de la sarta calculada está - fija en la escala B3, enfrente de la longitud total - de la sarta (dividido entre 100) en la escala B4.
- \* El valor parcial de la sarta puede entonces encontrar - se en la escala B3, enfrente de la longitud parcial - de la sarta (dividida entre 100) en la escala B4.

Ejemplo:

Calcular la pérdida total de la carrera debida a las varillas por los métodos de 1) porcentaje y 2) longitud de la sarta, si tenemos 3 tamaños de varillas.

Tamaño Varillas	% de las Varillas	Longitud
7/8"	46	2 760'
1"	33	1 980'
1 1/8"	21	1 260'
Prof. del Pozo: 6 000'	Tamaño Bomba: 11/2"	

Solución:

1) Cálculo de las pérdidas como si se tratara de una - sarta única:

7/8"	18 1/2"
1"	14"
1 1/8"	11"

Cálculo de las pérdidas parciales:

7/8"	18 1/2"	46	8 1/2"
1"	14"	33	4 1/2"
1 1/8"	11"	21	2 1/4"

Pérdida total de la carrera debida a las varillas:  $15 \frac{1}{4}''$

Ahora:

2) Cálculo de las pérdidas como si se tratara de una sarta única:

$\frac{7}{8}''$	$18 \frac{1}{2}''$
$1''$	$14''$
$1 \frac{1}{8}''$	$11''$

Cálculo de las pérdidas parciales:

$\frac{7}{8}''$	$18 \frac{1}{2}''$	27.60	$8 \frac{1}{2}''$
$1''$	$14''$	19.80	$4 \frac{1}{2}''$
$1 \frac{1}{8}''$	$11''$	12.60	$2 \frac{1}{4}''$

Pérdida total de la carrera debida a las varillas:  $15 \frac{1}{4}''$

Por consiguiente podemos utilizar uno u otro método para calcular la pérdida de la carrera de una sarta combinada.

d) Corrección de la pérdida de la carrera por la gravedad del fluido.

Los cálculos anteriores están basados directamente con una gravedad del fluido de  $10^{\circ}$  API. Si se tiene fluido con mayor gravedad API, se tendrá una menor pérdida de carrera. Con la regla USI se puede hacer rápidamente la corrección correspondiente. La secuela es:

\* Mover la reglilla hasta que la pérdida total de las varillas y de la tubería de producción, antes encontrada (para un

fluido de 10<sup>o</sup>API) y localizada en la escala A3, quede enfrente de la gravedad API del aceite en la escala A7.

\* Localizar el porcentaje de aceite en el pozo en la escala A8 y frente a este porcentaje, en la escala A3, leer la pérdida de la carrera debida al contenido de aceite en el fluido.

Para la pérdida de la carrera debida al agua en el fluido:

\* Fijar el valor total en la escala A3 enfrente a la línea de 10<sup>o</sup> API del agua en la escala A7.

\* Localizar el porcentaje de agua en la escala A8 y leer la pérdida debida al agua en la escala A3.

La pérdida total se obtendrá sumando los valores encontrados para el aceite y el agua.

#### Ejemplo:

La pérdida total de la carrera en las varillas y la tubería de producción = 69.5 Pg

Aceite = 30<sup>o</sup> API

Agua = 30%

Cálculo por el aceite contenido: 42 Pg

Cálculo por el agua contenida: 21 Pg

Suma de las pérdidas: 63 Pg

Por lo tanto, la pérdida de la carrera por la gravedad del aceite y el agua es menor que la pérdida de la carrera de las

varillas y la tubería de producción considerando solamente agua.

e) Sobrecarrera del émbolo - Generalmente el término "sobrecarrera" es utilizado para expresar el movimiento vibratorio de la sarta de varillas y el émbolo, el cual tiende a hacer más larga la carrera del émbolo.

El método para calcular la sobrecarrera en la regla requiere el uso de una cantidad intermedia, la cual se representa por el símbolo "T". Haciendo uso de las escalas existentes más dos puntos especiales en la reglilla, es posible calcular el factor de la carga dinámica "T" y la sobrecarrera "OT".

Pasos para calcular "T":

\* En la escala A2 del diámetro de la bomba, a la izquierda del punto  $3 \frac{1}{2}$ ", encontrar la línea marcada con rojo "T".

\* En la escala A1 considerar que la profundidad de la bomba representa las carreras por minuto dividido entre 10. En esta escala fijar "T" enfrente a las carreras por minuto dividido por 10 y marcarlo.

\* Girar la regla y localizar en la escala B4 una cifra igual al número de Pg de la carrera superficial; leer el número marcado enfrente en la escala B3. Esto es 100 veces "T", el factor de la carga dinámica "T" es obtenido dividiendo el valor encontrado entre 100.

Para calcular la sobrecarrera "OT" se hace lo siguiente:

\* Calcular "T" y tenerlo en cuenta como se lee en la es  
cala B3.

\* Localizar en la escala "A2" la línea marcada con rojo  
"OT" a la derecha de  $1\frac{1}{4}$ " de diámetro de la bomba.

\* Mover la regilla hasta que "OT" esté frente a la pro  
fundidad de la bomba en la escala A1; girar la regla.

\* Encontrar en la escala B4 la cifra que corresponde a  
100 veces "T", el valor leído anteriormente.

\* Enfrente, en la escala B3, leer el valor que represent  
te en la Pg la sobrecarrera.

Ejemplo:

Prof. de la bomba:	5 000'
Carrera por minuto:	18
Carrera de la varilla pulida:	74"

Solución:

Cálculo de T:  
Lectura en B3: 34  
 $\therefore T = \frac{34}{100}$   
T = 0.34

Cálculo de la sobrecarrera.-  
Lectura en B3: 13  
 $\therefore$  Sobrecarrera = 13"

f) Carrera Neta del émbolo.

La carrera del émbolo es igual a la carrera de la varilla pulida más la sobrecarrera menos las pérdidas de carrera de la sarta de varillas y de la tubería de producción.

Ejemplo:

Calcular la carrera neta del émbolo si:

Carrera de la varilla pulida	= B = 74"
Pérdida de carrera de la sarta de varillas y la tubería de producción	= D = 63"
Sobre carrera	= C = 13"
Carrera neta del émbolo	= A =

$A = B + C - D$   
 $A = 74 + 13 - 63$   
 $A = 87 - 63$   
 $A = 14$

∴ Carrera neta del émbolo = 14"

g) Cálculo de la producción.

Pasos:

\* Fijar las carreras por minuto en la escala B2 frente al diámetro de la bomba en la escala B1.

\* Localizar la carrera del émbolo en Pg en la escala B3 y enfrente leer en la escala B4 la producción teórica.

Ejemplo:

Calcular la producción si:

Carreras por minuto: 18  
Diámetro de la bomba:  $2 \frac{1}{8}$ "  
Carrera del émbolo: 14"

Solución:

Producción calculada por 24 horas = 130 barriles/24 hrs.

h) Eficiencia Volumétrica.

La eficiencia volumétrica de una bomba es la relación en por ciento entre la producción teórica, basada en la longitud de la carrera de la varilla pulida, sin modificar, y la producción calculada, basada en la carrera neta del émbolo.

Pasos:

\* Fijar en la escala B3 el número 100 enfrente de la producción calculada en la escala B4.

\* Localizar en la escala B4 la producción medida y encontrar la eficiencia en por ciento en la escala B3.

Ejemplo:

Calcular la eficiencia si:

Producción calculada: 130

Producción medida: 80

Solución:

Eficiencia: 62%

i) Aproximación rápida en el cálculo del punto de carga máxima .

Los cálculos aproximados estarán de acuerdo más cercanamente con el resultado de los cálculos detallados mientras las siguientes condiciones comunes sean aprovechadas:

- \* El fluido es de una gravedad 10° API
- \* El nivel del fluido en el casing está cerca de la bomba.

- \* La combinación de longitud de carrera y velocidad de bombeo producen un factor de aceleración "T" igual a 0.20.

- \* La sarta de varillas es el 100% de 3/4"; o una sarta combinada de 7/8" y 3/4" o de 1", 7/8" y 3/4", diseñada para dar aproximadamente el mismo esfuerzo unitario en cada tamaño de varilla.

Para obtener la carga máxima, se siguen los siguientes pasos:

- \* Fijar el diámetro de la bomba en la escala B7, enfrente a la línea marcada en la escala B6 con el tamaño de la sarta a ser investigada.

\* Sostener la regla en esta posición y encontrar en la escala B3 la profundidad de la bomba en miles de pies.

\* Leer en la escala B4 el valor de la carga máxima en miles de libras.

Para cargas pequeñas, se puede trabajar con la profundidad en cientos de pies y con la carga en cientos de libras.

Ejemplo:

Calcular la carga máxima si:

Diámetro de la bomba:  $2 \frac{1}{2}$ "  
Sarta de varillas:  $\frac{7}{8}$  y  $\frac{3}{4}$   
Profundidad de la bomba: 5 000'

Solución:

Carga en el punto máximo = 21 000 lb

j) Aproximación rápida en el cálculo del esfuerzo.

Es conveniente poder hacer rápidamente una aproximación del esfuerzo en el punto de carga máxima, a la que estará sujeta la cima de las varillas; o también para encontrar el tamaño o la profundidad máximos de la bomba para un esfuerzo límite dado de las varillas.

Pasos.-

\* Fijar el diámetro de la bomba en la escala B7, enfrente al tamaño de las varillas superiores en la escala B5.

\* Leer el esfuerzo unitario en miles de  $\text{lbs/Pg}^2$  en la escala B4 bajo la profundidad de la bomba en miles de pies, en la escala B3. (Para cargas pequeñas, cientos de pies y cientos de PSI pueden ser usados)

Problemas.-

A.- Calcular el esfuerzo en la cima de la varilla de  $7/8''$

si:

Diámetro de la bomba:  $2\ 1/2''$   
Sarta de varillas:  $7/8''$  y  $3/4''$   
Profundidad de la bomba: 6 000'

Solución:

Esfuerzo: 41.000  $\text{lb/Pg}^2$

B.- Se desea encontrar la bomba de diámetro más grande que pueda utilizarse a una profundidad dada con una sarta de varillas bien diseñada conociendo el tamaño de la sección superior, con un factor de aceleración cerca de 0.20 y tal que el esfuerzo en la cima de las varillas no exceda a un valor aproximado dado.

Pasos.-

\* Fijar la profundidad en miles de pies en la escala B3, enfrente del esfuerzo permisible en miles de psi en la escala B4.

\* Bajo del tamaño de la sarta en la escala B5 se encontrará el diámetro de la bomba en la escala B7.

Ejemplo:

Calcular el diámetro de la bomba más grande si:

Esfuerzo máximo en las varillas: 40 000 psi  
Sarta de varillas: 1", 7/8" y 3/4"  
Profundidad: 8 500 ft

Solución:

Diámetro de la bomba más grande: 2"

k) Cálculo detallado de la carga máxima utilizando la fórmula de Mills.

Para que sea posible esto, es necesario seguir el siguiente proceso:

Calcular la carga de fluido en el área neta del émbolo.

Calcular "T".

Calcular el valor de (HT) veces la carga de las varillas (carga dinámica en las varillas).

Sumar la carga de las varillas (HT) veces a la carga del fluido en el área neta del émbolo para obtener la carga máxima la varilla superior como se indica a continuación.

1) Carga del fluido en el área neta del émbolo.

**Pasos:**

\* Fijar la marca Wog que está cerca del 3 de la escala B2, enfrente del diámetro de la bomba en la escala B1.

\* Leer la carga del fluido sobre área total del émbolo en cientos de libras en la escala B4, frente a la profundidad de la bomba en la escala B3 en cientos de pies, o la carga en miles de libras enfrente de la profundidad en miles de pies.

Luego, es necesario restar la carga del fluido en el área transversal de las varillas de la sección inferior. Los pasos necesarios para determinar dicha carga de fluido son:

\* Fijar Wog enfrente del tamaño de la varilla en la escala B1.

\* Leer la carga correspondiente en la escala B4, enfrente a la profundidad de la bomba en la escala B3, cientos de libras para cientos de pies o miles de libras para miles de pies.

La carga de fluido en el área neta del émbolo es la carga en el área total del émbolo menos la carga de fluido en el área de las varillas en el fondo.

**Ejemplo:**

Calcular la carga del fluido en el área neta del émbolo:

Diámetro de la bomba: 2 1/2"  
Profundidad de la bomba: 5 000 ft  
Sarta de varillas: 7/8" y 3/4"

Solución:

Cálculo de la carga de fluido en el área del total del émbolo: 10 500 lbs

Cálculo de la carga de fluido en el área de las varillas en el fondo: 950 lbs.

∴ La carga de fluido en el área neta del émbolo es -  
Igual a  $10\ 500 - 950 = 9550$  lbs.

m) Carga dinámica en las varillas.

Calcular el factor "T" y sumarle 1 para obtener  $1 + "T"$   
entonces:

Para sartas con varillas de uno o de dos tamaños, se siguen los siguientes pasos:

\* Localizar en la escala A5 el punto utilizado para encontrar la pérdida de la carrera de las varillas (sección b); muévase la reglilla hasta que dicho punto esté frente a la profundidad de la bomba en miles de pies en la escala A3; manténgase la reglilla en esta posición.

\* En la escala A4 encontrar el valor de HT y en la escala A3 encontrar el valor de la carga dinámica de las varillas en miles de lbs.

Para sartas con 3 ó 4 tamaños de varillas, se puede fijar cada longitud en la escala A3 enfrente del tamaño correspondiente de las varillas debido a esa porción se leerá en la escala A3, enfrente del valor  $l + t$  de la escala A4 (cientos de lb para cientos de ft, miles de lbs para miles de fts). La suma de las cargas - dinámicas parciales para cada tamaño es la carga dinámica total.

Ejemplo:

Sarta de varillas: 20% 7/8" y 80% 3/4"  
Profundidad de la bomba: 5 000'  
Carreras por minuto: 18  
Carrera de la varilla pulida: 74"

Solución:

Cálculo de T: 0.34  
Cálculo de  $l + T$ : 1.34  
Cálculo de la carga dinámica: 11 500 lbs

n) Resultado de las varillas: Carga máxima en las varillas por medio de la fórmula de Mills.

La carga máxima resultante es igual a la carga neta de fluido más la carga dinámica de la varilla.

Así, para el ejemplo de las secciones l y m se tiene:

$$\text{carga neta} = 9550 + 11500 = 21050 \text{ lbs}$$

o) Obtención del esfuerzo máximo en la varilla superior utilizando carga en dicho punto.

Estos cálculos pueden ser hechos siguiendo los siguientes pasos:

\* Fijar en la escala A3 la carga máxima en miles de lbs. enfrente de  $1\ 1/8''$  marcado en la escala A5.

\* El esfuerzo en  $\text{lbs/Pg}^2$  se encontrará en la escala A3, enfrente del tamaño de varilla de la parte superior de la sarta marcado en la escala A5.

Ejemplo:

Calcular el esfuerzo a partir de la carga máxima, si:

Carga máxima: 21 050 lbs.  
Varilla en la parte alta:  $7/8''$

Solución:

Esfuerzo: 35 000  $\text{lbs/Pg}^2$

p) Cálculo detallado de la carga utilizando la fórmula Slonneger o API.

Esta fórmula fue presentada por J. C. Slonneger y sugerida por el API para estimar la carga máxima, la cual origina el momento de torsión máximo.

Se deben seguir los siguientes pasos:

- A.- Calcular la carga de fluido en toda el área del émbolo.
- B.- Calcular el peso de las varillas en el aire.
- C.- Calcular el factor de impulso.
- D.- Sumar las cargas de las varillas y del fluido y multiplicar el total por la suma de ~~el~~ el factor de impulso.

q) Carga de fluido en el área total del émbolo.

Pasos:

Fijar Wog de la escala B2 enfrente al diámetro del émbolo en la escala B1.

Leer la carga de fluido en la escala B4, enfrente de la profundidad de la bomba en la escala B3; miles de libras para miles de pies o cientos de libras para cientos de pies.

Ejemplo:

Diámetro de la bomba: 2 1/2"  
Profundidad de la bomba: 5 000'

Solución:

Carga de fluido: 10 500 lbs.

Si es necesario, se puede corregir por densidad del fluido utilizando el procedimiento del inciso d.

r) Peso de las varillas en el aire.

El peso de la sarta de varillas, cuando no actúa la fuerza de flotación del fluido, se calcula como sigue para sartas con varillas de uno o dos tamaños:

\* Encontrar el tamaño de varillas, el punto de combinación de tamaños, en la escala A5.

\* Mover la reglilla de modo que la longitud de la sarta en la escala A3 coincida con el punto de la escala A5 antes seleccionado.

\* Leer el peso de las varillas en la escala A3, enfrente del 1 de la escala A4. (Miles de lbs. para miles de pies, cientos de lbs. para cientos de pies).

Para más de 2 tamaños, sumar los pesos de las longitudes de cada tamaño, calculados separadamente.

Ejemplo:

Profundidad de la bomba: 5 000'  
Sarta de varillas: 20% 7/8" y 80% de 3/4"

Solución:

Peso de la sarta de varillas en el aire: 8 700 lbs.

s) Factor de impulso en la Fórmula de Sionneger.

Pasos:

\* En la escala B1, fijar  $1\frac{1}{4}''$  como un punto especial y colocarlo enfrente del número de carreras por minuto en la escala B2.

\* Enfrente de la longitud en Pg de la carrera en la escala B3, leer en la escala B4 una cifra que es mil veces el factor de impulso.

Ejemplo:

Carrera de la varilla pulida: 84"  
Carreras por minuto: 18

Solución:

Cálculo del Factor de Impulso: 0.275

t) Resultado: Carga máxima por medio de la fórmula de Slonneger.

Pasos:

\* Sumar la carga de fluido mas el peso de las varillas.

\* Fijar el total a la carga, en miles de lb, en la escala A3 enfrente del 1 en la escala A4.

\* Leer la carga máxima, en miles de lb, en la escala A3 enfrente del factor ( $\frac{1}{2}$  factor de impulso) en la escala A4.

Ejemplo:

Carga de fluido: 10 500 lbs  
Peso de las varillas: 8 700 lbs  
Factor de impulso: 0.275

Solución:

Suma total: 19 200 lbs.  
(Factor de impulso): 1.275

∴ Carga en el punto máximo: 25 000 lbs.

u) Momento de torsión máximo.

El momento de torsión máximo puede ser calculado, por medio de una fórmula recomendada por el API, cuando la carga máxima en la varilla pulida es conocida o puede ser determinada, pero el contrabalanceo no es conocido.

Pasos:

\* Fijar el punto "PT" de la escala B3 frente a la carga de la varilla pulida en miles de lbs en la escala B4.

\* Encontrar en la escala B3 la longitud de la carrera de la varilla pulida en Pg y enfrente en la escala B4 leer en miles de libras por Pg el momento de torsión máximo.

Ejemplo:

Carga de la varilla pulida : 30 000 lbs  
Longitud de la carrera de varilla pulida: 74"

Solución:

Momento de torsión máximo: 550 000 lbs - Pg

v) Peso de las varillas en el aceite.

El peso de las varillas corregido por la fuerza de flotación es a menudo requerido. Este peso es también llamado el peso húmedo, peso en flotación, etc. Generalmente se calcula para un fluido de gravedad  $10^{\circ}$  API.

Pasos:

\* Fijar el peso de las varillas en aire en la escala A3 enfrente del 1 de la escala A4.

\* Leer el peso de las varillas en el aceite en la escala A3 enfrente a la marca R0 de la escala A5.

Ejemplo:

Peso de las varillas en el aire: 8 700 lbs.

Solución:

Peso de las varillas en el fluido: 7 700 lbs.

11.3.- METODO GRAFICO

Otro método para diseñar una instalación de bombeo es el presentado por R. E. Hicks y B. G. Agnew<sup>(20)</sup>, en el cual mediante gráficas se resuelve el problema, sin necesidad de recurrir a cálculos matemáticos; como punto de partida, es necesario conocer la producción del pozo y la profundidad de la bomba. Dichas gráficas, que se muestran en las figuras(10-17) se construyeron basándose en las fórmulas que a continuación se listan; en estas ecuaciones se

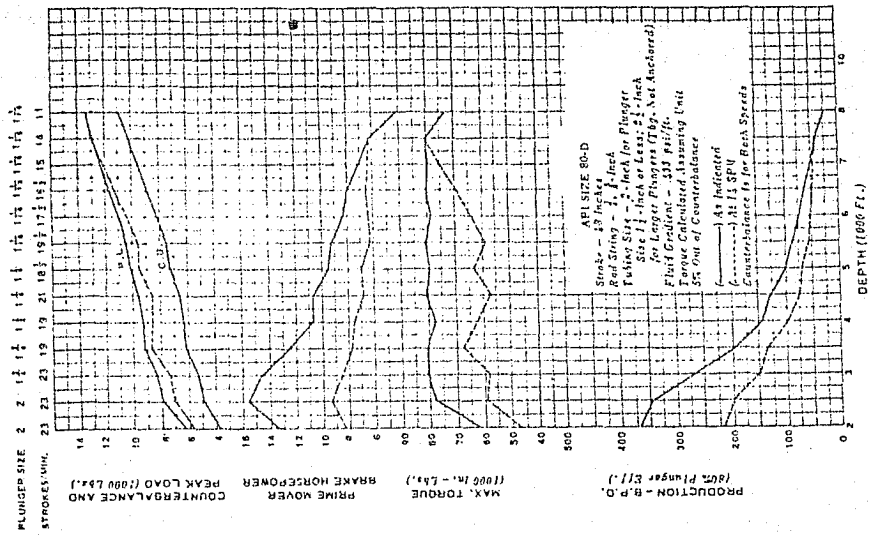


Fig. 11

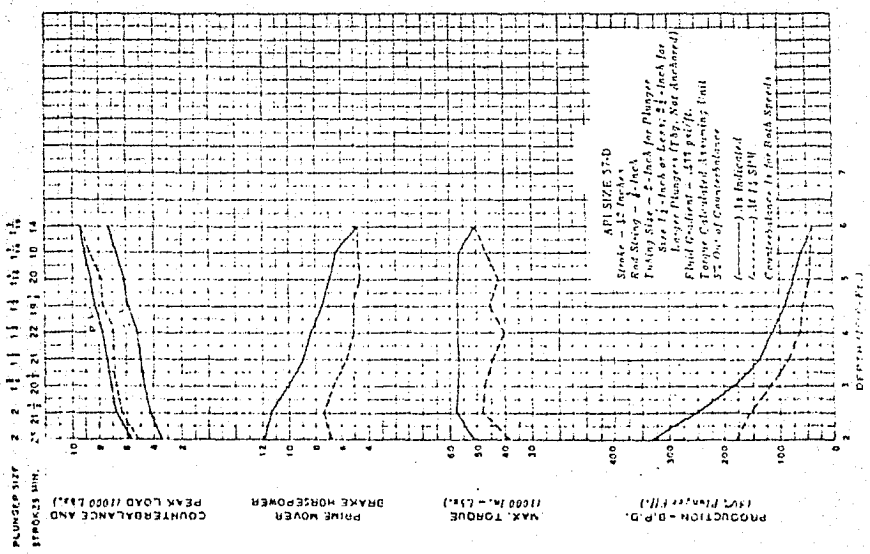


Fig. 1C





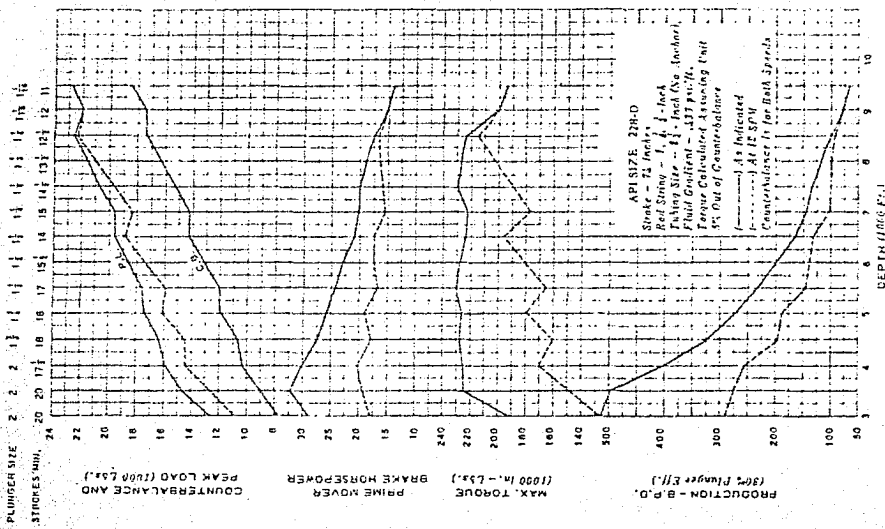


Fig. 14

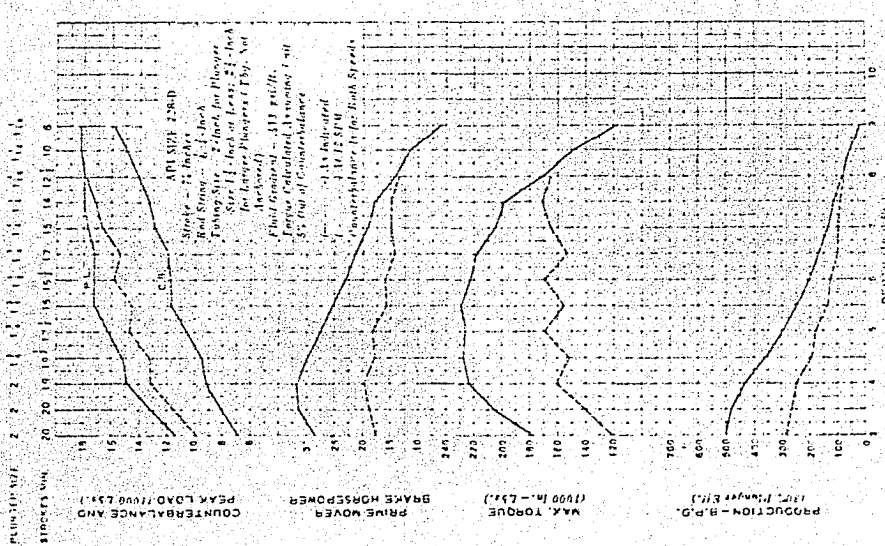


Fig. 15



supuso que el fluido tenía una densidad relativa de 1.0, que el levantamiento neto fue desde la profundidad de la bomba, que la unidad estuvo un 5% fuera de contrabalanceo y que la bomba tenía una eficiencia volumétrica de 80%.

a) Carga máxima en la varilla pulida.

$$P_1 = W_r [ 1 + (LN^2/70500) ] + W_{f1}$$

Donde:

$P_1$  = carga máxima en la varilla pulida, lb.

$W_r$  = peso de la sarta de varillas en el aire, lb.

$L$  = longitud de la carrera, Pg.

$N$  = Número de carreras por minuto.

$W_{f1}$  = peso del fluido, basado en el producto de la presión en la tubería de producción a la profundidad de la bomba por el área neta del émbolo (la diferencia entre el área del barril de la bomba y el área promedio de la sarta de varillas) menos el producto de la presión en la tubería de ademe a la profundidad de la bomba por el área total del émbolo.

$$A_f = \text{factor de aceleración} = 1 + (LN^2/70500)$$

b) Carga mínima en la varilla pulida

$$M_1 = W_r [ 1 - (LN^2/70500) - (D_{wf}/D_s) ]$$

Basándose de la suposición de que el fluido tiene una densidad relativa de 1.0, esta fórmula puede reducirse a:

$$M_1 = W_r (1.873 - AF)$$

Donde:

$M_1$  = carga mínima en la varilla pulida, lb.

$D_{wf}$  = densidad promedio del fluido en la Tubería de Producción, lb/ft<sup>3</sup>.

$D_s$  = densidad de las varillas de succión, lb/ft<sup>3</sup>.  
(490.3 lb/ft<sup>3</sup>).

c) Contrabalanceo.

$$CB = (P_1 + M_1)/2$$

Donde:

CB = efecto del contrabalanceo en la varilla pulida, lb.

d) Momento de torsión máximo.

$$T_p = [P_1 - (0.95)(CB)] [L/2]$$

Donde:

$T_p$  = momento de torsión máximo en, lb-Pg.

El factor 0.95 es usado para determinar el momento de torsión cuando la unidad está 5% fuera de contrabalanceo.

e) Producción.

1.- Alargamiento

$$S = [(12)(\Delta P)(A_p)/E] [(L_1/A_1) + (L_2/A_2) + (L_3/A_3) + (L_T/A_T)]$$

Donde:

$S$  = alargamiento de la tubería de producción y las varillas resultantes de la carga del fluido, Pg.

$\Delta p$  = diferencia de presión a través del émbolo, psi.

$A_p$  = área del barril de la bomba,  $pg^2$ .

$E$  = módulo de elasticidad, psi. ( $29 \times 10^6$  psi.)

$L_1, L_2, L_3$  = longitud de cada sección de la sarta de las varillas de succión, ft.

$A_1, A_2, A_3$  = área de la sección transversal de las varillas para cada tamaño,  $pg^2$ .

$L_T$  = longitud de la tubería de producción a la profundidad de la bomba, ft.

$A_T$  = área de la sección transversal de las paredes de la tubería de producción,  $pg^2$ .

(Si la tubería de producción está anclada,  $L_T/A_T$  debe de omitirse de la fórmula.)

2.- Sobrecarrera

$$OT = (D/1000)^2 (1.55) (LN^2/70500)$$

Donde:

$OT$  = sobrecarrera del émbolo de la bomba, Pg.

$D$  = profundidad de la bomba, ft.

La anterior fórmula es una forma simplificada de la fórmula propuesta por C. J. Coberly (23.)

3.- Carrera neta del émbolo.

$$NPT = L + OT - S$$

Donde:

NPT = carrera neta del émbolo, Pg.

4.- Producción

$$Q = (NPT) (N) (K)$$

Donde:

Q = desplazamiento de la bomba, bls/día.

K = constante del émbolo de la bomba, bls/día/carrera/min/Pg.  
de la carrera del émbolo.

f) Potencia al freno

$$BHP = \frac{[ (Q) (Dwf) (Ln) ]}{[ (1440) (33000) (f) (Ep) (Eu) ]}$$

Basándose en las suposiciones hechas, la fórmula puede reducirse a:

BHP = potencia requerida del motor primario.

Ln = elevación neta del fluido, ft.

Ep = eficiencia volumétrica de la bomba, %.

f = factor empírico de fricción = 0.78

Eu = eficiencia mecánica de la unidad de bombeo y -  
de la transmisión con banda "V", %

## CAPITULO III

### COMPARACION DE LOS METODOS DE DISEÑO

El siguiente problema servirá para comparar los métodos mencionados en el capítulo II.

Un pozo petrolero se explotará mediante bombeo mecánico; se colocará la bomba a 4 000 ft, la producción esperada es de 450 barriles por día de un fluido que tiene una densidad relativa de 0.9 y no contiene H<sub>2</sub>S. Se cree que el nivel de trabajo será bajo. El motor primario va a ser una máquina de gas de dos cilindros. Las varillas de succión serán de acero al carbón 1040, las cuales tienen un esfuerzo de trabajo de 30 000 psi en fluidos no corrosivos.

Seleccionar el equipo superficial y subsuperficial para la unidad y calcular la potencia al freno de que debe disponerse en el motor primario.

#### Solución:

##### III.1.- METODO ANALITICO

a)  $V = \frac{q}{E_v}$  ;  $E_v = 0.80$  (eficiencia volumétrica supuesta)

$$V = \frac{450}{0.80}$$

$$V = 562.5 \text{ bls/día}$$

b) Con  $L = 4000$  ft y,  $V = 562.5$  bls/día de la gráfica (8) se ve que lo indicado es emplear una unidad API 228 y con una carrera de 74 Pg. Un ejemplo de una unidad que satisface estas especificaciones es la Lufkin C-228D-173-74 con manivela 64688, contrapesos 3CR0, un efecto de contrabalanceo máximo de 10870 lb sin pesos auxiliares y una capacidad de carga del balancín de 17300 lb.

c) De la tabla (10)

tamaño del émbolo	= 2	Pg
tamaño tubería de producción	= 2 1/2	Pg
tamaño de las varillas	= 3/4 y 7/8	Pg
velocidad de bombeo	= 19	carreras/min

De la tabla (1)

$A_1 = 0.442$	$Pg^2$	$M_1 = 1.63$	lbs/ft
$A_2 = 0.601$	$Pg^2$	$M_2 = 2.16$	lb/ft

De la tabla (2)

$A_p = 3.142$	$Pg^2$
$K = 0.466$	bls/día/Pg/cpm

De la tabla (3)

$A_t = 1.812$	$Pg^2$
---------------	--------

d) De la tabla (4), para una sarta combinada de varillas de 3/4 y 7/8:

$$R_1 = 0.786 - 0.0566 A_p$$

$$R_1 = 0.786 - 0.178$$

$$R_1 = 0.608$$

$$R_2 = 0.214 + 0.0566 A_p$$

$$R_2 = 0.214 + 0.178$$

$$R_2 = 0.392$$

e)

$$L_1 = L R_1$$

$$L_1 = 4000 \times 0.608$$

$$L_1 = 2432 \text{ ft (2400 ft)}$$

$$L_2 = L R_2$$

$$L_2 = 4000 \times 0.392$$

$$L_2 = 1568 \text{ ft (1600 ft)}$$

Se redondean  $L_1$  y  $L_2$  a un múltiplo de la longitud de una varilla.

f)

$$\omega = 5N^2/70500$$

$$\omega = 74 \times 19^2/70500$$

$$\omega = 26714/70500$$

$$\omega = 0.379$$

g) Como el nivel de trabajo es bajo,  $D = 1$  y  $E = 30 \times 10^6$ .

$$S_p = 5 + \frac{40.8 L^2 \omega}{E} - \frac{5.20 \text{ GDA}_p}{E} \left[ \frac{L}{A_t} + \frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} \right]$$

$$S_p = 74 + \frac{40.8 \times 4000^2 \times 0.379}{30 \times 10^6} - \frac{5.20 \times 0.9 \times 4000 \times 3.142}{30 \times 10^6} \left[ \right]$$

$$\frac{4000}{1.812} + \frac{2400}{0.442} + \frac{1600}{0.601} \left[ \right]$$

$$Sp = 74 + 8.247 - 0.002 [2207.506 + 5429.864 + 2662.230]$$

$$Sp = 74 + 3.247 - 0.002 [10299.6]$$

$$Sp = 74 + 8.247 - 20.6$$

$$Sp = 61.648 \text{ Pg}$$

h)  $q = KSpNEv$

$$q = 0.466 \times 61.648 \times 19 \times 0.80$$

$$q = 436.665 \text{ bis/día}$$

De modo que la producción deseada de 450 bis/día puede -  
obtenerse sólo aproximadamente.

i)

$$Wr = M_1 L_1 + M_2 L_2$$

$$Wr = 1.63 \times 2400 + 2.16 \times 1600$$

$$Wr = 3912 + 3456$$

$$Wr = 7368 \text{ lbs}$$

j)  $Wf = 0.433 G (LAp - 0.294 Wr)$

$$Wf = 0.433 \times 0.9 (4000 \times 3.142 - 0.294 \times 7368)$$

$$Wf = 0.390 (12568 - 2166.192)$$

$$Wf = 0.390 (10401.808)$$

$$Wf = 4056.705 \text{ lbs}$$

k)  $W_{max} = Wf + Wr (1 + \infty)$

$$W_{max} = 4056.705 + 7368 (1 + 0.379)$$

$$W_{max} = 4056.705 + 7368 (1.379)$$

$$W_{max} = 14217.177 \text{ lb}$$

Así que la carga sobre el balancín está dentro del valor  
permisible de 17 300 lb.

$$l) \quad \sigma = \frac{W_{\max}}{Az}$$

$$\sigma = \frac{14217.177}{0.601}$$

$$\sigma = 23655.869 \text{ psi}$$

Valor que es menor que el límite permisible de 30 000 psi.

$$m) \quad C_i = 0.5 W_f + W_r (1 - 0.0635 G)$$

$$C_i = 2028.352 + 7368 (1 - 0.057)$$

$$C_i = 2028.35 + 7368 (0.943)$$

$$C_i = 8976.374 \text{ lb}$$

El efecto de contrabalanceo ideal puede obtenerse, ya que se dispone de un efecto máximo de 10 870 lb.

n) De la literatura de los fabricantes se determina la posición de los contrapesos para lograr el efecto de contrabalanceo deseado.

$$o) \quad T_p = (W_{\max} - 0.95 C_i) S / 2$$

$$T_p = (14217.177 - 0.95 \times 8976.374) 74 / 2$$

$$T_p = (14217.177 - 8527.555) 37$$

$$T_p = 210516.014 \text{ Pg-lb}$$

La unidad tamaño API 228 tiene una capacidad de 228 000 Pg-lb, de modo que el momento de torsión máximo está dentro del límite permisible.

p) Suponiendo que el levantamiento neto y la profundidad de la bomba son iguales.

$$Hh = 7.36 \times 10^{-6} q G L_N$$

$$Hh = 7.36 \times 10^{-6} \times 436.665 \times 0.9 \times 4000$$

$$Hh = 11.56 \text{ hp}$$

$$Hf = 6.31 \times 10^{-7} W_r S_N$$

$$Hf = 6.31 \times 10^{-7} \times 7368 \times 74 \times 19$$

$$Hf = 6.536 \text{ hp}$$

$$Hb = 1.5 (Hh + Hf)$$

$$Hb = 27.144 \text{ hp}$$

q) Para la unidad C-228D-173-74, la relación de transmisión del reductor de engranes Lufkin 228D es 28.45 y la polea standard tiene un diámetro de paso 34 Pgs. El motor de gas Lufkin HC-333 tiene una potencia nominal de 30 hp a una velocidad continua de 650 rpm. Así que el diámetro de paso de la polea del motor será:

$$d_e = Z d_u \frac{N}{N_e}$$

$$d_e = 28.45 \times 34 \frac{19}{650}$$

$$d_e = 28.275 \text{ Pgs.}$$

### III.2.- REGLA US1

Utilizando la regla US1, según se explicó en la sección 11.2, podemos comprobar los resultados obtenidos en la sección III.1.

Datos:

Profundidad total = 4000 ft

Carrera de la varilla pulida = 74 Pg.

Diámetro de la bomba = 2 Pg.

Diámetro de la tubería de producción = 2 i/2 Pg.

Varillas de 3/4 Pg. = 2400 ft (60%)

Varillas de 7/8 Pg. = 1600 ft (40%)

Densidad relativa del fluido = 0.9 = 25.2°API

Porcentaje de agua = 0

Velocidad de bombeo = 19 carreras/min.

Eficiencia volumétrica = 80%

a) Pérdida de la carrera debido al alargamiento de las varillas y de la tubería de producción:

Para las varillas: 17.5 Pg.

Para el tubing : 4.9 Pg.

T O T A L : 22.4 Pg

b) Corrección por densidad del fluido de la pérdida de carrera:

Por el aceite: 20.2 Pg.

Por el agua : 0

T O T A L : 20.2 Pg.

c) Sobrecarrera del émbolo:

Factor de aceleración "T": 0.38

Sobrecarrera : 9.5 Pg.

d) Carrera neta del émbolo:

$74 + 9.5 - 20.2 = 63.3$  Pg.

e) Producción:

Desplazamiento de la bomba: 560 bls/día

Producción real : 450 bls/día

f) Cálculo rápido aproximado de la carga máxima sobre -  
la varilla pulida:

Este procedimiento no es muy exacto para el problema en  
cuestión ya "T" es mucho mayor que 0.20.

Carga máxima: 13 200 lb

g) Cálculo rápido aproximado del esfuerzo máximo en la  
varilla pulida:

Esfuerzo máximo: 22 000 psi

h) Carga máxima mediante la fórmula de Mills:

Carga de fluido en el área neta del émbolo: 4 150 lb

Carga dinámica de las varillas: 10 100 lb

T O T A L : 14 250 lb

i) Esfuerzo máximo en la varilla pulida:

Esfuerzo máximo: 23 800 lb

j) Carga máxima mediante la fórmula de Slonnegar:

Carga de fluido en el área total del émbolo: 4 850 lb

Peso de las varillas en el aire: 7 400 lb

12 250 lb

Factor de impulso: 0.255

Carga máxima : 15 300 lb

k) Momento de torsión máximo:

Momento máximo: 226 000 Pg-lb

l) Peso de las varillas en aceite:

Varillas en aire: 7 400 lb

Varillas en aceite: 6 500 lb

Comparando los resultados obtenidos por los tres métodos, se observa que son muy parecidos entre sí; por lo que se puede concluir que es permisible utilizar uno, cualquiera de ellos, para resolver problemas de diseño de bombeo mecánico y recurrir a los otros dos como medios de comprobación.

### III.3.- METODO GRAFICO

Si utilizamos las gráficas propuestas por Hicks y Agnew, los resultados para el problema propuesto al principio de este capítulo son:

a) Para una profundidad de 4 000 ft, en la fig.(14) se ve que una unidad API 228 D puede producir, con una eficiencia volumétrica de 80%, 430 bis/día (valor muy cercano a los 450 bis/día deseados). La carrera de la varilla pulida debe ser de 74 Pg.

De la misma gráfica se pueden obtener los siguientes valores:

- b) Tamaño del émbolo: 2 Pg
- c) Tamaño de la tubería de producción: 2 1/2 Pg.
- d) Tamaño de las varillas: 3/4 y 7/8 Pg.
- e) Velocidad de bombeo: 19 carreras/min.
- f) Carga máxima: 14 900 lb
- g) Contrabalanceo: 9 200 lb
- h) Momento de torsión máximo: 224 000 lb-Pg.
- i) Potencia al freno del motor primario: 32 hp

## C A P I T U L O   I V

### REGISTRO E INTERPRETACION DE CARTAS DE DINAMOMETRO

Los factores que influyen en los esfuerzos de las varillas de la bomba y el comportamiento de la bomba de émbolo son complejos, por lo que el uso de fórmulas para calcularlos y analizarlos presenta muchas incertidumbres.

Una resolución más segura en esos problemas requiere el uso de un dinamómetro para registrar las variaciones de los esfuerzos en la varilla pulida.

Colocado entre el gancho de ésta y el colgador del balancín, que soporta la columna de varillas en el pozo, el dinamómetro es sensible a los cambios de esfuerzos en la varilla pulida, y esas variaciones se registran gráficamente en forma de un diagrama de esfuerzos que muestran el esfuerzo real de la varilla durante una carrera hacia arriba y hacia abajo del balancín.

El registro del dinamómetro <sup>(10)(11)(12)</sup> es el resultado de todas las fuerzas que operan en cada instante durante el ciclo de la bomba. El registro puede proporcionar no solamente una medida directa de las variaciones de esfuerzo en las varillas, sino que también puede dar la base para estimar el funcionamiento de la bomba en el otro extremo de la columna de varillas.

Los dinamómetros para varilla pulida usados en esta forma son de tres tipos:

- 1.- Hidráulico
- 2.- Mecánico
- 3.- Eléctrico

En el dinamómetro de tipo hidráulico, una porción de la carga de la varilla pulida se transmite hidráulicamente a través de un diafragma y una manguera flexible llena de aceite a una unidad registradora en la cual una plumilla que asienta en una gráfica es sensible a los cambios de presión del fluido de la conexión.

La gráfica está montada en un tambor indicador que se hace girar con una cuerda o alambre fijado al balancín. La pluma indicadora, traza así sobre la carta cilíndrica, una gráfica indicadora de la presión ejercida por la carga de la varilla en el diafragma durante la carrera ascendente y descendente del balancín.

Multiplicando la distancia de la línea de presión a la línea de carga cero, en la carta cualquier parte de la carrera, por la constante del dinamómetro da directamente la carga en la varilla en ese punto.

\* El dinamómetro de tipo mecánico usa un indicador de esfuerzo fijo a la varilla pulida para registrar las variaciones de esfuerzos, y los movimientos de las partes indicadoras del instrumento se amplifican mecánicamente en la carta de registro.

\* El dinamómetro de tipo eléctrico comprende un indicador de tensión eléctrico o magnético y un mecanismo eléctrico registrador sensible a los cambios de los esfuerzos de la varilla y del movimiento del balancín.

Interpretación de una Carta de Dinamómetro.<sup>(21)</sup>

Consideremos un sistema ideal de bombeo en donde se obtienen las siguientes condiciones:

- 1.- El pozo es bombeado lentamente, es decir, no hay fuerzas de aceleración.
- 2.- No existen fuerzas de vibración dentro del sistema.
- 3.- No existen fuerzas de fricción.
- 4.- La válvula de pie se abre y la válvula viajera cierra instantáneamente al empezar la carrera ascendente.
- 5.- La válvula de pie cierra y la válvula viajera abre instantáneamente al empezar la carrera descendente.
- 6.- No hay cambios en la longitud de las varillas debido a la carga del fluido transferido.

Si tal conjunto de condiciones fuera posible, la carta de dinamómetro de un pozo sería un rectángulo (Fig.18). La línea AB representa la carrera ascendente, donde la carga de la varilla pulida es la carga del fluido más el peso de las varillas en el fluido. Al final de la carrera ascendente, la carga del fluido es

inmediatamente transferida a la válvula de pie y la línea CD, la -  
cual representa la carrera descendente, indica que la carga en la  
varilla pulida es simplemente el peso de las varillas en el fluido.

Por consiguiente, la forma de una carta de dinamómetro -  
ideal es dada por solo dos factores de carga, que son, carga del -  
fluido y el peso de las varillas en el fluido. Para cualquier sis-  
tema de bombeo, esto es, por supuesto, imposible ya que es sumamen-  
te difícil cumplir cualquiera de las seis condiciones ideales.

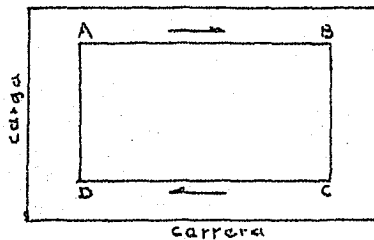


Figura (18)

La siguiente figura (fig.19) nos muestra una carta dina-  
métrica similar a la que se obtendría en un sistema de bombeo -  
normal.

El punto A representa el principio de la carrera ascen-  
dente y el final de la carrera descendente para la varilla pulida;  
al cerrarse la válvula viajera, la varilla pulida empieza a levanta-  
r la carga de fluido, esto explica el aumento en la carga de A a  
B. La disminución momentánea en la carga de la varilla pulida des-  
de B a C es un resultado del alargamiento de la varilla, el cual -

ocurre cuando las varillas aumentan su carga de fluido. Al moverse hacia arriba las varillas, la carga de aceleración aumenta hasta alcanzar un máximo en el punto D, teóricamente cerca del punto medio de la carrera ascendente. Desde el punto D al punto E la carga de aceleración disminuye cuando la velocidad de la varilla decrece hasta cero.

El punto E representa el final de la carrera ascendente y el principio de la carrera descendente. Al caer las varillas, la válvula viajera se abre y la válvula de pie se cierra. En el punto F la válvula de pie ha tomado más carga de fluido y existe una fuerte disminución en la carga de la varilla pulida.

La carga de aceleración (la cual, sobre la carrera descendente, disminuye la carga de la varilla pulida) aumenta hasta el punto G, cerca de la mitad de la carrera descendente, donde ocurre el mínimo de la carga de la varilla pulida. De G a A la carga de aceleración negativa disminuye, causando un aumento en la carga de la varilla pulida.

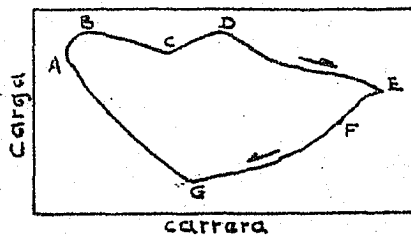


Figura (19)

La siguiente figura presenta dos cartas que muestran el efecto de la variación de la longitud de la carrera.

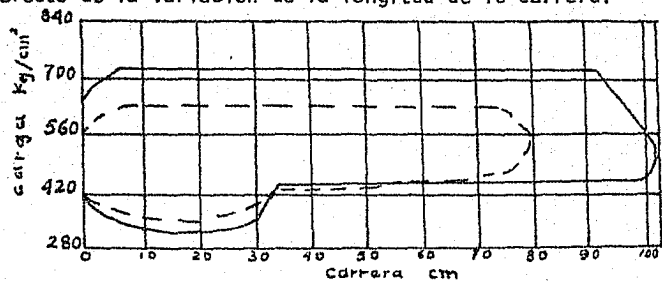


Figura (20)

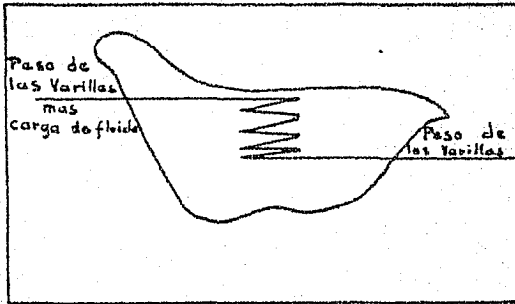
### Aplicaciones de las Cartas de Dinamómetro-

Fagg (11) proporciona los siguientes métodos para checar las condiciones de las válvulas ayudándose de cartas de dinamómetro. Para checar la válvula viajera, la unidad es detenida cerca del centro de la carrera ascendente, si la cuerda del tambor del dinamómetro es jalada una vez, la línea registrada en la carta por la plumilla principal, representa el peso de las varillas de succión más el peso del fluido en el émbolo (fig.21).

Con la unidad permaneciendo en reposo, la cuerda será tirada rápidamente con intervalos de un segundo. Cualquier reducción de carga en la varilla pulida indica pérdida de fluido a través de la válvula viajera o el émbolo.

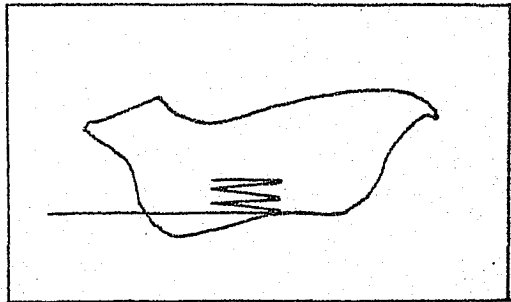
La válvula de pie puede ser checada deteniendo la unidad cerca del fin de la carrera descendente, e inmediatamente tirando de la cuerda. En este punto del ciclo de bombeo, la válvula fija estará cerrada y la válvula viajera abierta. La línea que se registra representa el peso muerto de las varillas.

Si la carga permanece constante con el tiempo, no hay pérdidas a través de la válvula fija. Si la carga aumenta (fig.22), significa que hay fuga a través de la válvula de pie y que parte de la carga de fluido se está transmitiendo al émbolo y a la sarta de varillas.



(Fig. 21)

Pérdida de fluido en la  
válvula viajera



(Fig. 22)

Pérdida de fluido en la  
válvula fija

Las cartas de dinamómetro se utilizan también con el objeto de determinar momentos de torsión instantáneos en el ciclo de bombeo para evaluar el efecto de contrabalanceo, además de la potencia instantánea.

Para comprender este método, según Fagg, nos referiremos a la siguiente figura(23)

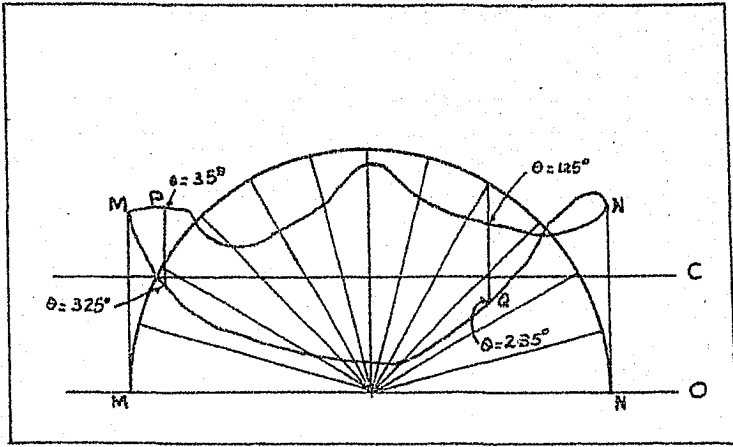


Figura (23)

La fuente de información es la carta dinamo-métrica que incluye las líneas que representan el efecto de contrabalanceo y de carga cero, considerando los puntos M y N como representativos del comienzo de la carrera ascendente y la carrera descendente respectivamente. También consideraremos a  $\theta$  como el ángulo entre la manivela y la vertical y medido en el sentido de las manecillas del reloj por la posición de la manivela al comienzo de la carrera ascendente.

Si M y N son proyectados verticalmente a la línea de carga cero y se dibuja un semicírculo usando esta proyección como diámetro, los puntos en la carta dinamo-métrica correspondientes a los ángulos de la manivela dados, pueden ser determinados.

Esto se logra construyendo radios tales que dividan al semicírculo en segmentos iguales de  $15^\circ$  cada uno y después proyec-

tando verticalmente la intersección de los radios con el senicfrcto. La intersección de estas proyecciones con la curva de cargas, representa los valores instantáneos de la carga de la varilla pulida (W) a diferentes ángulos  $\theta$  de la manivela.

El momento torsionante (lb-in) instantáneo es calculado a partir de:

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

Donde:

W = Carga en la varilla pulida (lb)

C = Efecto de contrabalanceo total en la varilla pulida (lb)

S = Longitud de la carrera de la varilla pulida (in)

$\theta$  = Ángulo de la manivela con la vertical

Para determinar las cargas correspondientes a los ángulos de la manivela, se tomará en cuenta, el hecho de que en la carrera ascendente el ángulo de la manivela varía de  $0^\circ$  a  $180^\circ$  y en la carrera descendente el ángulo de la manivela varía de  $180^\circ$  a  $360^\circ$ .

Ejemplo:

En la figura anterior del punto "P" arriba de la línea de carga, cero es  $1 \frac{3}{4}$  in. La distancia del punto "Q" arriba de la línea de carga, cero es  $\frac{2}{4}$  in y la distancia de la línea "C" (efecto de contrabalanceo) arriba de la línea de carga cero es -

3/4 in. La constante del instrumento para el dinamómetro es 4 000 lb/in. Calcular el momento torsionante instantáneo en el reductor de engrane:

- a) Cuando el ángulo de la manivela es 35° y
- b) Cuando el ángulo de la manivela es 235°.

La longitud de la carrera de la varilla pulida es de 52 in.

Solución:

$$C = 4\ 000\ \text{lb/in} \times 3/4\ \text{in} = 3\ 000\ \text{lb}$$

$$S/2 = \frac{52}{2} = 26\ \text{in}$$

a)  $\text{Sen } \theta = \text{Sen } 35^\circ = 0.575$

$$W = 4\ 000\ \text{lb/in} \times 1\ 3/4\ \text{in} = 7\ 000\ \text{lb}$$

$$T = (W - C) (S/2) \text{ Sen } \theta = 7\ 000 - 3\ 000) \times 26 \times 0.575 = 59\ 000\ \text{lb} \cdot \text{in.}$$

b)  $\text{Sen } \theta = \text{Sen } 235^\circ = -0.82$

$$W = 4\ 000\ \text{lb/in} \times 2/4 = 2\ 000\ \text{lb}$$

$$T = (2\ 000 - 3\ 000) \times 26 \times (-0.82) = 21\ 400\ \text{lb} \cdot \text{in.}$$

El contrabalanceo correcto es considerado generalmente como la media entre las cargas máxima y mínima mostradas por la carta. El contrabalanceo existente puede ser ajustado en conformidad.

Para obtener la confirmación del correcto contrabalanceo, otra carta deberá ser corrida después de que el contrabalanceo ha sido ajustado y una curva de momento torsionante será graficada de la última carta. Cuando esta curva de momento torsionante tenga puntos máximos iguales para las carreras ascendente y descendente, el pozo estará contrabalanceado adecuadamente.

## REFERENCIAS

- 1.- Lester C. Uren "Dispositivos Mecánicos para Elevar el Fluido" Ingeniería de Producción del Petróleo, Explotación.
- 2.- R. J. Villigrana y W. Messick "Corrosión de las Varillas de Suc - ción" Pet. Int. Enero 1950.
- 3.- W. G. Taylor "Motores Eléctricos" Pet. Int. Mayo 1950.
- 4.- R. I. Chenault "Detalles y Cifras sobre Bombas" Pet. Int. Agosto 1950.
- 5.- J. Zaba "Desplazamiento del Embolo" Pet. Int. 1952.
- 6.- Cooper Richards "Sucker-Rod Pumping Units" Pet. Int. Junio 1955.
- 7.- A. A. Hardy "Wrong Handling Causes Sucker-Rod Failures"
- 8.- Philip Gindes "Nuevo Concepto de Análisis de Instalaciones" Pet. - Int. Marzo 1966.
- 9.- Oil Weekly "selección del Tamaño del Embolo para Optimas Condiciones de Bombeo con Varillas de Succión" Abril 1941.
- 10.- J. H. Russel, Jr. "Interpretation of Dynamometer Cards" World Oil July 1953.
- 11.- I. W. Fagg "Dynamometer Cards and Well Weighing" AIME 1950.
- 12.- J. R. Eickmeir "Diagnostic Analysis of Dynamometer Cards" Pet. - Transactions.
- 13.- H. E. Gray "Kinematics of Oil Well Pumping Units" Drilling and - Prod. Pract. 1963 A. P. 1.
- 14.- Gibbs S. G. "Predicting the Behavior of Sucker Rod Pumping Systems" J. Petr. Tech. Julio 1963.
- 15.- Thomas C. Frick "Petroleum Production Hand Book" Vol 1 1962.

- 16.- U S I Factorule "For Calculating Production, Loads in Pumping Wells" U. S. I. Industries INC. 1956.
- 17.- U S I "Sucker Rods" U. S. I. Industries INC.
- 18.- "Sucker-Rod" Handbook Bethlehem Steel Company.
- 19.- J. D. Clegg "Pumping" Drilling and Production Practice A P I 1963.
- 20.- R. E. Hicks and B. G. Agnew "Method of Establishing Pumping - Unit Requirements" Drilling and Production Pract. 1958 A P I.
- 21.- Craft, Holden and Graves "Well Design: Drilling and Production".
- 22.- "Well Pumping" Profit Division of Production Series.
- 23.- Coberly C.J. "High Volumetric Efficiency in Oil Well Pumping and Its Practical Results" Proc. Am. Pet. Inst. Sect.IV. 1931.
24. - Lester Chaerles Uren "Petroleum Production engineering; Explotaicion 3th. ed."