

T
621.65
ENR.



Escuela Superior Politécnica del Litoral

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

“Cálculo de Instalación de Bombeo para Pozos de Petróleo”

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO



Presentada por:

Carlos Alberto Enriquez Arias

Guayaquil --Ecuador

Año -- 2001

AGRADECIMIENTO



Al Ing. Ángel Vargas Zúñiga ,

Director de mi Tesis

3

DEDICATORIA

A la persona que hizo posible esto :

SONIA ARIAS, la mamá más
linda del mundo.

3

A la mujer que amo:

ALEXI GUEVARA KHULI, el
amor de mi vida.

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN

3

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP



Ing. Ángel Vargas Z.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Jorge Duque R.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente, y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)


Carlos Alberto Enriquez Arias



RESUMEN

En la presente tesis se efectuará el cálculo de instalaciones de bombeo para 8 pozos de petróleo del campo PACOA, ubicado en San Pablo, península de Santa Elena, explotados actualmente por la compañía coreana CANADA GRANDE LTD, dichos pozos están siendo producidos bajo el sistema de Swabing o pistoneo.

Se aprovechará las características similares de estos pozos en cuanto a profundidad, producción y gravedad específica del fluido para seleccionar una unidad de bombeo móvil y no 8 unidades fijas, lo cual reducirá enormemente los costos.

Se analizarán los parámetros de mayor importancia dentro del cálculo de una instalación de bombeo, como son: la carrera neta del pistón, diseño del conjunto de varillas de succión, cargas en el vástago pulido, contrabalance y torque, y potencia del motor.

Se presentará también para cada parámetro las fórmulas usadas por el método API y los cálculos realizados para cada instalación de bombeo.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	I
ÍNDICE GENERAL.....	II
ABREVIATURAS	IV
SIMBOLOGÍA.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	X
INTRODUCCIÓN.....	1
I. OPERACIÓN Y EQUIPO DE BOMBEO	3
1.1 El ciclo de bombeo.....	4
1.2 Equipo superficial.....	7
1.3 Equipo de subsuelo.....	15
II. PARÁMETROS FUNDAMENTALES.....	29
2.1 La carrera neta del pistón.....	29
2.2 Diseño del conjunto de varillas de succión.....	33
2.3 Cargas en el vástago pulido.....	33
2.4 Contrabalance y torque.....	36
2.5 Potencia del motor.....	38

III. CÁLCULO DE INSTALACIONES DE BOMBEO POR

MÉTODO API.....	40
3.1 Cálculo de la instalación para Pozo PACOA 2.....	41
3.2 Cálculo de la instalación para Pozo PACOA 14.....	68
3.3 Cálculo de la instalación para Pozo PACOA 17.....	73
3.4 Cálculo de la instalación para Pozo PACOA 24.....	77
3.5 Cálculo de la instalación para Pozo PACOA 26.....	81
3.6 Cálculo de la instalación para Pozo PACOA 33.....	85
3.7 Cálculo de la instalación para Pozo PACOA 34.....	89
3.8 Cálculo de la instalación para Pozo SAN PABLO.....	93

IV. COSTOS.....97

4.1 Costo del equipo superficial.....	97
4.1.1 Costo de la unidad de bombeo.....	97
4.1.2 Costo del motor primario.....	98
4.2 Costo del equipo de subsuelo.....	99
4.2.1 Costo de la bomba de subsuelo.....	99
4.2.2 Costo de las varillas de succión.....	100

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 103

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA



ABREVIATURAS

bs	:	Barriles
bs/día	:	Barriles por día
c.p.m.	:	Cameras por minuto
lbs	:	Libras
lbs/pie	:	Libras por pie
lbs-pie	:	Libras pie
lbs-pulg	:	Libras pulgadas
lbs/pulg²	:	Libras por pulgada cuadrada
psi	:	Libras por pulgada cuadrada
pulgs	:	Pulgadas
pulgs²	:	Pulgadas cuadradas
pulgs /lb	:	Pulgadas por libras
hp	:	Caballos de poder
\$:	Dólares

SIMBOLOGÍA

- A_p** : Área transversal del pistón, pulg²
 A_r : Área transversal de la varilla de succión, pulg²
 A_t : Área transversal de la pared de la tubería de producción, pulg²
CBE : Contrapeso requerido, lbs.
D : Diámetro del pistón, pulgs.
E : Modulo de elasticidad para el acero, psi.
 E_v : Eficiencia volumétrica de la bomba, %
 E_r : Constante elástica de las varillas de succión, pulgs/lb-pie.
 E_t : Constante elástica de la tubería de producción, pulg/lb-pie.
 F_0 : Carga de fluido diferencial en el área total del pistón, lbs.
 F_1 : Factor de carga máxima.
 F_2 : Factor de carga mínima.
 F_3 : Factor de potencia.
G : Gravedad específica del fluido producido
H : Nivel de fluido, pies.
 $1/k_r$: Constante elástica total de las varillas, pulg/lb.
 $1/k_t$: Constante elástica total de la tubería, pulg/lb.
L : Longitud del conjunto de varillas de succión, pies.
MPRL : Carga mínima en el vástago pulido, lbs.
N : Velocidad de bombeo, c.p.m.
 N_0 : Frecuencia natural del conjunto de varillas de succión, c.p.m.
PD : Desplazamiento de la bomba, bla/día.
PPRL : Carga máxima en el vástago pulido, lbs.
PT : Torque máximo, lb-pulgs.
PRHP : Potencia requerida en el vástago pulido, hp.
q : producción estimada, bla/ día.
S : Longitud de la carrera del vástago pulido, pulgadas

- S_{tr} : Libras necesarias para alargar el arreglo telescópico de varillas una cantidad igual a la longitud de la carrera del vástago pulido, lbs
 S_p : Longitud de la carrera neta del pistón , pulgadas.
 S_p / S : Factor de carrera adimensional.
 T_a : Constante de ajuste de torque, adimensional.
 T_{max} : Tensión o esfuerzo maximo ,lb/pulg²
 T_{min} : Tensión o esfuerzo minimo ,lb/pulg²
 U.B.M. : Unidad de Bombeo Móvil.
 W_r : Peso promedio por pie del arreglo telescópico de varillas en el aire; lbs/pie.
 W : Peso total del arreglo telescópico de varillas en el aire , lbs.
 W_r : Peso total del arreglo telescópico de varillas en el fluido; lbs.
 $2T/S_{tr}^2$: Factor de torque, adimensional.
 ϕ_t : Diámetro de la tubería de producción, pulgadas
 ϕ_p : Diámetro del pistón, pulgadas
 ϕ_r : Diámetro de las varillas de succión, pulgadas

ÍNDICE DE FIGURAS

Pág.

Fig. 1.1	Instalación de Bombeo Mecánico.....	3
Fig. 1.2	Ciclo de Bombeo.....	5
Fig. 1.3	Equipo Superficial de Bombeo Mecánico.....	7
Fig. 1.4	Unidad de Bombeo	8
Fig. 1.5	Reductor de Velocidades.....	10
Fig. 1.6	Motor Primario a Gas.....	13
Fig. 1.7	Bombas Típicas de Subsuelo según API.....	16
Fig. 1.8	Tipos de Bombas de Subsuelo según API.....	21
Fig. 1.9	Varillas de Succión.....	23
Fig. 1.10	Dimensiones de Varillas de Succión.....	25
Fig. 2.1	Vástago Pulido.....	33
Fig. 2.2	Contrapesos en la Viga.....	36

Fig. 2.3 Motor Primario de Unidad de Bombeo.....	38
Fig. 3.1 Pozo PACOA 2.....	41
Fig. 3.2 Selección de la Unidad de Bombeo y Longitud de Carrera, API 11L4.Curves For Selecting Beam Pumping Units.....	45
Fig. 3.3 S_p/S , Factor de Carrera Neta del Pistón. API 11L4.Curves For Selecting Beam Pumping Units.....	55
Fig. 3.4 F_1/S_{tr} , Factor de Carga Máxima en el Vástago Pulido. API 11L4.Curves For Selecting Beam Pumping Units.....	58
Fig. 3.5 F_2/S_{tr} , Factor de Carga Mínima en el Vástago Pulido. API 11L4.Curves For Selecting Beam Pumping Units.....	59
Fig. 3.6 $2T/S_{tr}$, Factor de Torque Máximo. API 11L4.Curves For Selecting Beam Pumping Units.....	60
Fig. 3.7 F_p/S_{tr} , Factor de Potencia en el Vástago Pulido. API 11L4.Curves For Selecting Beam Pumping Units.....	61
Fig. 3.8 T_a , Constante de Ajuste de Torque . API 11L4.Curves For Selecting Beam Pumping Units.....	62
Fig. 3.9 Corrección del Factor de Carga. API 11L4.Curves For Selecting Beam Pumping Units.....	67
Fig. 3.10 Pozo PACOA 14.....	69
Fig. 3.11 Pozo PACOA 17.....	73

Fig. 3.12 Pozo PACOA 24.....	77
Fig. 3.13 Pozo PACOA 26.....	81
Fig. 3.14 Pozo PACOA 33.....	85
Fig. 3.15 Pozo PACOA 34.....	89
Fig. 3.16 Pozo SAN PABLO.....	93

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1 clasificación de Bombas de Subeuelo según API.....	17
Tabla 1.2 Límites de Tolerancia para Varillas de Succión	26
Tabla 3.1 Especificaciones para la Unidad de Bombeo balanceada en la viga API 11E Pumping Units.....	46 , 47
Tabla 3.2 Datos de Diseño para unidades API 40 con carrera de 34 pulg. API 11E Pumping Units.....	48
Tabla 3.3 Peso Promedio para distintas Columnas de Varillas de Succión API 11B Sucker Rods.....	51,52
Tabla 3.4 Datos de Tubería de Producción API 5ATubing.....	53
Tabla 3.5 Area Transversal y Pesos de Varillas de Succión API 11B Sucker Rods.....	66
Tabla 4.1 Costo de Varillas de Succión de 5/8 ".....	101
Tabla 4.2 Costo de Varillas de Succión de 3/4 ".....	101
Tabla 4.3 Resumen de Costos Totales	102

INTRODUCCIÓN

La Compañía Petrolera Canada Grande Ltd utiliza actualmente el sistema de pistoneo o swabing para la producción de petróleo de 8 pozos de bajo rendimiento del campo PACOA, estos pozos son: Pacoa 2, Pacoa 14, Pacoa 17, Pacoa 24, Pacoa 26, Pacoa 33, Pacoa 34 y San Pablo. Cada pozo es pistoneado una vez por semana teóricamente, pero en la práctica esto no se lleva a cabo, ya que la Unidad de Swabing con la que se realiza la producción de estos pozos se encuentra constantemente con fallas mecánicas, lo que ocasiona que no se pueda efectuar el plan producción de estos pozos, tal es el caso que en 1999 paso esta unidad en reparación aproximadamente el 30% de ese año.

Esta tesis tiene como finalidad calcular instalaciones de bombeo para los pozos en cuestión. Se seleccionara una unidad de bombeo mecánico móvil que sustituirá a la unidad de swabing antes mencionada y no una unidad fija ya que al ser pozos de bajo rendimiento no la necesitan , además de reducir enormemente los costos de producción . La unidad seleccionada operará una vez por semana en cada uno de los ocho pozos aprovechando sus características similares en cuanto a profundidad , producción y gravedad específica . A cada pozo se le calculará la instalación de subsuelo

correspondiente, esto es la bomba y la columna de varillas de succión ,logrando de esta manera un sistema más confiable ,lo que daría como resultado una producción más constante.

En cuanto a costo una instalación de este tipo es relativamente mucho más barata que una unidad de swabing, además que no necesita mucho mantenimiento.

CAPÍTULO 1

1. -OPERACIÓN Y EQUIPO DE BOMBEO

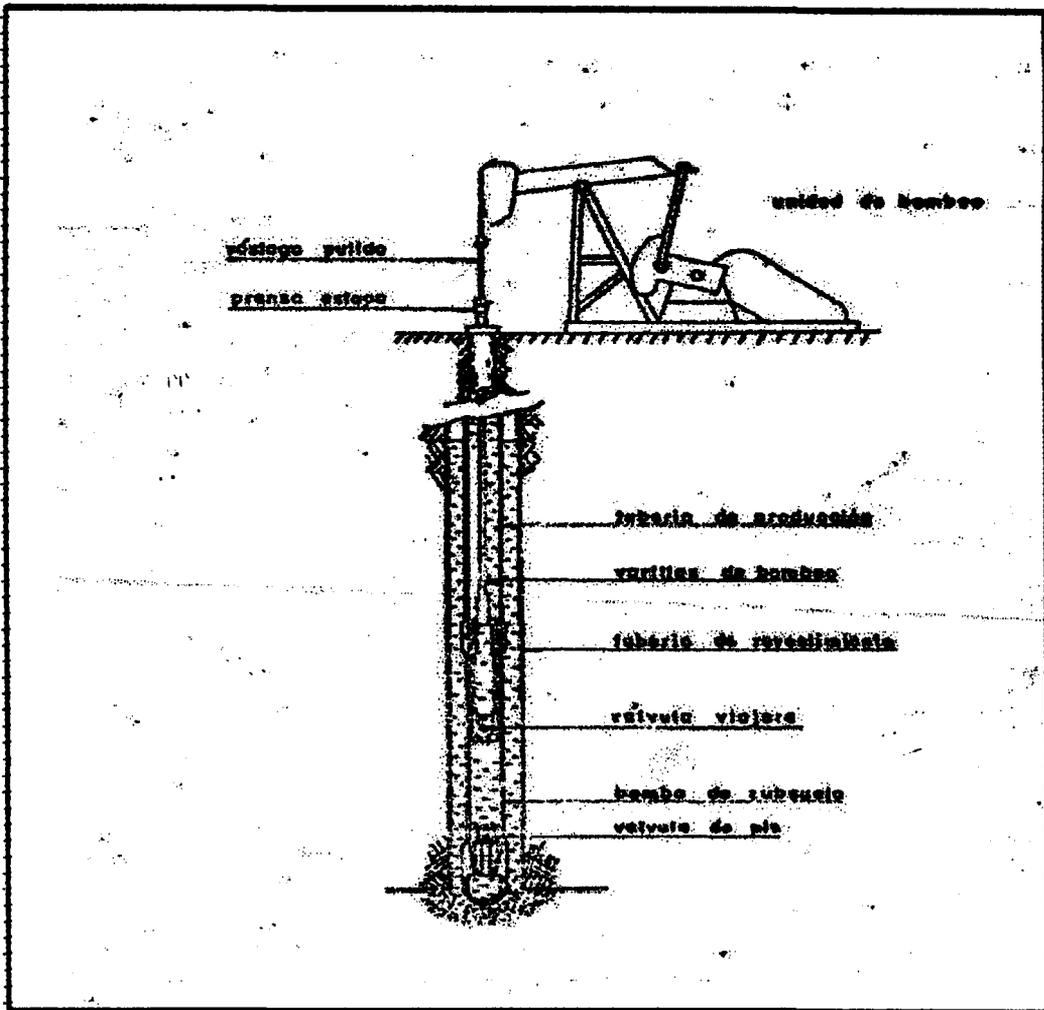


FIG.1-1 INSTALACIÓN DE BOMBEO MECÁNICO

1.1 EL CICLO DE BOMBEO

El petróleo es recuperado por medio de una bomba de subsuelo la misma que tiene un pistón provisto de una válvula de tipo check de bola y asiento (válvula viajera) que se mueve hacia arriba y hacia abajo dentro de un cilindro pulido llamado barril de bomba, el cual posee en el fondo una válvula check de bola y asiento (válvula fija), por medio de estas dos válvulas el petróleo penetra dentro del cilindro de la bomba y se eleva hacia la superficie por la tubería de producción con cada recorrido ascendente del pistón, el mismo que es accionado por medio de las varillas de succión, las cuales consisten de una serie de varillas de acero o acero aleado roscadas que se ajustan a la bomba y se extienden hasta la superficie. La parte superior de estas varillas esta sujeta a un vástago pulido que se mueve hacia arriba y abajo, este movimiento reciprocante es proporcionado por la unidad de bombeo, siendo los componentes de dicha unidad los mismos en casi todas ellas variando tan solo en su diseño. Son cuatro las etapas que comprenden el ciclo de bombeo:

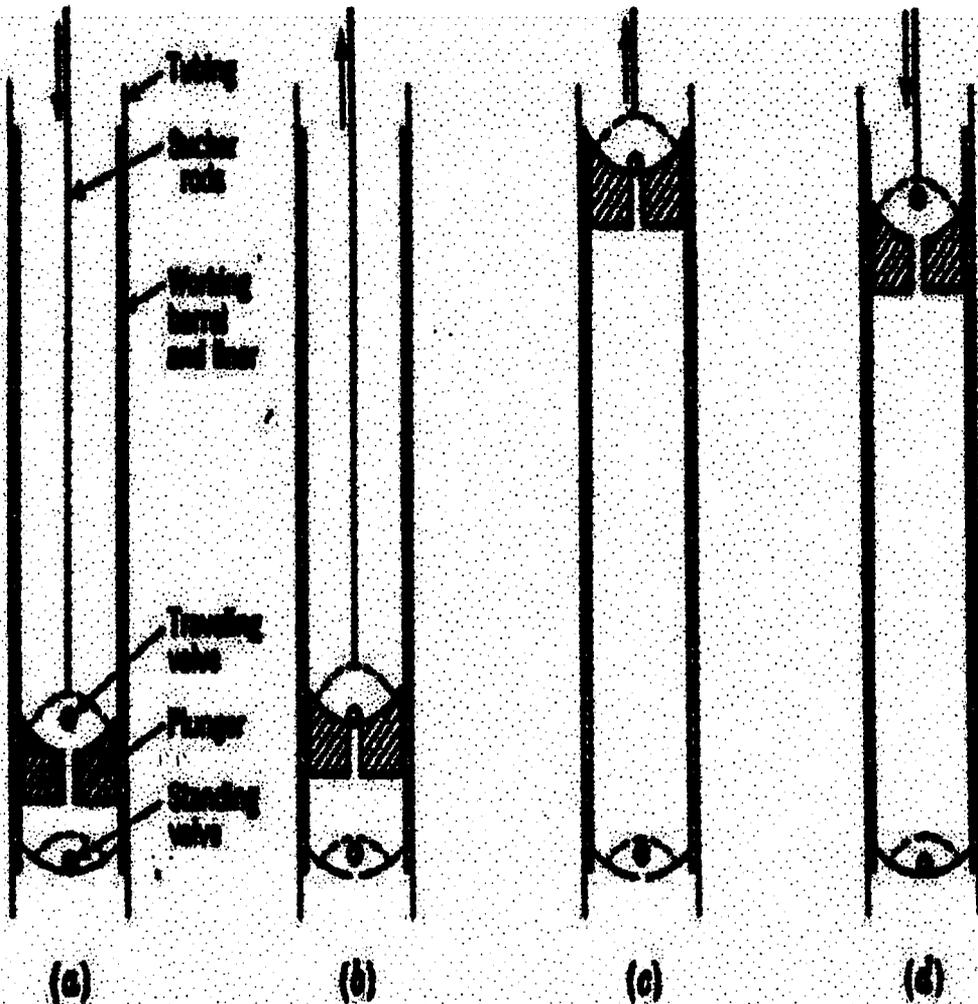


Fig. 9-1 The pumping cycle: (a) plunger moving down, near bottom of stroke; (b) plunger moving up, near bottom of stroke; (c) plunger moving up, near top of stroke; (d) plunger moving down, near top of stroke.

Fig.1-2 EL CICLO DE BOMBEO : (a) pistón moviéndose hacia abajo , cerca del fondo de la carrera; (b) pistón moviéndose hacia arriba , cerca del fondo de la carrera; (c) pistón moviéndose hacia arriba ,cerca de la cima de la carrera ,(d) pistón moviéndose hacia abajo , cerca de la cima de la carrera.

a) Pistón moviéndose hacia abajo al final de la carrera

El fluido fluye hacia arriba a través de la válvula viajera la cual se encuentra abierta y el peso de la columna de fluido en la tubería de producción lo soporta la válvula fija que se encuentra cerrada. Si la presión fluyente de fondo fuera más grande que el peso de la columna de fluido, la válvula fija estaría abierta y el pozo se encontraría fluyendo o posiblemente agitándose.

b) Pistón moviéndose hacia arriba al comienzo de la carrera

La válvula viajera esta cerrada, consecuentemente la carga de la columna de fluido ha sido transferida desde la tubería de producción a las varillas de succión. La válvula fija se abre tan pronto como la presión debajo de ella excede a la de encima; el momento en que esto ocurre (durante la carrera ascendente), depende del volumen existente entre la válvula viajera y la válvula fija al final de la carrera descendente y el porcentaje de gas libre en el fluido atrapado en el volumen.

c) Pistón moviéndose hacia arriba al final de la carrera

La válvula fija debe estar abierta cuando el pozo esta produciendo, permitiendo así el aporte de fluido de la formación a la tubería de producción. La válvula viajera se encuentra cerrada y la producción es entregada a las líneas de superficie.

d) Pistón moviéndose hacia abajo al comienzo de la carrera

La válvula fija esta cerrada por incremento de la presión resultante de la compresión de los fluidos en el volumen existente entre la válvula fija y la válvula viajera. La válvula viajera se encuentra abierta, pero el momento en que en realidad se abre durante la carrera descendente depende del porcentaje de gas libre existente en el fluido. Para que la válvula viajera se abra, la presión debajo de ella debe ser mayor que la presión existente encima

1.2 EQUIPO SUPERFICIAL

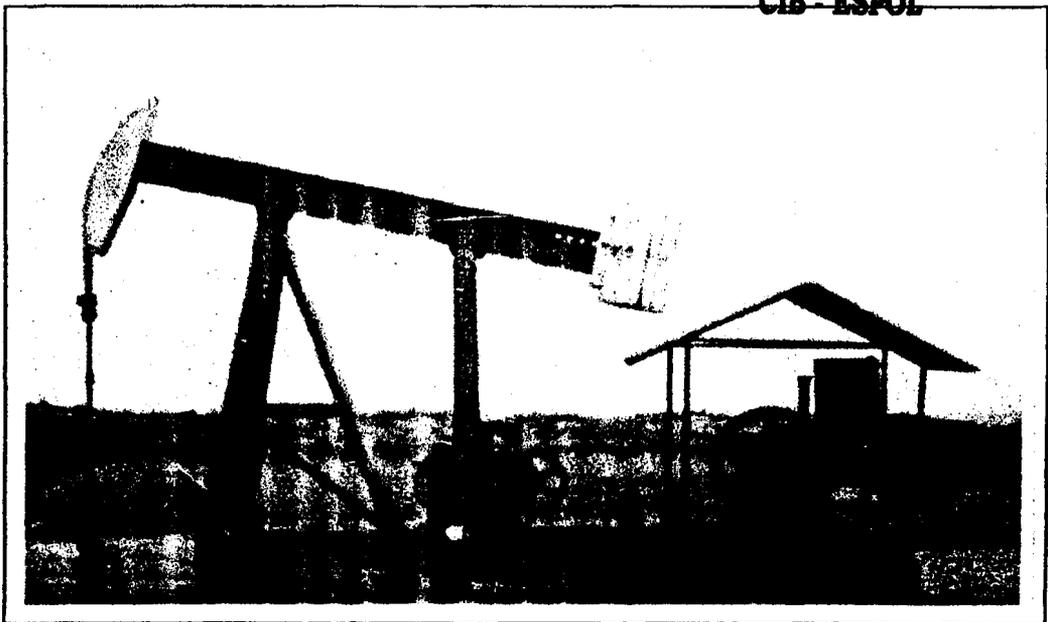


Fig. 1-3 Equipo Superficial de Bombeo Mecánico

El equipo superficial del sistema de extracción por bombeo mecánico, tiene por objeto transferir energía para el bombeo del fluido del pozo, desde el motor primario a las varillas de succión, estando compuesto por las siguientes partes:

- a) La Unidad de Bombeo
- b) El Motor Primario

a) La Unidad de Bombeo

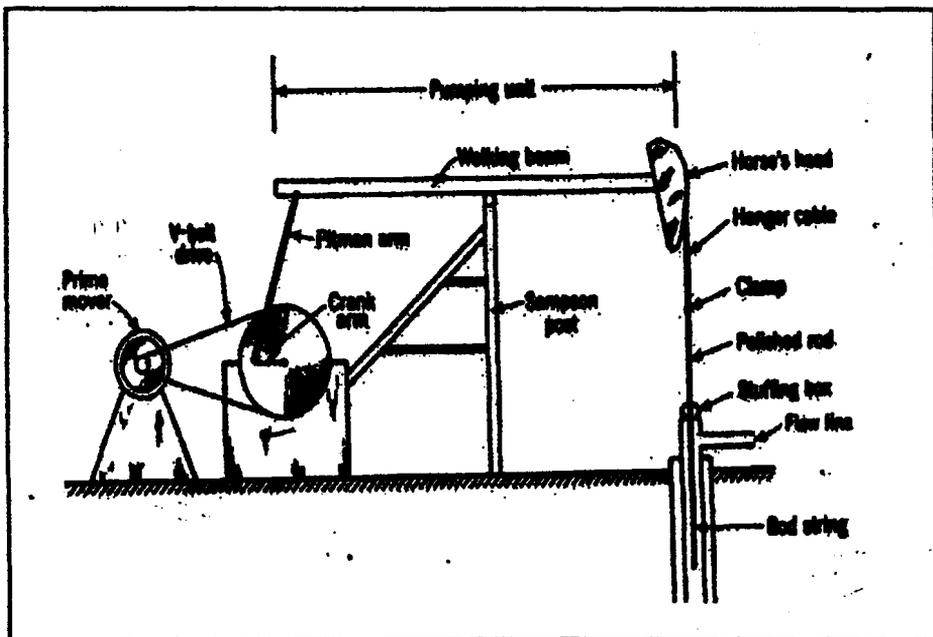


Fig.1-4 Unidad de Bombeo

La unidad de bombeo cambia el movimiento rotatorio del motor primario a movimiento reciproco en las varillas de succión, reduciendo a la vez la

velocidad del motor primario a una velocidad de bombeo deseada.

La unidad de bombeo tipo convencional se compone propiamente de, una estructura de soporte, el balancín, las bielas, el cigüeñal, el engranaje reductor y de otro equipo relacionado como el cargador de varillas, freno, etc.

El eje motor del reductor de velocidades hace rotar el cigüeñal, por medio de los pasadores que este contiene los miembros laterales de las bielas se aseguran al. El extremo de la biela que esta asegurada al cigüeñal tiene movimiento rotatorio mientras que el otro extremo, esta asegurado al balancín actúa en forma recíproca proporcionando la fuerza para operar.

El balancín descansa sobre un cojinete central encima del poste maestro, el cual proporciona el punto central de giro del balancín.

En el extremo del balancín opuesto a los brazos de la biela, se encuentra la cabeza de caballo y el colgador del cable de alambre.

La barra portavarillas o grapa se coloca en el colgador en el que a su vez pende el vástago pulido. Del vástago pulido se suspende la última varilla de succión. Un componente fundamental dentro de la unidad de bombeo es el

reductor de velocidades, el cual por medio de la transmisión por banda en V se conecta el motor primario, a fin de hacer trabajar la unidad. Al reductor de velocidad, se lo designa también como caja de engranaje o caja de cambios.

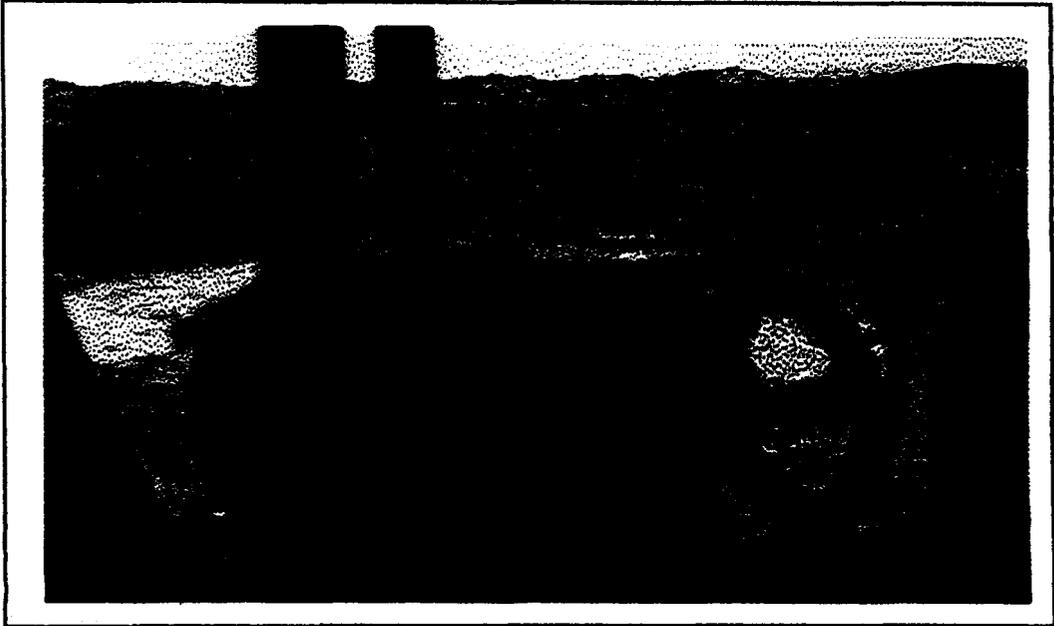


Fig.1-5 Reductor de Velocidades

Su función principal es reducir la velocidad del motor primario a un valor mucho menor que sea apropiado para operar la unidad, logrando a la vez una ventaja mecánica correspondiente a la fuerza motriz

La unidad de bombeo tiene las siguientes ventajas:

1-Mejor adaptación a varios tipos condiciones y calidad de petróleo.

3-Aproximadamente un 90 a 95% de la energía que se aplica al eje del balancín se convierte en movimiento útil ascendente y descendente.

4-La bomba de subsuelo puede ser colocada a diferente profundidad o puede cambiarse de tamaño según la capacidad de producción por que es el sistema de bombeo más flexible, ya que se puede efectuar fácilmente:

- a) La variación de la unidad con respecto a los r.p.m. de la maquina.
- b) La variación de la longitud de carrera del movimiento reciproco.
- c) La unidad puede ser detenida en cualquier posición por medio del freno y del embrague.

Designaciones de las Unidades de Bombeo

De acuerdo a las normas API 11E , Pumping Units del Instituto Americano del Petróleo las unidades de bombeo se designan de la siguiente forma:

a) Tipo de Unidad de Bombeo

A: Unidad neumática

B: Unidad de contrabalance en el balancín

C: Unidad de contrabalance en las manivelas

CB: Unidad de contrabalance en el balancín y en las manivelas

b) Torque máximo en miles de pulg-lbs

c) Especificación del reductor**S: Reductor de reducción simple****D: Reductor de reducción doble****T: Reductor de reducción triple****d) Carga en el vástago pulido en cientos de libras****e) Longitud de la carrera en pulgadas****Así por ejemplo la unidad:****API C - 57 D - 100 - 48**

Es una unidad de contrabalance en las manivelas con un torque permisible de 57000 pulg-lbs, con reductor de doble reducción, una carga máxima permisible de 10000 lbs y longitud de carrera de 48 pulgadas.

Estas especificaciones de la unidad de bombeo, deberán ser siempre chequeadas con los datos obtenidos en el diseño de la instalación, a fin de no sobrepasar los valores máximos permitidos por la unidad

a) EL MOTOR PRIMARIO.



Fig. 1-6 Motor Primario de combustión interna a gas

Un motor de combustión interna o un motor eléctrico es normalmente usado como el motor primario para la unidad de bombeo. Existen dos clases motores de combustión interna para bombeo de pozos de petróleo:

1. Motores de baja velocidad
2. Motores de alta velocidad

Los motores de baja velocidad son de uno o más cilindros , los cuales pueden tener una velocidad máxima en el eje de 750 r.p.m. o

menos. Los motores de alta velocidad son normalmente multicilíndricos con una velocidad de salida en el eje superior a 750 r.p.m..

Clasificación de los Motores Primarios

De acuerdo a la norma API 11 E 2 ,Prime Motors for Pumping Units ; los motores para unidades de bombeo mecánico se clasifican 6 tipos en:

- 1.- Motores de baja velocidad de dos tiempos a gas de uno o dos cilindros
- 2.- Motores de baja velocidad de cuatro tiempos a gas de un cilindro
- 3.- Motores de alta velocidad de cuatro tiempos a gas multicilíndricos
- 4.- Motores de baja velocidad a diesel
- 5.- Motores de alta velocidad a diesel
- 6.- Motores eléctricos

Las ventajas o desventajas en el uso de cada tipo de estos motores no se puede efectuar si no se considera antes, los factores relacionados con abastecimientos y costos de gas y los de energía eléctrica.

La función del motor primario es la de abastecer energía a la instalación mecánica que es transmitida a la bomba de subsuelo y usada en él levantamiento de fluido.

El motor seleccionado para una determinada instalación, debe tener suficiente potencia de salida a fin de levantar el fluido del pozo a una razón deseada.

Según el tipo de base se monta en rieles con el fin de lograr el ajuste correcto de las bandas en V, que sirven de transmisión al reductor de velocidades, tanto la polea del motor como la del reductor deberán encontrarse alineadas.

1.3.-EQUIPO DE SUBSUELO

El equipo de subsuelo lo conforman la bomba de subsuelo y las varillas de succión; todas ellas en conjunto con el equipo superficial actúan a fin de levantar el fluido del pozo por medio de la tubería de producción en cuyo fondo se asienta la bomba.

a) LA BOMBA DE SUBSUELO

En forma simple se realiza la esencia de la operación de los diferentes tipos de bomba de subsuelo. La bomba se sumerge debajo del nivel del fluido del pozo y durante el pistoneo hacia

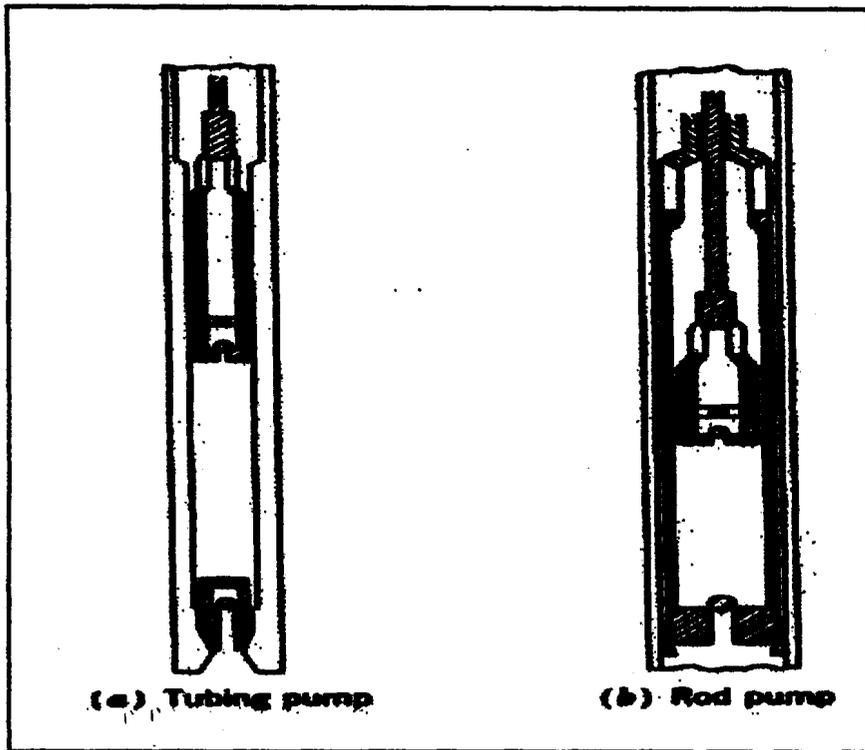


Fig.1-7 Bombas de Subsuelo Típicas

arriba, el movimiento del embolo crea una caída de presión en la válvula fija permitiendo el paso del fluido, de la formación al interior del cilindro. Al terminarse este pistoneo, la presión dentro del cilindro de la bomba se iguala a la presión de la formación, permitiendo que la bola de la válvula fija cierre debido a su propio peso, al comenzar la carrera descendente (pistoneo hacia arriba) la bola de la válvula viajera que se encuentra en el pistón, se levanta permitiendo el paso del fluido del cilindro de la bomba hacia la tubería de producción.

El diámetro del pistón de las bombas ha sido estandarizado en las siguientes medidas por el API: 1, 1 ¼, 1 ½, 1 ¾, 2, 2 ¼, 2 ½, 2 ¾, 3 ¾, y 4 ¾ pulgadas. La longitud de la carrera puede ser desde unas pocas pulgadas hasta mas de 30 pies, y la producción esperada dentro de este rango con este tipo de bomba puede ser desde una fracción de barril por día hasta 3000 barriles/día. El Instituto Americano del Petróleo ha adoptado designaciones estándares para los varios tipos de bombas de subsuelo. La siguiente clasificación fue tomada de la norma API 11 AX, Specifications for Oil Well Pumps.

Tabla 1.1 Clasificación de los Tipos de Bombas de Subsuelo según API

Tipo de Bomba	Cilindro con pared gruesa	Cilindro con pared delgada	Cilindro con camisa
Bombas de Varillas			
Cilindro Estacionario	RHA	RWA	RLA
Anclaje Superior			
Cilindro Estacionario	RHB	RWB	RLB
Anclaje Inferior			
Cilindro Viajero	RHT	RWT	RLT
Anclaje Inferior			
Bombas de Tubería	TH	TW	TL

Según la norma API 11 AX , Specifications for Oil Well Pumps las bombas de subeuelo se designan de la siguiente forma :

XX - XXX - X - X - X - X - X - X - X

XX: Diámetro nominal de la tubería

15 - 1.9" O.D.

20 - 2 3/8" O.D.

25 - 2 7/8" O.D.

30 - 3 1/2" O.D.

XXX: Diámetro interior del cilindro (Básico)

106 - 1 1/16"

125 - 1 1/4"

150 - 1 1/2"

175 - 1 3/4"

200 - 2"

225 - 2 1/4"

X: Tipo de Bomba

R= Insertable

T= Tubular

X: Tipo de Cilindro

H= Cilindro de pared gruesa

L= Cilindro con camisa

W= Cilindro de pared delgada

X: Ubicación del conjunto de Anclaje

A= Superior

B= Inferior

T= Inferior, cilindro móvil

X: Tipo del conjunto de Anclaje

C= Capas

M= Mecánico

X: Longitud de cilindro, pies**X: Longitud nominal del pistón, pies****X: Longitud total de las prolongaciones, pies**

Además de esta designación es necesario para el comprador, proveer la siguiente información adicional:

- a) Material del cilindro o camisa
- b) Material del pistón
- c) Tolerancia del pistón (luz, ajuste)
- d) Material de las válvulas
- e) Longitud de cada prolongación

A continuación se discutirá cada uno de los tipos de bomba:

a) Bombas Insertables o Varillas

1-Cilindro estacionario-ancraje superior

Dentro de esta clasificación entran las bombas RHA, RWA, Y RLA.

El fluido es descargado inmediatamente sobre el anclaje superior y evita que la arena y otros materiales se acumulen en la bomba. El cilindro actúa como "anca de gas" para mejorar la separación de gas.

En la carrera descendente, la válvula fija soporta la columna de fluido lo que a veces causa que los cilindros se rajen en el cuerpo. Este tipo bombas no debe usarse en pozos de mas 5000 pies de profundidad.

2.-Cilindro estacionario-ancraje inferior

Corresponde a este tipo las bombas RHB, RWB, Y RLB. El anclaje inferior evita fallas a profundidades mayores de 5000 pies. La válvula fija es generalmente más grande que la válvula viajera y el fluido producido tiene que pasar a través de esta menor abertura de válvula, pero cualquier volumen de gas liberado inducido por este diferencial no afectará la operación de la bomba.

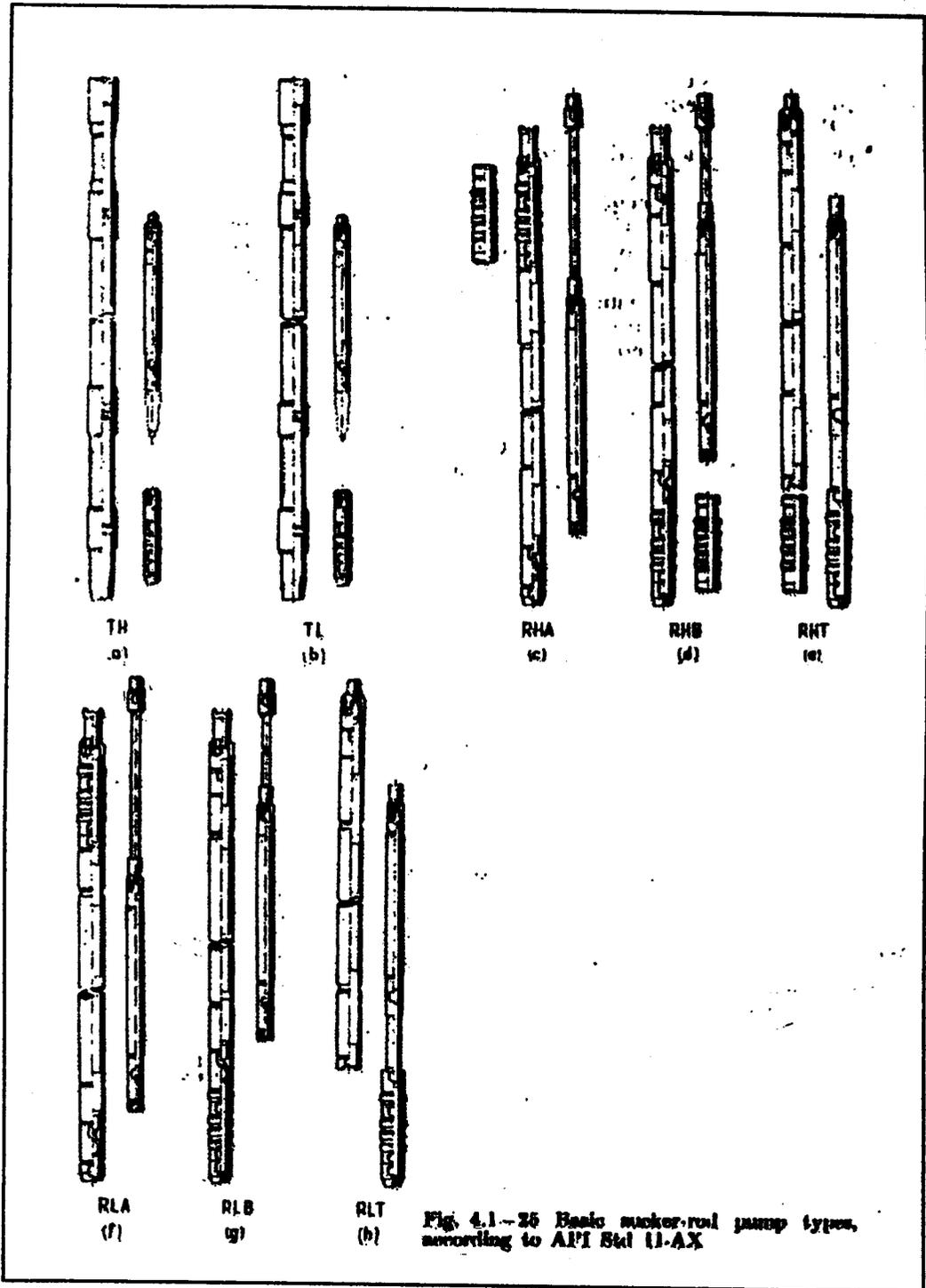


Fig. 4.1-26 Basic sucker-rod pump types, according to API Std 11-AX

Fig.1-8 Tipos de Bombas de Subsuelo

3. Cilindro viajero-ancilaje inferior

Son las bombas tipo: RHT, RWT, RLT. En este tipo de bombas, el cilindro viaja y el embolo permanece fijo. El barril es conectado en las varillas de bombeo a través de una conexión y de una válvula viajera grande. La válvula fija se conecta directamente en la parte superior del embolo estacionario. El embolo esta soportado por un tubo largo que esta conectado en el fondo del soporte o asiento. La acción del fluido en el fondo del barril viajero, evita la acumulación de arena en la bomba. Para que el fluido llegue al cilindro, debe atravesar el tubo anclado, debido a esto y a que la válvula fija es pequeña y la razón de compresión relativamente menor, la bomba no es recomendable en problemas de gas.

b) Bombas de Tubería

De este tipo son las bombas TH, TW, Y TL. Estas bombas dan mayor capacidad de bombeo que las insertables para la misma dimensión de tubería, el cilindro de la bomba y la válvula fija son instalados como parte de tubería. El fluido es producido por la tubería y el gas por el espacio anular de la tubería de revestimiento. Estas bombas se fabrican en una selección bastante amplia de materiales y se halla disponible en los siguiente

ptamaños: 1 1/4" para tubería de 2", 2 1/4" para tubería de 2 1/2", 2 3/4" para tubería de 3", 3 3/4" para tubería de 4.

B.- VARILLAS DE SUCCIÓN

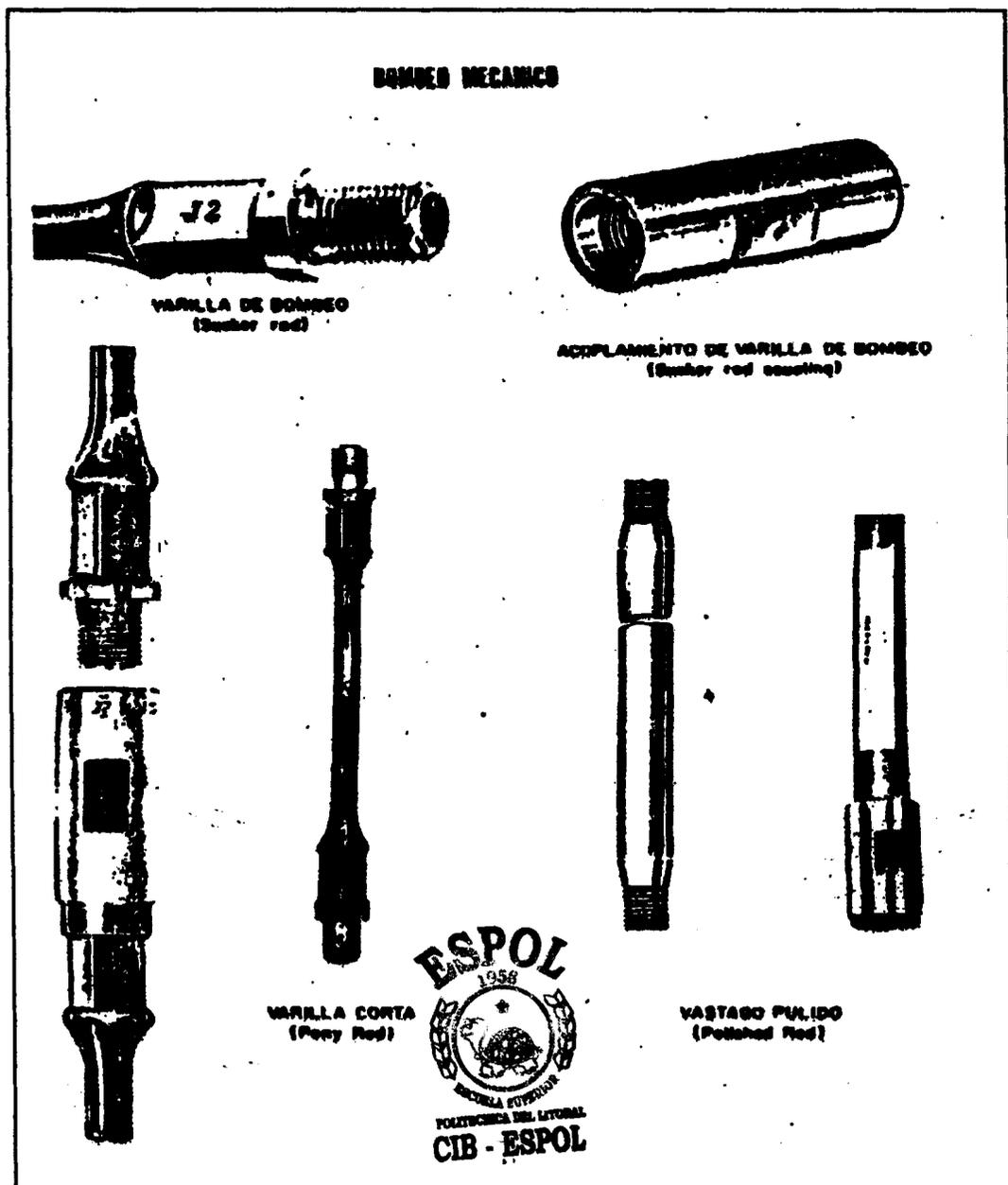


Fig. 1-9 Varillas de Succión

Una varilla de succión es un mecanismo de conexión entre la unidad de bombeo de superficie y la bomba de subsuelo, la cual está localizada en o cerca del fondo del pozo. El movimiento recíproco de bombeo de superficie es transmitido a la bomba de subsuelo con la ayuda de estas varillas.

Con el objeto de que los fabricantes de varillas se adhieran a las normas API, el Instituto Americano del Petróleo estableció un método para marcar las varillas en la cual debe constar la siguiente información:

1. -La identificación del fabricante
2. -El diámetro nominal de la varilla, pulgadas
3. -El nomograma API
4. -El grado, sea K, C o D
5. -La marca de código para indicar la fecha de fabricación o el grado de acero de que fue confeccionada.

Dicha información aparece en los extremos cuadrados de las varillas, donde se colocan las llaves para su ajuste.

Los diferentes tamaños de varillas de succión han sido estandarizados en la norma API 11 B , Sucker Rods. Las varillas se fabrican en longitudes de 25 ' y 30 ' así como pequeñas de 1 1/8', 2', 3', 4', 6', 8', 10', y 12'. Siendo estas

púltimas usadas para espaciar la bomba de la grapa del vástago pulido a la distancia exactamente deseada.

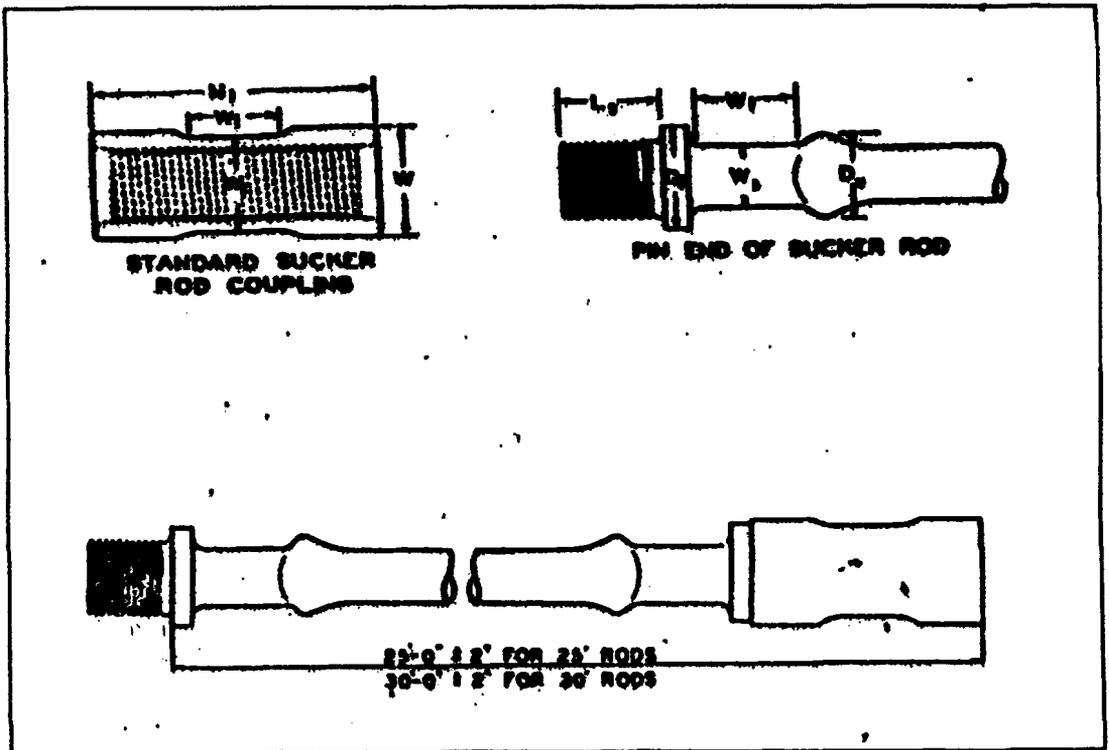


Fig.1-10 Dimensiones de las Varillas de succión

Son tres las clases de aleaciones principales en las que las varillas son fabricadas, tratando de aumentar la resistencia las mismas y contrarrestar el efecto corrosivo del fluido:

-Clase "K". - Son varillas de níquel- molibdeno, resistentes a la corrosión, la tensión mínima es de 82.000 lb/pulg².

-Clase "C". - Son varillas de carbono-manganeso usado en trabajo pesado, la inhibición contra la corrosión es bastante efectiva. La tensión de esfuerzo mínimo es de 90.000 lb/pulg², la mayoría de los pozos usan este tipo de varillas.

-Clase "D". -Son varillas fabricadas de una aleación de níquel-cromo-Molibdeno. Se usan por lo general pozos de alto volumen de producción. La tensión mínima es de 115.000 lb/pulg².

Aunque teóricamente , el limite elástico del acero determina la carga máxima de trabajo a la que se pueden sujetar las varillas , se ha encontrado en la practica que las varillas pueden tener una vida corta aun cuando no se excede el limite elástico .Esto se debe a la falla por fatiga es causada por el cambio frecuente y severo de los esfuerzos .La resistencia a la fatiga del acero es una propiedad muy variable . Las influencias corrosivas debidas a la presencia de agua salada o ácido sulfhídrico reducen materialmente la resistencia del acero a los esfuerzos de fatiga . Aun cuando se puedan seleccionar varillas metálicas con una resistencia a la tensión de hasta 100000 lb/pulg² o mas , una seguridad razonable contra la falla por corrosión

o fatiga da un esfuerzo de trabajo de solo una cuarta a una tercera parte de esta .Los limites de resistencia de los aceros de aleación usados en la fabricación de varillas para bomba pueden variar de 45000 a 100000 lb/pulg² en el aire, de 25000 a 50000 lb/pulg² en agua salada y de 23000 a 39000 lb/pulg² en ácido sulfhídrico.

TABLA # 1-2

LIMITES DE TOLERANCIA RECOMENDADOS PARA VARILLAS DE SUCCIÓN

Tipo de varilla	Acero grado	*Limite de tolerancia fluidos corrosivos, lbs/pulg ²		**Limite de tolerancia en fluidos no corrosivos para rangos de tensión lbs/pulg ²	
		con H ₂ S	sin H ₂ S	60%	30%
Acero al carbono	C1033			30000	
	C1035			30000	
	C1036			30000	
	C1038			30000	
	C1039			30000	
	C1040			30000	
	C1042			30000	
	C1043			30000	
Aleación de acero	Mn1335				40000
	Ni-Cr3310			30000	40000
	Ni-Cr (Mayan)	22000	30000	30000	40000
	Ni-Mo4620	22000	30000	30000	40000
	Ni-Mo4621	22000	30000	30000	40000
	Ni-Mo4600 Series	22000		30000	40000

*Fluidos corrosivos tratados efectivamente con inhibidores químicos deben ser considerados no corrosivos.

**Los rangos de tensión están dados como un porcentaje de la máxima tensión de trabajo.

CAPÍTULO 2

2. PARÁMETROS FUNDAMENTALES

Las fórmulas que se enunciarán en el siguiente capítulo para la obtención de los parámetros fundamentales son recomendadas por el Instituto Americano del Petróleo, las mismas que fueron desarrolladas a partir de modelos mecánicos. Dichas fórmulas y el procedimiento de cálculo se han publicado en la norma API 11L, Recommended Practice For Design Calculations For Sucker Rod Pumping Systems

2.1. - LA CARRERA NETA DEL PISTÓN

En cada ciclo de bombeo, la longitud de carrera del pistón de la bomba de subsuelo, es diferente a la longitud de carrera del vástago pulido, pues, tanto las varillas de succión como la tubería de producción, sufren elongaciones periódicas debido a que la carga de fluido es transferida alternadamente a estas, siendo por lo tanto, el viaje del pistón menor que el del vástago pulido.

Otro factor que influye en la carrera neta del pistón, es la elasticidad de las varillas de succión; la cual influenciada por la aceleración, causa cierto incremento en el desplazamiento de aquel, lo que se conoce

como sobrecarrera., estos efectos de sobrecarrera pueden ser despreciados cuando la velocidad de bombeo es menor a 12 carreras por minuto.

Durante la carrera descendente, la válvula fija de la bomba de subsuelo se encuentra cerrada y la válvula viajera esta abierta por lo que la carga del fluido incide sobre la tubería de producción, causando el alargamiento de ella.

Al comienzo de la carrera ascendente la válvula viajera se cierra y las varillas de succión sufren un alargamiento debido a que ha tomado la carga del fluido, mientras que la válvula fija se abre ,volviendo la tubería de producción a su posición original esto trae como consecuencia que el barril de la bomba se mueva hacia arriba ;y debido a la elongación de las varillas, el pistón se mueve hacia abajo, de lo que se deduce que: la longitud efectiva de la carrera del pistón es igual a la carrera del vástago pulido aumentada por los efectos de sobrecarrera del pistón y disminuida por la elongación de las varillas y tubería de producción.

El método API usado en la presente tesis incluye para el calculo de la carrera neta del pistón S_p , una fórmula altamente simplificada y basada en la experiencia, pero bastante acertada para la aplicación practica.

Dicha fórmula es:

$$S_p = \{ (S_p/S) \times S \} - \{ F_o \times 1/K_t \} \quad 2-1$$

Donde:

S_p = Carrera neta del pistón de la bomba, pulgs

S_p/S = Factor adimensional de carrera

S = Carrera del vástago pulido, pulgs

F_o = Carga diferencial de fluido en el área total del pistón, lbs

$1/K_t$ = Constante elástica para la porción de tubería no anclada, en pulg/libras. Donde K_t representa la carga en libras requerida para alargar una pulgada la porción de tubería no anclada entre el ancla y la bomba.

Examinando la fórmula 2-1 nos daremos cuenta que la contracción de la tubería causada por la transferencia de la carga de fluido desde la válvula fija a la válvula viajera es restada del cálculo de la carrera del pistón.

Para calcular la carga diferencial de fluido en el área total del pistón se usará la fórmula

$$F_o = 0.340 \times G \times D^2 \times H \quad \text{Lbs} \quad 2-2$$

Donde:

F. = Carga diferencial de fluido en el área total del pistón, libe

0.340 = Constante

G = Gravedad específica del fluido

D = Diámetro del pistón de la bomba; pulg.

H = Nivel de fluido , pies

Se puede calcular el desplazamiento de la bomba como:

$$PD = 0.1166 S_p N D^2 \quad \text{bls/día}$$

2-3

Donde :

PD = Desplazamiento de la bomba

0.1166 = Constante

S_p = Carrera neta del pistón, pulgadas

N = Velocidad de bombeo de la bomba, carreras/ minuto

D = Diámetro del pistón de la bomba, pulgadas

Para calcular la producción a obtenerse, usamos la fórmula:

$$q = PD \times E_v \quad \text{bls/día}$$

2-4

Donde:

q = Producción estimada , bls/día

PD = Desplazamiento de la bomba , bls/día

E_v = Eficiencia volumétrica , valor adimensional asumido

2.2. - DISEÑO DEL CONJUNTO DE VARILLAS DE SUCCIÓN

El método API usa la tabla 3-3 del capítulo 3 , páginas 51 , 52 en la que se presentan las diferentes combinaciones y porcentajes de cada sección de varillas de una columna telescópico que se pueden utilizar en función del diámetro del pistón escogido. A demás en esta tabla se registran factores tales como :

W_r = Peso promedio por pie de varillas en el aire, lbs

E_r = Constante Elástica de Varillas, pulg/ lbs

2.3. - CARGA EN EL VÁSTAGO PULIDO



Fig.2.1 Vástago Pulido

Los factores que influyen a formar la carga neta en el vástago pulido son:

- a) El peso muerto de las varillas.
- b) Carga del fluido.
- c) Cargas debido a la aceleración de las varillas.
- d) Fuerzas de flotación que actúan sobre las varillas sumergidas en el fluido
- e) Fuerzas de fricción.

Además existen cargas vibracionales y cargas por aceleración del fluido se levanta, pero estas son despreciables.

El método API hace uso de la siguiente fórmula para el cálculo del peso muerto de las varillas, ya sea en el diseño sencillo o telescópico:

$$W = W_r \times L$$

2-5

Donde:

W = Peso muerto de las varillas de succión, lbs

W_r = Peso por pie de las varillas de succión, lbs/pie

L = Longitud total de las varillas de succión, pies

La aplicación de la fórmula anterior se hace posible tanto para el diseño sencillo o telescópico porque en este método el valor de W_r es el peso

promedio por pie de la combinación de varillas escogida, dicho valor esta tabulado en la tabla 3-3 , capitulo 3 , página.51,52.

El peso total de las varillas en el fluido será:

$$W_{rf} = W [1 - (0.128 \times G)] \quad \text{lbs} \quad 2-6$$

Donde:

W_{rf} = Peso total de las varillas en el fluido , lbs

W = Peso total de las varillas en el aire , lbs

0.128 = Constante

G = Gravedad especifica del fluido

El método API aplica para la carga máxima, la siguiente fórmula.

$$PPRL = W_{rf} + [(F_v / S_{ux}) \times S_{ux}] \quad \text{lbs} \quad 2-7$$

Donde :

PPRL = Carga máxima en el vástago pulido, lbs

W_{rf} = Peso total de las varillas en el fluido, lbs

F_v / S_{ux} = Factor de carga máxima , adimensional

S_{ux} = Libras de carga necesaria para alargar el conjunto total de varillas una cantidad igual a la carrera del vástago pulido S

Y para la carga mínima:

$$MPRL = W_{rt} - [(F_2 / S_{tr}) \times S_{tr}] \quad \text{lbs} \quad 2-8$$

Donde :

MPRL = Carga mínima en el vástago pulido , lbs

W_{rt} = Peso total de las varillas en el fluido , lbs

F_2 / S_{tr} = Factor de carga mínima, adimensional

S_{tr} = Libras de carga necesaria para alargar el conjunto total de varillas una cantidad igual a la carrera del vástago pulido **S**

2.4. - CONTRABALANCE Y TORQUE

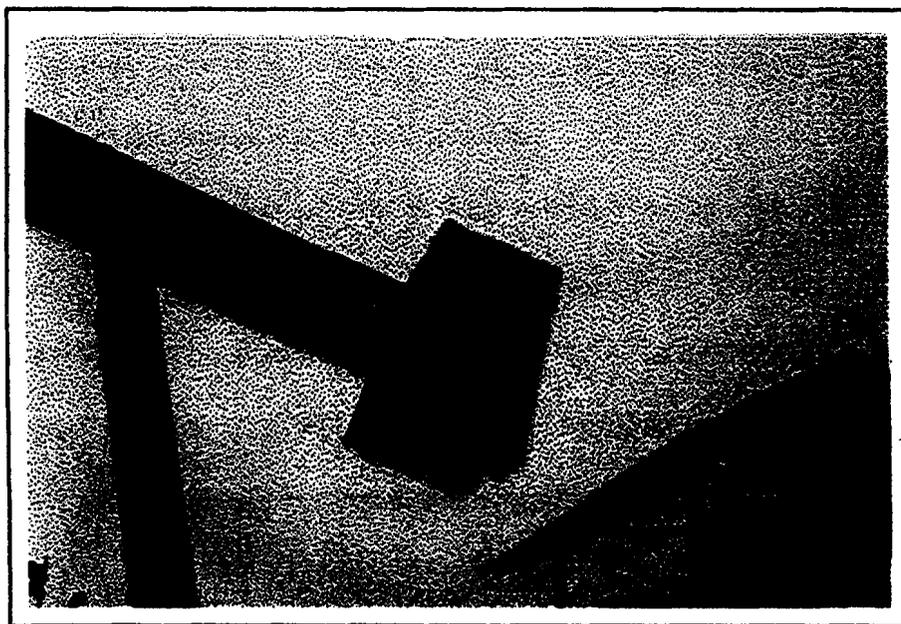


Fig. 2-2 contrapesos en viga

La función primaria del sistema de contrabalance, es la de almacenar energía en la carrera descendente cuando la carga en el vástago pulido es baja; y, la de entregar energía en la carrera ascendente cuando la carga en el vástago es alta, distribuyendo uniformemente las cargas y torques que debe soportar el motor primario.

La fórmula para el efecto de contrabalance usada en el método API es:

$$CBE = 1.06 (W_{fl} + 1/2F_o) \quad \text{lbs} \quad 2-9$$

Donde:

CBE = Efecto de contrabalance, lbs

1.06 = Constante

W_{fl} = Peso total de las varillas en el fluido, lbs

F_o = Carga diferencial de fluido en el área total del pistón, lbs

El cálculo de torque se encuentra estrechamente relacionado con el diseño de contrabalance, ya que las unidades de bombeo son construidas en función del torque permisible máximo del engranaje reductor.

La fórmula aplicada por el método API para este fin es:

$$PT = 2T / S_w^2 \times S_{fl} \times S/2 \times T_s \quad \text{lbs-pulg} \quad 2-10$$

Donde:

PT = Torque máximo , lbs-pulg

$2T / S_{kr}^2$ = Factor adimensional de torque

S_{kr} = Libras de carga necesaria para alargar el conjunto total de varillas una cantidad igual a la carrera del vástago pulido **S**

S = Carrera del vástago pulido, pulgs

T_a = Constante de ajuste de torque para valores de W_{rf} / S_{kr} diferentes de 0.3

2.5. - POTENCIA DEL MOTOR

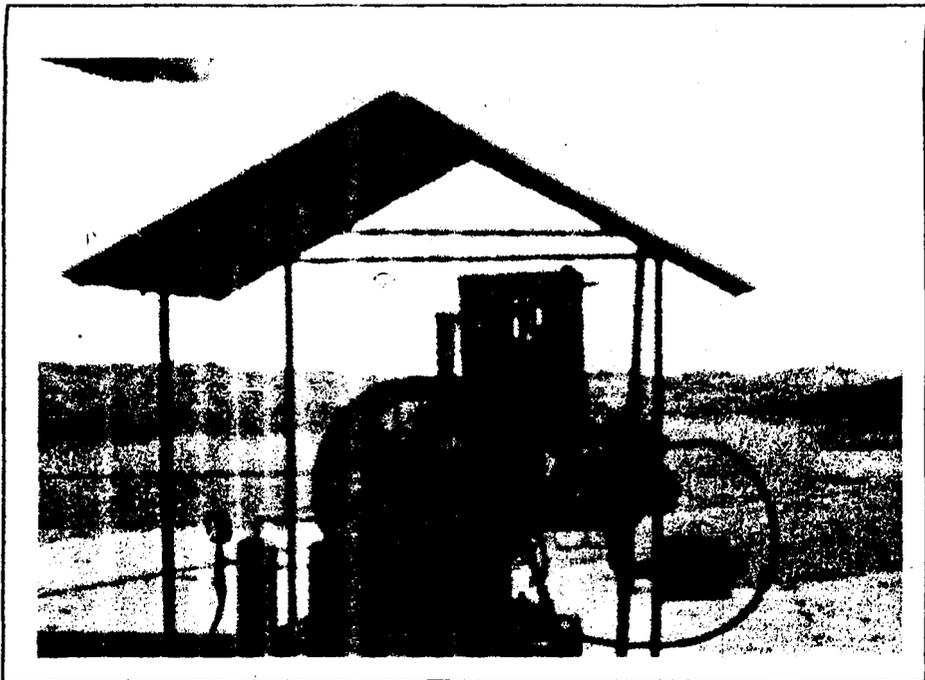


Fig.2-3 Motor Primario de Unidad de Bombeo

El método API se limita a calcular los caballos de fuerza necesarios en el vástago pulido sin incluir un factor de seguridad.

La fórmula aplicada al caso es:

$$PRHP = F_p / S_{wr} \times S_{wr} \times S \times N \times 2.53 \times 10^{-6} \quad \text{hp} \quad 2-11$$

Donde :

PRHP = Potencia del motor, hp.

2.53×10^{-6} = Constante

F_p / S_{wr} = Factor adimensional de potencia

S_{wr} = Libras de carga necesaria para alargar el conjunto total de varillas una cantidad igual a la carrera del vástago pulido **S**.

S = Carrera del vástago pulido, pulgs

N = Velocidad de bombeo de la bomba, carreras/ minuto

CAPÍTULO 3

3.-CÁLCULO DE LAS INSTALACIONES DE BOMBEO

MECÁNICO POR MÉTODO API

El procedimiento descrito a continuación , que se utilizará para el cálculo de las instalaciones fue tomado de la norma API 11L ,
Recommended Practice For Design Calculations For Sucker Rod
Pumping Systems.

3.1.- Cálculo para Pozo Pacoa 2



Fig. 3.1 pozo Pacoa 2

a) DATOS NECESARIOS

1.-Producción actual, q , en bls/día

En el caso de rediseño de instalaciones , este dato se hace indispensable para el cálculo del desplazamiento de la bomba o potencial del pozo (V)

2.-Desplazamiento teórico de la bomba o potencial del pozo

$V = 10$ bls/día

Si el diseño es efectuado por primera vez en un determinado pozo , el valor de V esta dado directamente por el potencial del pozo obtenido por medio de pistoneo o Swab , cuyo valor es mas cercano a la realidad que el calculado en la formula $V = q/E_v$ (bbl/día) , ya que el valor de la eficiencia volumétrica de la bomba , E_v , es asumido y difícilmente real cuando no se tiene un conocimiento amplio del campo.

3.-Gravedad especifica del fluido ; $G = 0.909$

Si no posible obtener este dato , se puede asumir como igual a 1.00 , pues todas las tablas a usarse están elaboradas para un fluido con esa gravedad especifica.

4.-Nivel del fluido , $H = 1500$ pies.

El nivel de fluido puede ser asumido a la profundidad de asentamiento de la bomba cuando no puede ser obtenido , como sucede en el presente caso.

5.- Profundidad de asentamiento de la bomba , $L = 1500$ pies.

Para todos los casos la bomba se instalará a la mayor profundidad posible debido a la baja producción de los pozos.

6.- Eficiencia volumétrica de la bomba , $E_v = 80\%$

b) PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

1.- De no haberse obtenido el valor de (V) directamente por pistoneo , deberá calcularse según la formula :

$$V = q / E_v \quad \text{bls/día}$$

Para nuestro caso se tiene que $V = 10$ bls/día

2.- Con el valor $V = 10$ bls/día , y la profundidad de asentamiento de la bomba $H = 1500$ pies , se entra en la figura 3-2 a fin de seleccionar la unidad de bombeo.

Los valores de V y H inciden en un punto del área inferior a la línea A , de dicha figura , por lo que la unidad a escogerse será aquella que tenga un tamaño igual o menor que 40 API . Tomando en cuenta la posición del punto a que nos referimos anteriormente , seleccionamos una unidad balanceada en la viga por ser lo aconsejable en estos casos: poca profundidad y bajo rendimiento . la unidad escogida según la tabla

3-1 fue : API B - 16D - 53 - 24

3.- Desde la misma tabla 3-1 se selecciona la longitud de carrera del vástago pulido , $S = 24$ pulgs.

4.- Para determinar los valores de diámetro de tubería (\varnothing_t) , diámetro del pistón (\varnothing_p) , diámetro de las varillas (\varnothing_r) , y la velocidad de bombeo

(N) ; deberá usarse los valores encontrados en tablas similares a la tabla 3-2 siempre que el tamaño de la unidad de bombeo mecánico sea mayor que 40 API .

Es de hacer notar que , en una situación particular , dichos valores deben ser ajustados si se estima conveniente , ya que en determinados casos las tablas sirven solo de guía para el diseño.

Cuando la unidad de bombeo mecánico es menor que 40 API es preferible asumir los datos.

Diámetro de la tubería	$\varnothing_t = 2 \frac{3}{8}$ O.D. pulgs
Diámetro del pistón	$\varnothing_p = 1 \frac{1}{4}$ pulgs.
Diámetro de las varillas	$\varnothing_r = \frac{5}{8}$ y $\frac{3}{4}$ pulgs.
Velocidad de bombeo	N = 8 carreras/minuto



5. -Desde la tabla 3-3 y en función del diámetro del pistón se escoge las varillas de succión. Para el presente diseño se usara: 65.6% de varillas de $\frac{5}{8}$ pulgs y 34.4 % de varillas de $\frac{3}{4}$ pulgs. Regístrese los siguientes factores desde la tabla 3-3:

Peso promedio por pie de las varillas en el aire , $W_r = 1.306$ lbs/pie.

Constante elástica para las varillas , $E_r = 1.138 \times 10^6$ pulg/lb-pie.

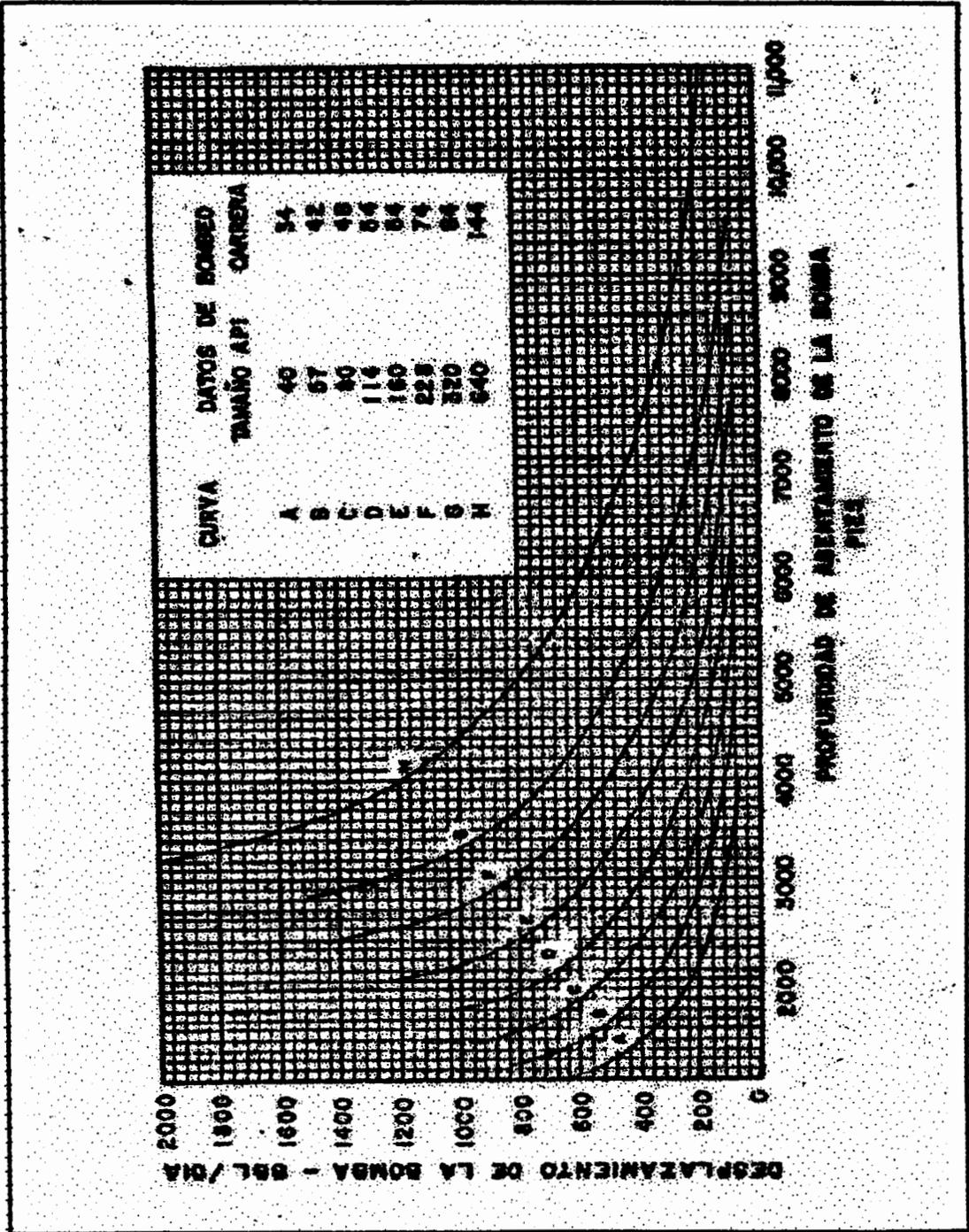


Fig.3.2 Selección de la unidad de bombeo y longitud de carrera
 API 11 L4, Curves For Selecting Beam Pumping Units

TABLA 3-1
ESPECIFICACIONES PARA LA UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA EN LA VIGA

UNIT	B-57D- 109-45	B-57D- 109-42	B-40D- 89-42	B-40D- 78-42	B-40D- 89-38	B-25D- 87-38	B-25D- 87-30	B-25D- 53-30	B-25D- 53-24	B-18D 53-30	B-18D- 53-24	B-10D- 27-30	B-8D- 21-24
Polished Rod cap., lbs	10900	10900	8900	7600	8900	6700	6700	5300	5300	5300	5300	2700	2100
Stroke length, ins	48, 31	42, 32	42, 32	42, 32	36, 28	36, 24	30, 20	30, 25	24, 20	30, 25	30, 24	30, 24	24, 20
Walking Beam	16"x45lb	15"x45lb	16"x36lb	14"x34lb	14"x34lb	14"x34lb	12"x27lb	10"x25lb	10"x21lb	10"x 25lb	10"x21lb	8"x17lb	8"x12lb
Equalizer Bearing	BRONZE BUSHED, OIL BATH TYPE												
Center Bearing	BRONZE BUSHED, OIL BATH TYPE												
Crank Pin Bearing	SPHERICAL ROLLER BEARINGS												
Hanger	2/3"x14t	2/3"x12t	3/4"x12t	3/4"x12t	3/4"x11t	3/4"x11t	3/4"x11t	1/2"x8t	1/2"x8t	1/2"x8t	1/2"x8t	1/2"x8t	1/2"x8t
Horse Head Beam #	150	150	150	125	125	125	125	100	100	100	100	90	75
No. of Beam Weights	EFFECTIVE COUNTERBALANCE AT POLISHED ROD, LBS.												
0.....	400	550	420	420	550	300	320	170	265	170	265	100	80
1.....	700	880	710	660	830	520	555	315	470	315	470	235	170
2.....	1000	1205	995	895	1105	710	785	516	670	516	670	365	240
3.....	1300	1530	1280	1130	1380	955	1015	685	870	685	870	495	380
4.....	1695	1830	1560	1385	1650	1170	1240	850	1085	850	1085	620	520
5.....	1890	2165	1835	1595	1915	1380	1465	1015	1260	1015	1260	745	630
6.....	2180	2480	2110	1825	2180	1590	1685	1175	1445	1175	1445	870	740
7.....	2420	2760	2380	2050	2440	1795	1905	1330	1635	1330	1635	990	845
8.....	2780	3100	2650	2275	2700	2000	2120	1485	1820	1485	1820	1110	950
9.....	3045	3405	2915	2497	2995	2200	2335	1615	2000	1615	2000	1225	1050
10.....	3325	3710	3180	2715	3210	2400	2645	1795	2175	1795	2175	1340	1150
11.....	3695	4010	3440	2930	3460	2595	2780	1940	2350	1940	2350	1450	1250
12.....	3895	4300	3700	3145	3795	2790	2955	2090	2525	2090	2525	1560	1315
13.....	4100	4595	3955	3350	3950	2960	3155	2230	2690	2230	2690	1670	1440
14.....	4435	4900	4210	3570	4180	3170	3355	2375	2855	2375	2855	1775	1530

De la norma API 11E Pumping Units

TABLA 3-1
ESPECIFICACIONES PARA LA UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA EN LA VIGA (continuación)

UNIT	B-67D-109-45	B-67D-109-42	B-400-89-42	B-400-76-42	B-250-67-38	B-250-67-30	B-250-53-24	B-160-53-30	B-160-53-24	B-100-27-30	B-60-21-24
Polished Rod cap	10900	8900	7800	6700	6700	6700	5300	5300	5300	2700	2100
Stroke length, in	48, 31	42, 32	42, 32	38, 28	38, 24	30, 20	24, 20	30, 25	30, 24	30, 24	24, 20
Walking Beam	16"x65b	16"x65b	14"x48b	14"x48b	14"x48b	12"x27b	10"x25b	10"x25b	10"x21b	10"x17b	6"x12b
Eccentric Bearing BRONZE BUSHED, OIL BATH TYPE											
Center Bearing BRONZE BUSHED, OIL BATH TYPE											
Crank Pin Bearing SPHERICAL ROLLER BEARINGS											
Hanger	2 3/4"x14	2 3/4"x12	3/4"x12	3/4"x12	3/4"x11	3/4"x11	1/2"x8	1/2"x8	1/2"x8	1/2"x8	1/2"x8
Horse Head Base	150	150	125	125	125	125	100	100	100	90	75
EFFECTIVE COUNTERBALANCE AT POLISHED ROD, LBS.											
No. of Beam Weights	4785	5180	4460	3780	4430	3355	3580	2520	3015	2520	1620
15.....	4975	5470	4710	3985	4665	3540	3745	2665	3175	2665	1980
16.....	5210	5755	4955	4190	4900	3720	3985	2785	3330	2785	2080
17.....	5565	6010	5195	4300	5130	3900	4125	2920	3485	2920	2175
18.....	5785	6320	5435	4590	5300	4075	4310	3050	3685	3050	2385
19.....	6025	6600	5670	5180	5585	4215	4480	3180	3785	3180	2595
20.....	6280	6875	5905	5370	5810	4415	4670	3300	3925	3300	2805
21.....	6585	7150	6135	5580	6030	4580	4845	3425	4055	3425	3015
22.....	6785	7420	6365	5745	6250	4745	5020	3545	4285	3545	3225
23.....	7035	7685	6590	5930	6465	4905	5190	3660	4340	3660	3435
24.....	7280	7950	6815	6110	6680	5085	5360	3780	4400	3780	3645
25.....	7525	8210	7035	6300	6890	5250	5525	3890	4400	3890	3855
26.....	7770	8470	7255	6470	7100	5375	5525	4000	4400	4000	4065
27.....	8040										
28.....	8250										
29.....	8485										
30.....											

De la norma API 11E Pumping Units

TABLA # 3 - 2

DATOS DE DISEÑO PARA UNIDADES API 40 CON CARRERA DE 34 Pulg.

Profundidad de la bomba Pies	Tamaño del pistón Pulg.	Tamaño de la tubería de producción Pulg.	Tamaño de las varillas Pulg.	Velocidad de bombeo carreras/mín.
1000-1100	2 3/4	3	7/8	24 - 19
1100 - 1250	2 1/2	3	7/8	24 - 19
1250 - 1650	2 1/4	2 1/2	3/4	24 - 19
1650 - 1900	2	2 1/2	3/4	24 - 19
1900 - 2150	1 3/4	2 1/2	3/4	24 - 19
2150 - 3000	1 1/2	2	5/8 - 3/4	24 - 19
3000 - 3700	1 1/4	2	5/8 - 3/4	22 - 18
3700 - 4000	1	2	5/8 - 3/4	21 - 18

De la norma API 11E Pumping Units

Desde la tabla 3-4 se halla el valor de la constante elástica de la tubería de producción $E_1 = 0.307 \times 10^6$ pulg/lb-pie.

6.-Cálculo de la carga diferencial de fluido sobre el área total del pistón.

$$F_o = 0.340 \times G \times D^2 \times H \quad \text{lbs}$$

$$F_o = 0.340 \times 0.9090 \times 1.5625 \times 1500 \quad \text{lbs}$$

$$F_o = 725 \quad \text{lbs}$$

7.-Cálculo de la constante elástica total de las varillas de succión.

$$1/K_r = E_r \times L \quad \text{pulg/lb}$$

$$1/K_r = 1.138 \times 10^6 \times 1500 \quad \text{pulg/lb}$$

$$1/K_r = 1.707 \times 10^3 \quad \text{pulg/lb}$$

8.-Cálculo de las libras necesarias para alargar las varillas una cantidad igual a la longitud de la carrera S:

$$S_{kr} = S / (1/k_r) \quad \text{lbs}$$

$$S_{kr} = 24 / 1.707 \times 10^3 \quad \text{lbs}$$

$$S_{kr} = 14060 \quad \text{lbs}$$

9.- $F_o / S_{kr} = 7255 / 14060$

$$F_o / S_{kr} = 0.052$$

$$10.- N / N_0 = (N \times L) / 245000$$

$$N / N_0 = (8 \times 1500) / 245000$$

$$N / N_0 = 0.049$$

11.-La constante elástica de la porción de tubería no anclada esta dada:

$$1/ k_t = E_t \times L \quad \text{pulg/lb}$$

$$1/ k_t = 0.307 \times 10^{-6} \times 1500 \quad \text{pulg/lb}$$

$$1/ k_t = 4.605 \times 10^{-4} \quad \text{pulg/lb}$$

12.-Desde la figura 3-3 y partiendo con el valor de N / N_0 hasta encontrar la

línea correspondiente al valor F_0 / S_{kr} se puede determinar :

$$S_p / S = 0.94$$

13. -La carrera efectiva del pistón esta dada por:

$$S_p = ((S_p / S) \times S) - (F_0 \times 1 / K_t) \quad \text{pulg.}$$

$$S_p = (0.94 \times 24) - (725 \times 4.605 \times 10^{-4}) \quad \text{pulg.}$$

$$S_p = 22.23 \quad \text{pulg.}$$

14.-El desplazamiento de la bomba será :

$$PD = 0.1166 \times S_p \times N \times D^2 \quad \text{bls/día}$$

$$PD = 0.1166 \times 22.23 \times 8 \times 1.5625 \quad \text{bls/día}$$

$$PD = 32.40 \quad \text{bls/día}$$

TABLA # 3-3
Peso Promedio por Pie para Distintas Columnas de Varillas de Succion

Varilla Num.	Diámetro del pistón Pulg. D	Peso de las varillas Lbs/pie W _r	Constante de elasticidad Pulg/lib-pie E _r	Arreglo de varillas de succión				
				1	7/8	3/4	5/8	1/2
44	Todos	0,726	1.990 x 10 ⁶					100,0
54	1,06	0,892	1.697 x 10 ⁶				40,5	59,5
54	1,25	0,914	1.859 x 10 ⁶				45,9	54,1
54	1,50	0,948	1.597 x 10 ⁶				54,5	45,5
54	1,75	0,990	1.525 x 10 ⁶				64,6	35,4
54	2,00	1,037	1.442 x 10 ⁶				76,2	23,8
55	Todos	1,135	1.270 x 10 ⁶				100,0	
64	1,06	1,116	1.441 x 10 ⁶			28,1	33,1	38,8
64	1,25	1,168	1.368 x 10 ⁶			31,8	37,5	30,7
64	1,50	1,250	1.252 x 10 ⁶			37,7	44,3	17,8
64	1,75	1,347	1.116 x 10 ⁶			44,7	52,7	2,6
65	1,06	1,291	1.150 x 10 ⁶			31,3	68,7	
65	1,25	1,306	1.138 x 10 ⁶			34,4	65,6	
65	1,50	1,330	1.119 x 10 ⁶			39,2	60,8	

TABLA # 3-3
Peso Promedio por Pie para Distintas Columnas de Varillas de Succion (continuacion)

Varilla Num.	Diámetro del pistón Puig. D	Peso de las varillas Lbs/pie W_r	Constante de elasticidad Puig/lb-pie E_r	Arreglo de varillas de succión					
				1	7/8	3/4	5/8	1/2	
65	2,50	1,471	1.010×10^{-6}		67,4		32,0		
65	2,75	1,517	0.974×10^{-6}		76,6		23,4		
66	Todos	1,634	0.863×10^{-6}		100,0				
75	1,06	1,511	1.030×10^{-6}		22,6	26,1	51,3		
75	1,25	1,548	1.006×10^{-6}		24,8	28,6	46,6		
75	1,50	1,606	0.969×10^{-6}		26,3	32,6	39,1		
75	1,75	1,674	0.924×10^{-6}		32,4	37,4	30,2		
75	2,00	1,754	0.874×10^{-6}		37,2	42,8	20,0		
75	2,25	1,843	0.816×10^{-6}		42,5	49,2	6,3		
76	1,06	1,767	0.822×10^{-6}		25,9	74,1			
76	1,25	1,798	0.816×10^{-6}		27,6	72,2			
76	1,50	1,816	0.811×10^{-6}		30,9	69,1			
76	1,75	1,836	0.803×10^{-6}		34,3	65,7			
76	2,00	1,861	0.793×10^{-6}		36,5	61,5			
76	2,25	1,888	0.782×10^{-6}		43,1	56,9			

TABLA 3-4**DATOS DE TUBERÍA DE PRODUCCIÓN**

Diámetro de tubería	Diámetro exterior en pulg.	Diámetro interior en pulg.	Area pulg.²	Constante Elástica pulg./lb-pie	Peso Lb/Pie
1,900	1,900	1,610	0,800	0.500×10^{-6}	2,9
2 3/8	2,375	1,995	1,304	0.307×10^{-6}	4,70
2 7/8	2,875	2,441	1,812	0.221×10^{-6}	6,50
3 1/2	3,500	2,992	2,590	0.154×10^{-6}	9,30
4	4,000	3,476	3,077	0.130×10^{-6}	11,00
4 1/2	4,500	3,958	3,601	0.111×10^{-6}	12,75

.De la norma 5A de A.P.I.

15.-La producción esperada será :

$$q = PD \times E_v \quad \text{bls/día}$$

$$q = 32.0 \times 0.80 \quad \text{bls/día}$$

$$q = 25.92 \quad \text{bls/día}$$

Al comparar este volumen con el potencial del pozo se nota que el diseño en lo referente a producción , cubre los requerimientos necesarios. Si el desplazamiento calculado de la bomba no satisface los requerimientos , se tendrá que efectuar los ajustes apropiados en los datos asumidos y repetir los pasos del 1 al 15

16.-Determine el peso total de las varillas de succión en el aire según la formula

$$W = W_r \times L \quad \text{lbs}$$

$$W = 1.306 \times 1500 \quad \text{lbs}$$

$$W = 1959 \quad \text{lbs}$$

17.- El peso total de las varillas de succión en el fluido será:

$$W_{ff} = W (1 - [0.128 \times G]) \quad \text{lbs}$$

$$W_{ff} = 1959 (1 - [0.128 \times 0.909]) \quad \text{lbs}$$

$$W_{ff} = 1731 \quad \text{lbs}$$

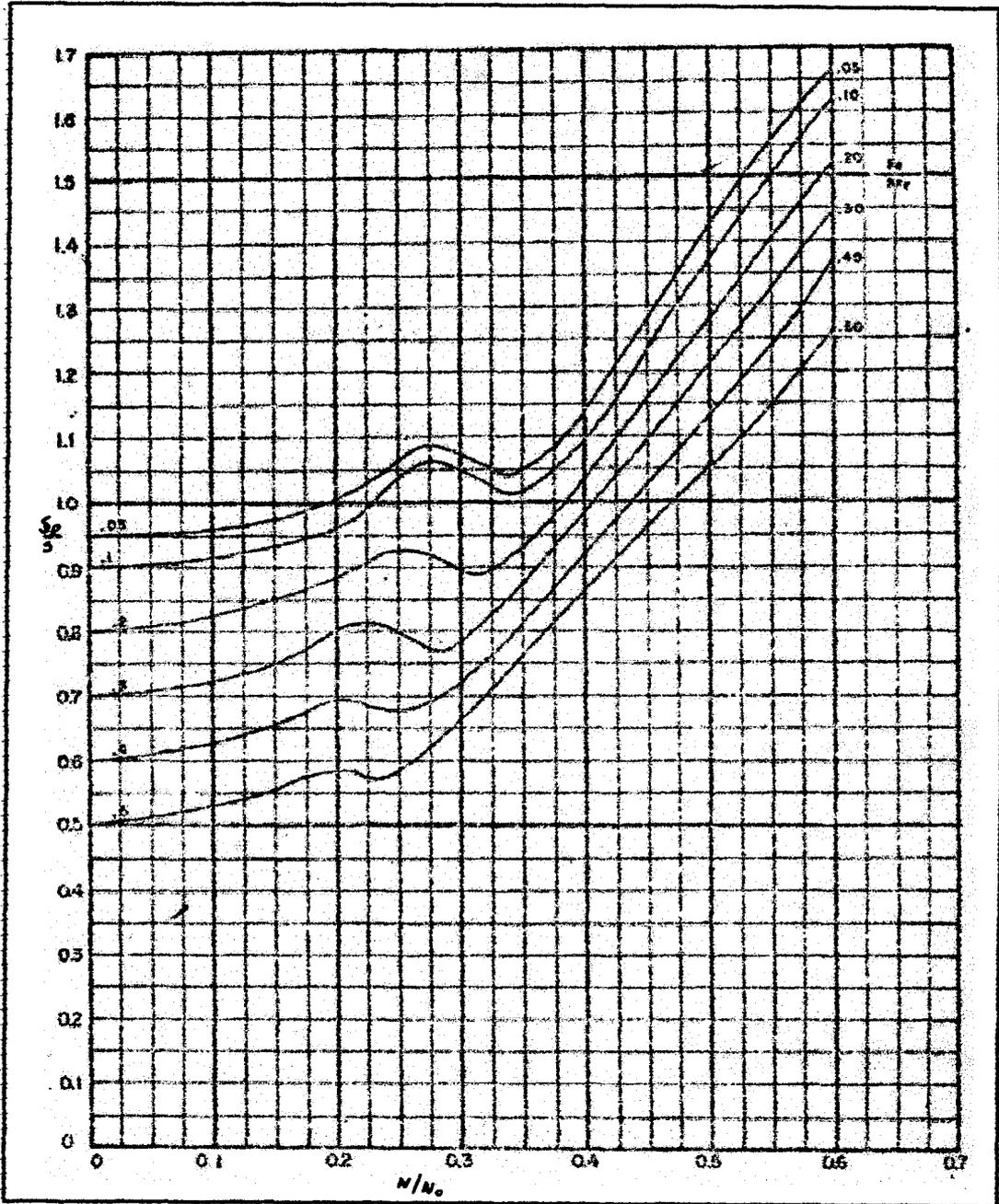


FIG.3-3 S_p/S , FACTOR DE CARRERA DEL PISTÓN .
API 11 L4, Curves For Selecting Beam Pumping Units

$$18.- W_H / S_W = 1731 / 14060$$

$$W_H / S_W = 0.123$$

Registraremos los factores :

$$19.- F_1 / S_W = 0.065$$

Este valor se obtiene desde la fig. 3-4 conociendo N/N_0 y F_0 / S_W .

20.- Desde la figura 3-5 se halla :

$$F_2 / S_W = 0.005$$

21.- Desde la figura 3-6 obtenemos:

$$2T / S_W^2 = 0.080$$

$$22.- F_3 / S_W = 0.055$$

Este factor es obtenido a partir de la figura 3-7

23.- La constante de ajuste de torque , T_e ; para valores de W_H / S_W menores de 0.3 se obtiene del siguiente modo:

Desde la figura 3-8 y con los valores de N / N_0 y F_0 / S_W se determina el porcentaje de ajuste , que para este caso es 16% . Como $W_H / S_W = 0.123$, se tiene que :

$$0.3 - 0.123 = 0.177 \text{ (decremento)}$$

Como el ajuste es para cada incremento o decremento de 0.1 se tiene .

$$1.77 \times 16 \% = 0.28$$

Por lo que :

$$T_a = 1.00 - 0.28 = 0.72$$

Si 0.123 hubiera sido un incremento sobre el valor de $W_{rf} / S_{kr} = 0.3$, entonces 0.28 tendría que ser sumado a 1.00 para encontrar el valor de T_a .

Hallamos la solución para las características de operación :

24.- La carga máxima en el vástago pulido esta dada por :

$$PPRL = W_{rf} + [(F_1 / S_{kr}) \times S_{kr}] \quad \text{lbs}$$

$$PPRL = 1731 + (0.065 \times 14060) \quad \text{lbs}$$

$$PPRL = 2645 \quad \text{lbs}$$

La unidad B -16D - 53 - 24 soporta una carga máxima de 5300 lbs por lo que podemos continuar con el diseño .Caso contrario se diseñaría un arreglo de varillas sé succión de menos peso o seleccionamos una unidad más grande .

25.- La carga mínima en el vástago pulido será :

$$MPRL = W_{rf} - ((F_2 / S_{kr}) \times S_{kr}) \quad \text{lbs}$$

$$MPRL = 1731 - (0.005 \times 14060) \quad \text{lbs}$$

$$MPRL = 1660 \quad \text{lbs}$$

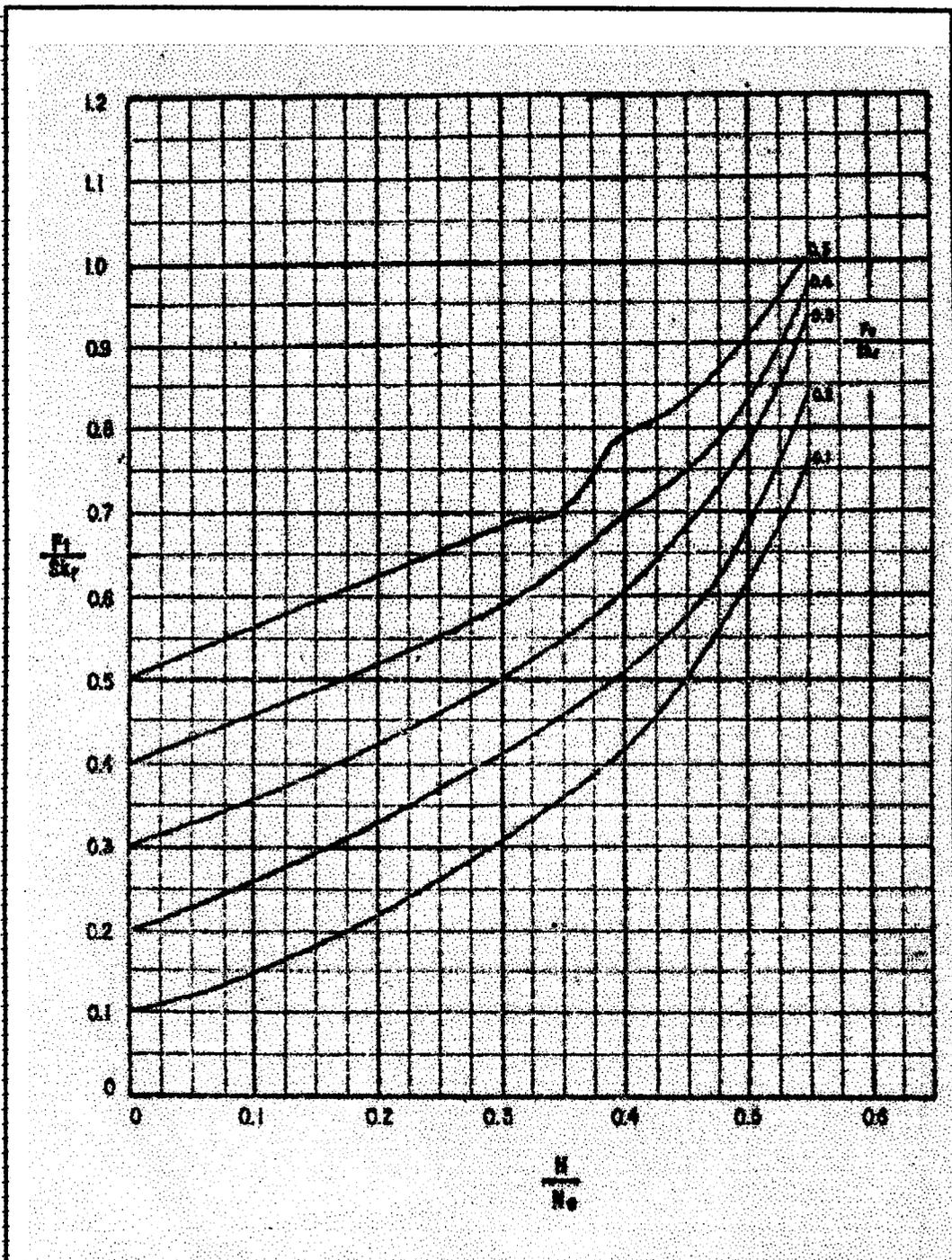


FIG.3-4 F_1 / S_{1r} , Carga Máxima en el Vástago Pulido.
API 11 L4, Curves For Selecting Beam Pumping Units

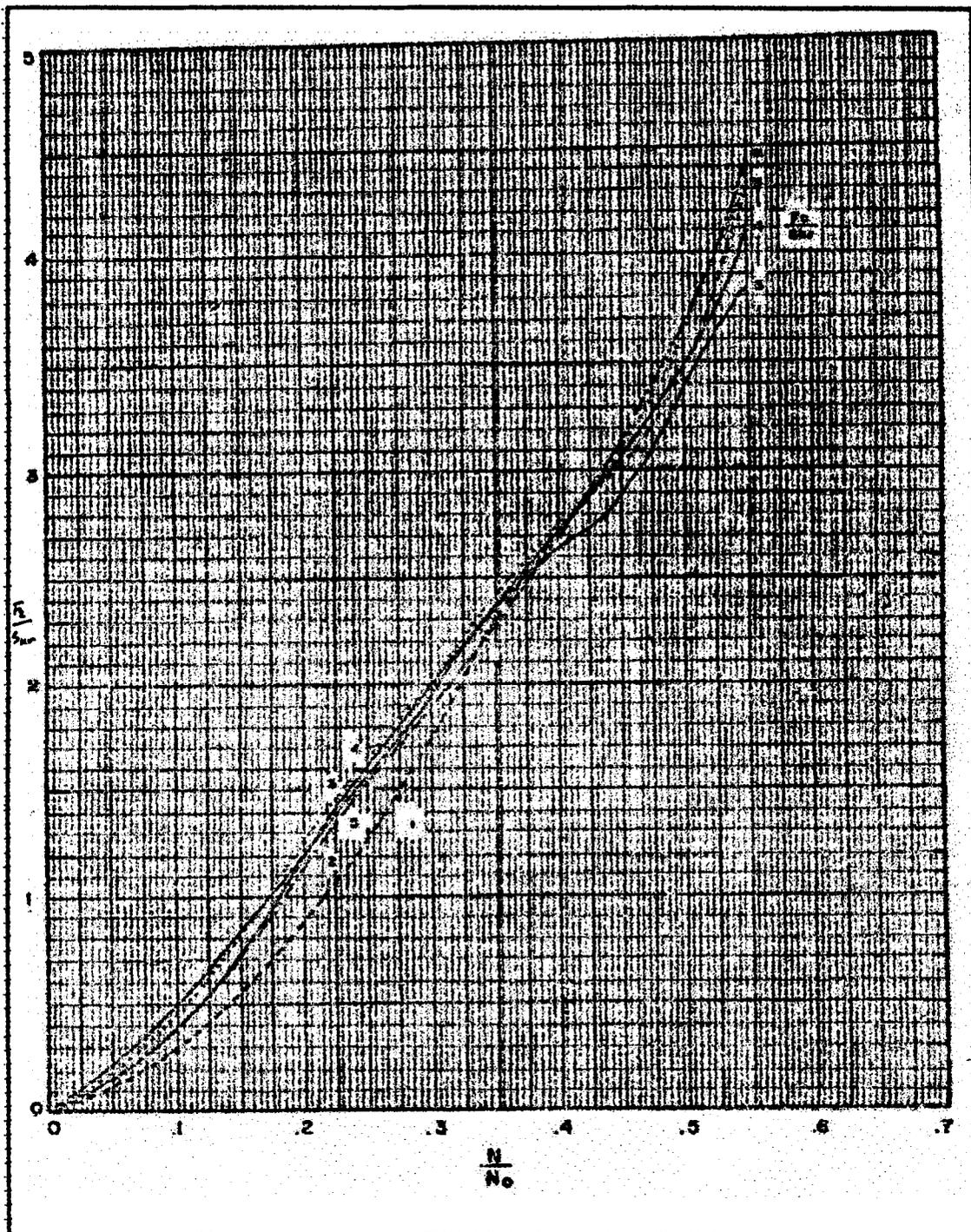


FIG.3-5 F_2 / S_{kr} , Carga Mínima en el Vástago Pulido.
API 11 L4.Curves For Selecting Beam Pumping Units

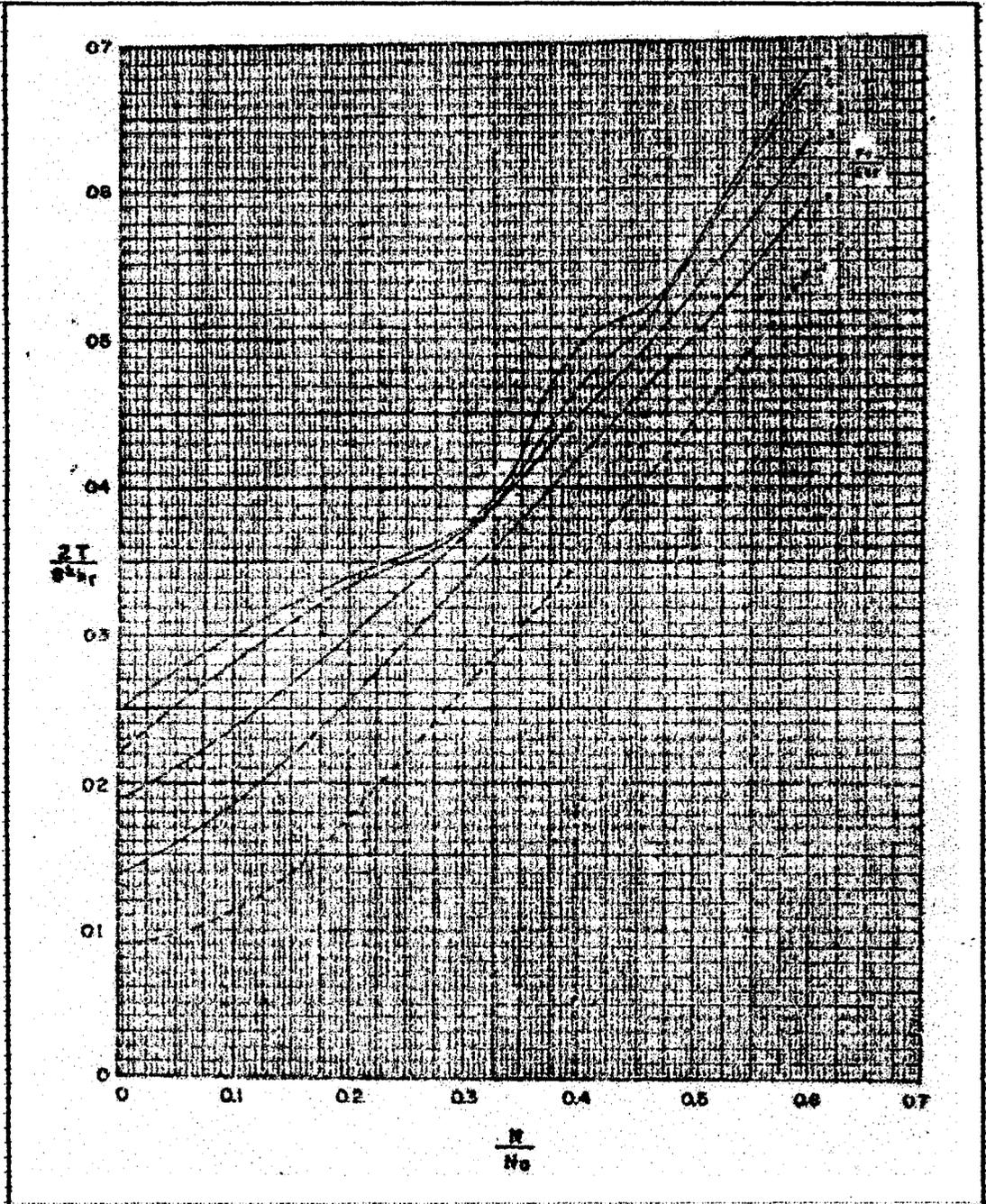


FIG.3-6 $\frac{2T}{S_w^2}$, Torque Máximo API11L
 API 11 L4, Curves For Selecting Beam Pumping Units

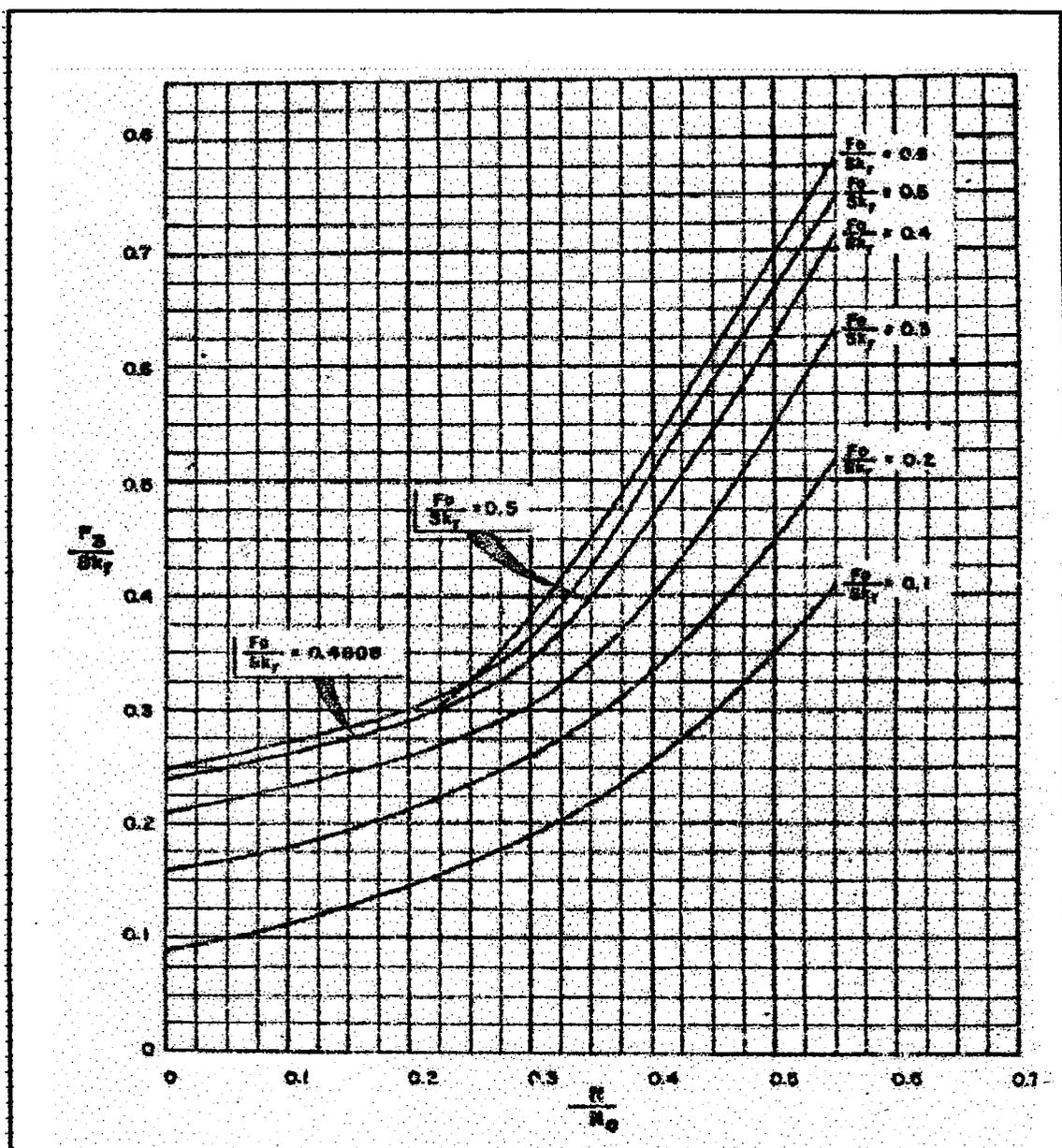


FIG.3-7 F_3 / S_{kr} . Potencia en el Vastago Pulido.
API 11 L4, Curves For Selecting Beam Pumping Units

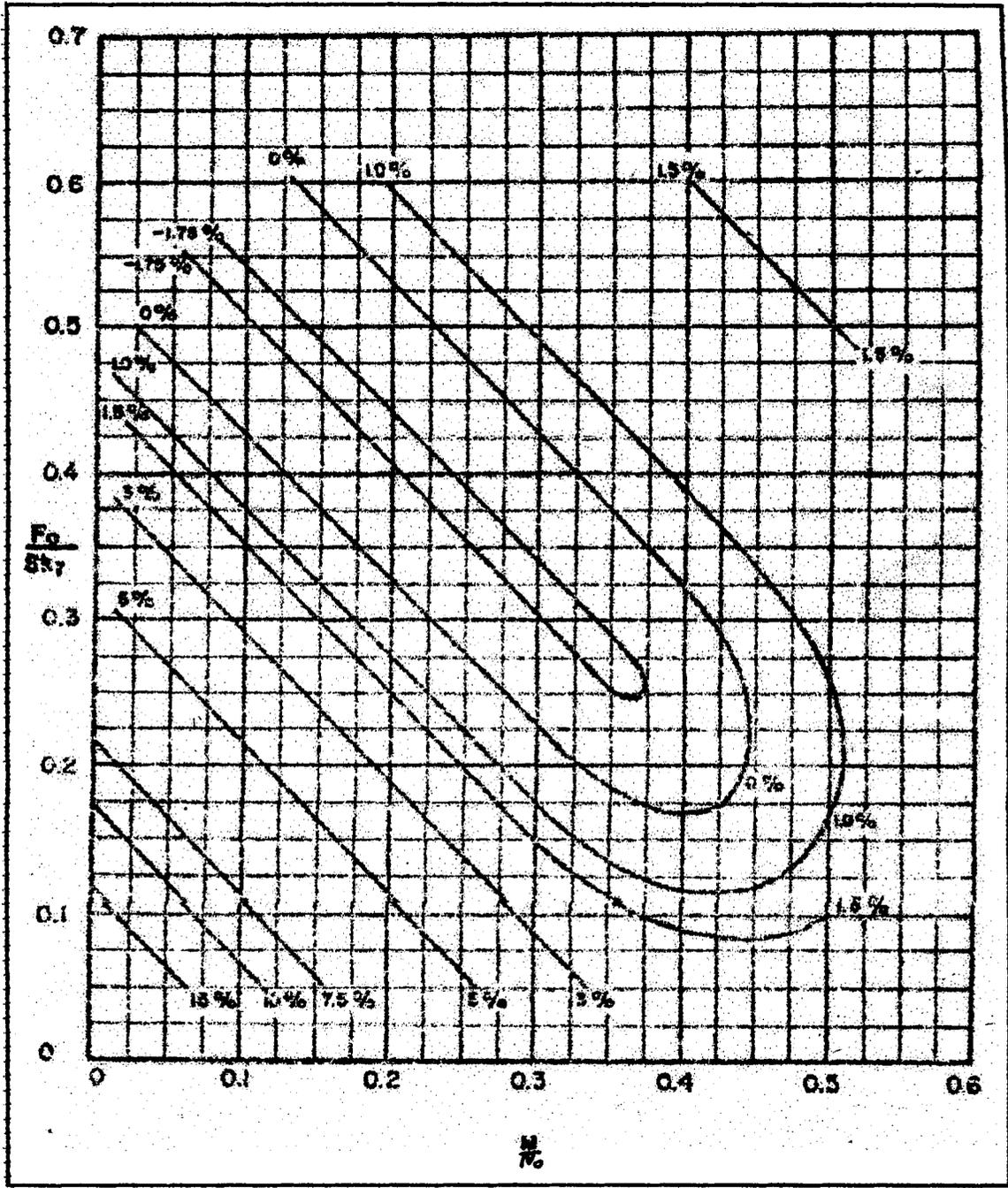


FIG.3-8 T_a, Ajuste de Torque Máximo .
API 11 L4, Curves For Selecting Beam Pumping Units

26.- El torque máximo en lbs-pulg :

$$PT = 2T / S_{tr}^2 \times S_{tr} \times S/2 \times T_s \quad \text{lbs-pulg}$$

$$PT = 0.055 \times 14060 \times 12 \times 0.72 \quad \text{lbs-pulg}$$

$$PT = 6882 \quad \text{lbs-pulg}$$

La unidad seleccionada resiste un torque máximo de 16000 lbs-pulg , así que el torque que hemos hallado se encuentra en el rango.

27.- Potencia en el vástago pulido

$$PRHP = F_j / S_{tr} \times S_{tr} \times S \times N \times 2.53 \times 10^{-6} \quad \text{hp}$$

$$PRHP = 0.050 \times 14060 \times 24 \times 8 \times 2.53 \times 10^{-6} \quad \text{hp}$$

$$PRHP = 0.34 \quad \text{hp}$$

28.- Efecto del contrabalance requerido

$$CBE = 1.06 (W_H + 1/2F_o) \quad \text{lbs}$$

$$CBE = 1.06 (1731 + 362.5) \quad \text{lbs}$$

$$CBE = 2219 \quad \text{lbs}$$

A fin de determinar el tipo de varillas que se usaran , se recomienda aplicar el siguiente método haciendo uso de la tabla 3-5.

29.- Número de contrapesos en la viga = 10 placas

Total de contrapesos = 2250 lbs

30.- Tensión o esfuerzo máximo .

$$T_{\max} = PPRL / A_r \quad \text{lbs/pulg}^2$$

$$T_{\max} = 2645 / 0.442 \quad \text{lbs/pulg}^2$$

$$T_{\max} = 5985 \quad \text{lbs/pulg}^2$$

31.- La tensión o esfuerzo mínimo esta dado por la formula:

$$T_{\min} = MPRL / A_r \quad \text{lbs/pulg}^2$$

$$T_{\min} = 1660 / 0.442 \quad \text{lbs/pulg}^2$$

$$T_{\min} = 3756 \quad \text{lbs/pulg}^2$$

32.-A partir de la figura 3-9 y con el valor de la tensión mínima hallada se puede encontrar la tensión máxima para la varilla escogida.En este caso tomaremos varillas de 90000 lbs/pulg² de tensión extrema encontrando que la tensión máxima recomendada es de 24000 lbs/pulg² cuando el pozo funciona en condiciones ideales pero , para estos pozos es recomendable un 80 % de factor de servicio 24000 lbs/pulg² x 0.80 = 19200 lbs/pulg .Que es la tensión máxima recomendable y superior a la hallada de 5985 lbs/pulg² .

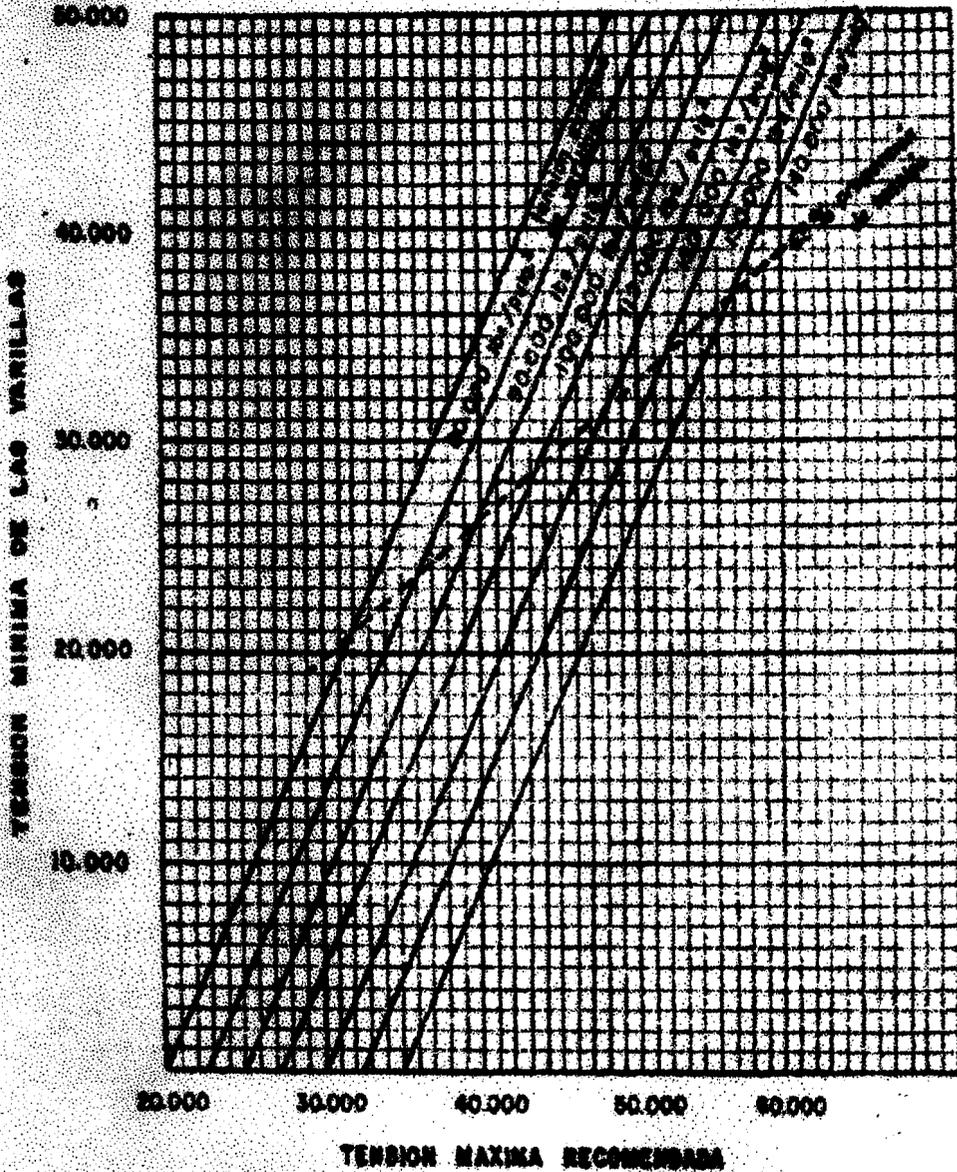


FIG.3-9 Correccion del Factor de Carga ,
API 11 L4, Curves For Selecting Beam Pumping Units

3.2.- Cálculo para Pozo Pacoa 14



Fig. 3.11 Pozo PACOA 14

a) DATOS NECESARIOS

1.-Producción actual $q = 7$ bls/día

2.-Desplazamiento teórico de la bomba o potencial del pozo ;

$$V = 7 \text{ bls/día}$$

3.-Gravedad específica del fluido ; $G = 0.91$



- 4.- Nivel del fluido , $H = 1000$ pies.
- 5.- Profundidad de asentamiento de la bomba , $L = 1000$ pies.
- 6.- Eficiencia volumétrica de la bomba , $E_v = 80\%$.

b) PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

- 1.- Potencial del pozo $V = 7$ bis/día
- 2.- Unidad API seleccionada : B - 16D - 53 - 24
- 3.- Longitud de la carrera del vástago pulido $S = 24$ pulgs.
- 4.- Diámetro de la tubería $\varnothing_t = 2 \frac{3}{8}$ O.D. pulgs
 Diámetro del pistón $\varnothing_p = 1 \frac{1}{4}$ pulgs.
 Diámetro de las varillas $\varnothing_r = \frac{5}{8}$ y $\frac{3}{4}$ pulgs.
 Velocidad de bombeo $N = 8$ carreras/minuto
- 5.- Arreglo de las varillas de succión : 65.6% de varillas de $\frac{5}{8}$ pulg. y 34.4 % de varillas de $\frac{3}{4}$ pulg.
 Peso promedio por pie de las varillas en el aire , $W_r = 1.306$ lbs/pie.
 Constante elástica para las varillas , $E_r = 1.138 \times 10^6$ pulg/lb-pie.
 Constante elástica de la tubería de producción $E_t = 0.307 \times 10^6$ pulg/lb-pie.
- 6.- Carga diferencial de fluido sobre el área total del pistón.
 $F_o = 484$ lbs
- 7.- Constante elástica total de las varillas de succión.
 $1/K_r = 1.138 \times 10^{-3}$ pulg/lb

8. - Libras necesarias para alargar las varillas de succión una cantidad igual a la longitud de la carrera S

$$S_{wv} = 21080 \text{ lbs}$$

9.- $F_o / S_{wv} = 0.022$

10.- $N / N_o = 0.032$

11.- Constante elástica de la porción de tubería no anclada

$$1/k_e = 0.307 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$$

12.- Factor adimensional de carrera efectiva del pistón

$$S_p / S = 0.975$$

13. - Carrera efectiva del pistón

$$S_p = 23.251 \text{ pulg.}$$

14.- Desplazamiento de la bomba

$$PD = 33.88 \text{ bla/día}$$

15.- Producción esperada

$$q = 27.04 \text{ bla/día}$$

16.- Peso total de las varillas de succión en el aire

$$W = 1306 \text{ lbs}$$

17.- Peso total de las varillas de succión en el fluido

$$W_{ff} = 1154 \text{ lbs}$$

18.- $W_{ff} / S_{wv} = 0.054$

Registraremos los factores :

19.- $F_1 / S_{tr} = 0.025$

20.- $F_2 / S_{tr} = 0.01$

21.- Factor adimensional de torque

$$2T / S_{tr}^2 = 0.025$$

22.- $F_3 / S_{tr} = 0.04$

23.- Constante de ajuste de torque

$$T_a = 0.508$$

Hallamos la solución para las características de operación :

24.- Carga máxima en el vástago pulido

$$PPRL = 1682 \text{ lbs}$$

25.- Carga mínima en el vástago pulido

$$MPRL = 944 \text{ lbs}$$

26.- Torque máximo

$$PT = 3215 \text{ lbs-pulg}$$

27.- Potencia en el vástago pulido

$$PRHP = 0.435 \text{ hp}$$

28.- Efecto del contrabalanceo requerido

$$CBE = 1480 \text{ lbs}$$

29.- Número de contrapesos en la viga = 6 placas

$$\text{Total de contrapesos} = 1445 \text{ lbs}$$

30.- Tensión o esfuerzo máximo .

$$T_{\max} = 3803 \text{ lbs/pulg}^2$$

31.- Tensión o esfuerzo mínimo

$$T_{\min} = 2138 \text{ lbs/pulg}^2$$

32.- Tensión máxima recomendada

$$T_{\max} \text{ recomendada} = 19200 \text{ lbs/pulg}$$

3.3.- Cálculo para Pozo Pacoa 17



Fig. 3.12 Pozo PACOA 17

a) Datos Necesarios

- 1.- Producción actual $q_1 = 16$ bls/día
- 2.- Desplazamiento teórico de la bomba o potencial del pozo
 $V = 16$ bls/día
- 3.- Gravedad específica del fluido ; $G = 0.91$
- 4.- Nivel del fluido , $H = 1000$ pies.
- 5.- Profundidad de asentamiento de la bomba , $L = 1000$ pies.
- 6.- Eficiencia volumétrica de la bomba , $E_v = 80\%$

b) Procedimiento de Cálculo

1.- Potencial del pozo $V = 7$ bbl/día

2.- Unidad API seleccionada : B - 16D - 53 - 24

3.- Longitud de la carrera del vástago pulido $S = 24$ pulgs.

4.- Diámetro de la tubería $\varnothing_t = 2 \frac{3}{8}$ O.D. pulgs

Diámetro del pistón $\varnothing_p = 1 \frac{1}{4}$ pulgs.

Diámetro de las varillas $\varnothing_r = \frac{5}{8}$ y $\frac{3}{4}$ pulgs.

Velocidad de bombeo $N = 8$ carreras/minuto

5.- Arreglo de las varillas de succión : 65.6% de varillas de $\frac{5}{8}$ pulg y
34.4 % de varillas de $\frac{3}{4}$ pulg

Peso promedio por pie de las varillas en el aire , $W_r = 1.305$ lbs/pie.

Constante elástica para las varillas , $E_r = 1.138 \times 10^6$ pulg/lb-pie.

Constante elástica de la tubería de producción $E_t = 0.307 \times 10^6$
pulg/lb-pie.

6.- Carga diferencial de fluido sobre el área total del pistón.

$$F_o = 484 \text{ lbs}$$

7.- Constante elástica total de las varillas de succión.

$$1/K_r = 1.138 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$$

8. - Libras necesarias para alargar las varillas de succión una cantidad

igual a la longitud de la carrera S:

$$S_{nr} = 21090 \text{ lbs}$$

9.- $F_o / S_w = 0.022$

10.- $N / N_o = 0.032$

11.- Constante elástica de la porción de tubería no anclada

$$1/k_t = 0.307 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$$

12.- Factor adimensional de carrera efectiva del pistón

$$S_p / S = 0.975$$

13. - Carrera efectiva del pistón

$$S_p = 23.251 \text{ pulg.}$$

14.- Desplazamiento de la bomba

$$PD = 33.88 \text{ bis/día}$$

15.- Producción esperada

$$q = 27.04 \text{ bis/día}$$

16.- Peso total de las varillas de succión en el aire

$$W = 1306 \text{ lbs}$$

17.- Peso total de las varillas de succión en el fluido

$$W_{ff} = 1154 \text{ lbs}$$

18.- $W_{ff} / S_{tr} = 0.054$

Registraremos los factores :

19.- $F_1 / S_w = 0.025$

20.- $F_2 / S_w = 0.01$

21.- Factor adimensional de torque

$$2T / S_w^2 = 0.025$$

22.- $F_3 / S_{10} = 0.04$

23.- Constante de ajuste de torque

$$T_a = 0.508$$

Hallamos la solución para las características de operación :

24.- Carga máxima en el vástago pulido

$$PPRL = 1682 \text{ lbs}$$

25.- Carga mínima en el vástago pulido

$$MPRL = 944 \text{ lbs}$$

26.- Torque máximo

$$PT = 3215 \text{ lbs-pulg}$$

27.- Potencia en el vástago pulido

$$PRHP = 0.435 \text{ hp}$$

28.- Efecto del contrabalance requerido

$$CBE = 1480 \text{ lbs}$$

29.- Número de contrapesos en la viga = 6 placas

$$\text{Total de contrapesos} = 1445 \text{ lbs}$$

30.- Tensión o esfuerzo máximo .

$$T_{max} = 3803 \text{ lbs/pulg}^2$$

31.- Tensión o esfuerzo mínimo

$$T_{min} = 2136 \text{ lbs/pulg}^2$$

32.- Tensión máxima recomendada

$$T_{max} \text{ recomendada} = 19200 \text{ lbs/pulg}$$

3.4. – Cálculo para Pozo Pacoa 24

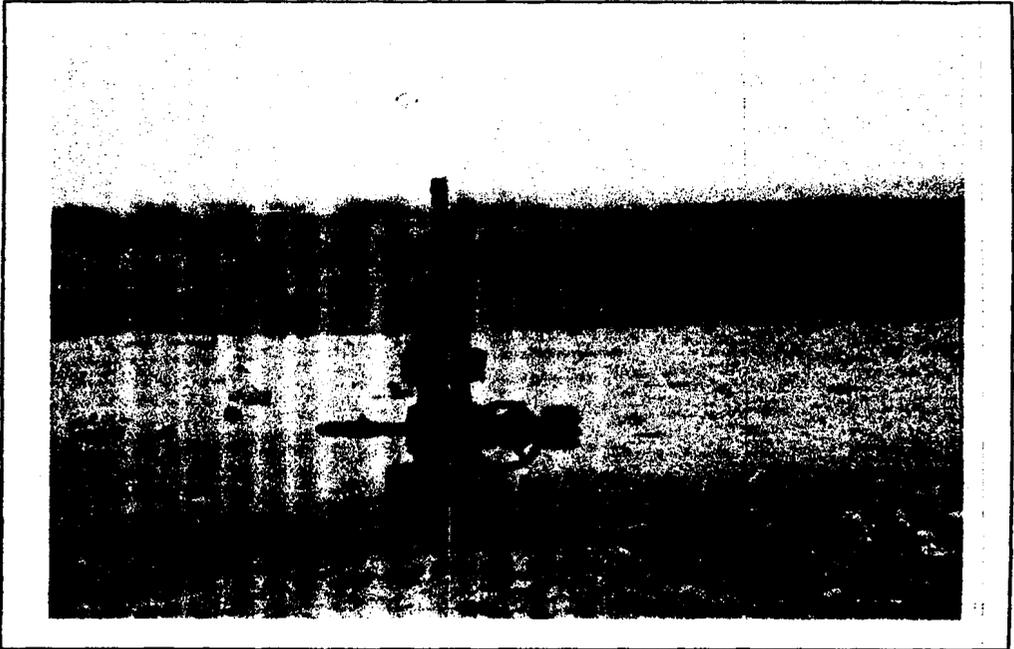


Fig. 3.13 Pozo PACOA 24

a) Datos Necesarios

1. -Producción actual $q = 5$ bls/día
2. -Desplazamiento teórico de la bomba o potencial del pozo
 $V=5$ bls/día
3. -Gravedad específica del fluido; $G= 0.86$
4. -Nivel del fluido, $H = 1800$ pies.
5. - Profundidad de asentamiento de la bomba, $L= 1800$ pies.
6. - Eficiencia volumétrica de la bomba , $E_v = 80\%$

b) Procedimiento de Cálculo

1.- Potencial del pozo $V = 5$ bbl/día

2.- Unidad API seleccionada : B - 16D - 53 - 24

3.- Longitud de la carrera del vástago pulido $S = 24$ pulgs.

4.- Diámetro de la tubería $\varnothing_t = 2 \frac{3}{8}$ O.D. pulgs

Diámetro del pistón $\varnothing_p = 1 \frac{1}{4}$ pulgs.

Diámetro de las varillas $\varnothing_r = \frac{5}{8}$ y $\frac{3}{4}$ pulgs.

Velocidad de bombeo $N = 8$ carreras/minuto

5. - Arreglo de las varillas de succión : 65.6% de varillas de $\frac{5}{8}$ pulgs y
34.4 % de varillas de $\frac{3}{4}$ pulg.

Peso promedio por pie de las varillas en el aire , $W_r = 1.308$ lbs/pie.

Constante elástica para las varillas , $E_r = 1.138 \times 10^6$ pulg/lb-pie.

constante elástica de la tubería de producción $E_t = 0.307 \times 10^6$ pulg/lb-pie.

6.-Carga diferencial de fluido sobre el área total del pistón.

$$F_o = 823 \text{ lbs}$$

7.- Constante elástica total de las varillas de succión.

$$1/K_r = 2.05 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$$

8. - Libras necesarias para alargar las varillas de succión una cantidad

igual a la longitud de la carrera S:

$$S_{nr} = 11717 \text{ lbs}$$

9. - $F_o / S_w = 0.07$

10.- $N / N_o = 0.058$

11.- Constante elástica de la porción de tubería no anclada

$$1/k_t = 5.52 \times 10^{-4} \text{ pulg/lb}$$

12.- Factor adimensional de carrera efectiva del pistón

$$S_p / S = 0.94$$

13. - Carrera efectiva del pistón

$$S_p = 22.10 \text{ pulg.}$$

14.- Desplazamiento de la bomba

$$PD = 32.21 \text{ bis/día}$$

15.- Producción esperada

$$q = 25.77 \text{ bis/día}$$

16.- Peso total de las varillas de succión en el aire

$$W = 2351 \text{ lbs}$$

17.- Peso total de las varillas de succión en el fluido

$$W_{rf} = 2092 \text{ lbs}$$

18.- $W_{rf} / S_{lr} = 0.178$

Registraremos los factores :

19.- $F_1 / S_{lr} = 0.093$

20.- $F_2 / S_{lr} = 0.012$

21.- Factor adimensional de torque

$$2T / S_{lr}^2 = 0.080$$

22.- $F_3 / S_{17} = 0.082$

23.- Constante de ajuste de torque

$$T_a = 0.82$$

Hallamos la solución para las características de operación :

24.- Carga máxima en el vástago pulido

$$PPRL = 3182 \text{ lbs}$$

25.- Carga mínima en el vástago pulido

$$MPRL = 1952 \text{ lbs}$$

26.- Torque máximo

$$PT = 9224 \text{ lbs-pulg}$$

27.- Potencia en el vástago pulido

$$PRHP = 0.96 \text{ hp}$$

28.- Efecto del contrabalance requerido

$$CBE = 2654 \text{ lbs}$$

29.- Número de contrapesos en la viga = 13 placas

$$\text{Total de contrapesos} = 2690 \text{ lbs}$$

30.- Tensión o esfuerzo máximo .

$$T_{max} = 7199 \text{ lbs/pulg}^2$$

31.- Tensión o esfuerzo mínimo

$$T_{min} = 4417 \text{ lbs/pulg}^2$$

32.- Tensión máxima recomendada

$$T_{max} \text{ recomendada} = 20000 \text{ lbs/pulg}$$

3.5.- Cálculo para Pozo Pacoa 26

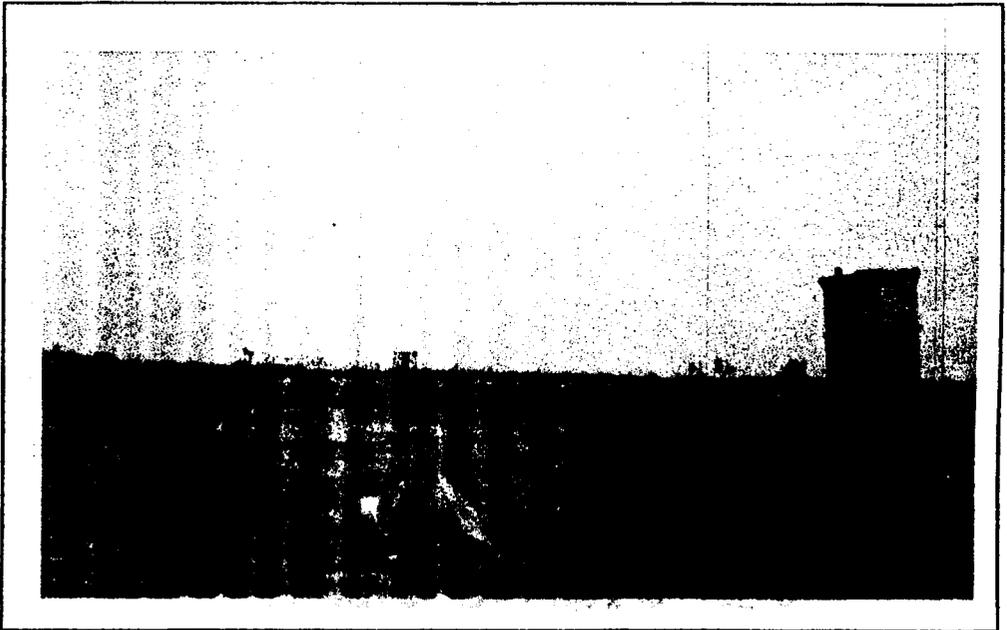


Fig. 3.14 Pozo PACOA 26

a) Datos Necesarios

1. -Producción actual $q = 10$ bls/día
2. -Desplazamiento teórico de la bomba o potencial del pozo
 $V=10$ bls/día
3. -Gravedad específica del fluido; $G= 0.89$
4. -Nivel del fluido, $H = 1700$ pies.
5. - Profundidad de asentamiento de la bomba, $L= 1700$ pies.
6. - Eficiencia volumétrica de la bomba , $E_v = 80\%$

b) Procedimiento de Cálculo

- 1.- Potencial del pozo $V = 10$ bbl/día
- 2.- Unidad API seleccionada : B - 16D - 63 - 24
- 3.- Longitud de la carrera del vástago pulido $S = 24$ pulgs.
- 4.- Diámetro de la tubería $\varnothing_t = 2 \frac{3}{8}$ O.D. pulgs.
 Diámetro del pistón $\varnothing_p = 1 \frac{1}{4}$ pulgs.
 Diámetro de las varillas $\varnothing_r = \frac{5}{8}$ y $\frac{3}{4}$ pulgs.
 Velocidad de bombeo $N = 8$ carreras/minuto
5. - Arreglo de las varillas de succión : 65.6% de varillas de $\frac{5}{8}$ pulgs y
 34.4 % de varillas de $\frac{3}{4}$ pulg.
 Peso promedio por pie de las varillas en el aire , $W_r = 1.306$ lbs/pie.
 Constante elástica para las varillas , $E_r = 1.138 \times 10^6$ pulg/lb-pie.
 constante elástica de la tubería de producción $E_t = 0.307 \times 10^6$ pulg/lb-pie.
- 6.-Carga diferencial de fluido sobre el área total del pistón.
 $F_o = 804$ lbs
- 7.- Constante elástica total de las varillas de succión.
 $1/K_r = 1.93 \times 10^{-3}$ pulg/lb
8. - Libras necesarias para alargar las varillas de succión una cantidad
 igual a la longitud de la carrera S:
 $G_{N'} = 12436$ lbs

9.- $F_o / S_{tr} = 0.06$

10.- $N / N_o = 0.055$

11.- Constante elástica de la porción de tubería no anclada

$$1/k_t = 5.22 \times 10^{-4} \text{ pulg/lb}$$

12.- Factor adimensional de carrera efectiva del pistón

$$S_p / S = 0.95$$

13. - Carrera efectiva del pistón

$$S_p = 22.38 \text{ pulg.}$$

14.- Desplazamiento de la bomba

$$PD = 32.61 \text{ bis/día}$$

15.- Producción esperada

$$q = 26.09 \text{ bis/día}$$

16.- Peso total de las varillas de succión en el aire

$$W = 2221 \text{ lbs}$$

17.- Peso total de las varillas de succión en el fluido

$$W_{fl} = 2084 \text{ lbs}$$

18.- $W_{fl} / S_{tr} = 0.167$

Registraremos los factores :

19.- $F_1 / S_{tr} = 0.06$

20.- $F_2 / S_{tr} = 0.005$

21. - Factor adimensional de torque

$$2T / S_{tr}^2 = 0.06$$

22.- $F_3 / S_w = 0.04$

23.- Constante de ajuste de torque

$$T_a = 0.774$$

Hallamos la solución para las características de operación :

24.- Carga máxima en el vástago pulido

$$PPRL = 2830 \text{ lbs}$$

25.- Carga mínima en el vástago pulido

$$MPRL = 2022 \text{ lbs}$$

26.- Torque máximo

$$PT = 6930 \text{ lbs-pulg}$$

27.- Potencia en el vástago pulido

$$PRHP = 0.75 \text{ hp}$$

28.- Efecto del contrabalance requerido

$$CBE = 2635 \text{ lbs}$$

29.- Número de contrapesos en la viga = 13 placas

Total de contrapesos = 2690 lbs

30.- Tensión o esfuerzo máximo .

$$T_{max} = 6403 \text{ lbs/pulg}^2$$

31.- Tensión o esfuerzo mínimo

$$T_{min} = 4575 \text{ lbs/pulg}^2$$

32.- Tensión máxima recomendada

$$T_{max} \text{ recomendada} = 20400 \text{ lbs/pulg}$$

3.6.- Cálculo para Pozo Pacoa 33



Fig. 3.15 Pozo PACOA 33

a) Datos Necesarios

1. -Producción actual $q = 2$ bls/día
2. -Desplazamiento teórico de la bomba o potencial del pozo
 $V=2$ bls/día
3. -Gravedad específica del fluido; $G= 0.86$
4. -Nivel del fluido, $H = 1600$ pies.
5. - Profundidad de asentamiento de la bomba, $L= 1600$ pies.
- 6.- Eficiencia volumétrica de la bomba , $E_v = 80\%$

b) Procedimiento de Cálculo

1.- Potencial del pozo $V = 2$ bls/día

2.- Unidad API seleccionada : B - 16D - 53 - 24

3.- Longitud de la carrera del vástago pulido $S = 24$ pulgs.

4.- Diámetro de la tubería $\varnothing_t = 2 \frac{3}{8}$ O.D. pulgs

Diámetro del pistón $\varnothing_p = 1 \frac{1}{4}$ pulgs.

Diámetro de las varillas $\varnothing_r = \frac{5}{8}$ y $\frac{3}{4}$ pulgs.

Velocidad de bombeo $N = 8$ carreras/minuto

5. - Arreglo de las varillas de succión : 65.6% de varillas de $\frac{5}{8}$ pulg y
34.4 % de varillas de $\frac{3}{4}$ pulg

Peso promedio por pie de las varillas en el aire , $W_r = 1.308$ lbs/pie.

Constante elástica para las varillas , $E_r = 1.138 \times 10^6$ pulg/lb-pie.

constante elástica de la tubería de producción $E_t = 0.307 \times 10^6$
pulg/lb-pie.

6.-Carga diferencial de fluido sobre el área total del pistón.

$$F_p = 740 \text{ lbs}$$

7.- Constante elástica total de las varillas de succión

$$1/K_r = 1.82 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$$

8. - Libras necesarias para alargar las varillas de succión una cantidad

Igual a la longitud de la carrera S:

$$S_{wL} = 13182 \text{ lbs}$$

9.- $F_o / S_w = 0.056$

10.- $N / N_o = 0.052$

11.- Constante elástica de la porción de tubería no anclada

$$1/k_e = 4.91 \times 10^{-4} \text{ pulg/lb}$$

12.- Factor adimensional de carrera efectiva del pistón

$$S_p / S = 0.945$$

13.- Carrera efectiva del pistón

$$S_p = 22.31 \text{ pulg.}$$

14.- Desplazamiento de la bomba

$$PD = 32.52 \text{ bis/día}$$

15.- Producción esperada

$$q = 26.02 \text{ bis/día}$$

16.- Peso total de las varillas de succión en el aire

$$W = 2069 \text{ lbs}$$

17.- Peso total de las varillas de succión en el fluido

$$W_{ff} = 1857 \text{ lbs}$$

18.- $W_{ff} / S_{kr} = 0.141$

Registraremos los factores :

19.- $F_1 / S_{kr} = 0.06$

20.- $F_2 / S_{kr} = 0.005$

21.- Factor adimensional de torque

$$ZT / S_w^2 = 0.04$$

22.- $F_s / S_{tw} = 0.04$

23.- Constante de ajuste de torque

$$T_a = 0.745$$

Hallamos la solución para las características de operación :

24.- Carga máxima en el vástago pulido

$$PPRL = 2648 \text{ lbs}$$

25.- Carga mínima en el vástago pulido

$$MPRL = 1792 \text{ lbs}$$

26.- Torque máximo

$$PT = 4714 \text{ lbs-pulg}$$

27.- Potencia en el vástago pulido

$$PRHP = 0.785 \text{ hp}$$

28.- Efecto del contrabalance requerido

$$CBE = 2360 \text{ lbs}$$

29.- Número de contrapesos en la viga = 13 placas

$$\text{Total de contrapesos} = 2690 \text{ lbs}$$

30.- Tensión o esfuerzo máximo .

$$T_{max} = 5991 \text{ lbs/pulg}^2$$

31.- Tensión o esfuerzo mínimo

$$T_{min} = 4055 \text{ lbs/pulg}^2$$

32.- Tensión máxima recomendada

$$T_{max} \text{ recomendada} = 20000 \text{ lbs/pulg}$$

3.7.- Cálculo para Pozo Pacoa 34

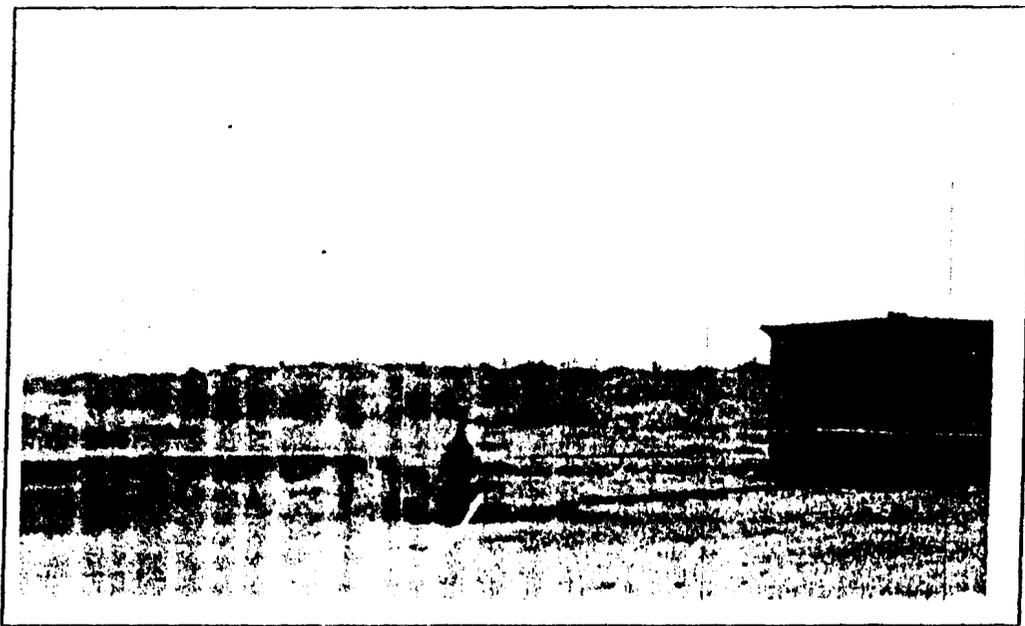


Fig. 3.16 Pozo PACOA 34

a) Datos Necesarios

- 1.-Producción actual $q = 7$ bls/día
- 2.-Desplazamiento teórico de la bomba o potencial del pozo ; V

$$V=7 \text{ bls/día}$$

3. -Gravedad específica del fluido; $G= 0.87$
- 4.-Nivel del fluido , $H = 1000$ pies.
- 5.- Profundidad de asentamiento de la bomba , $L= 1000$ pies.
- 6.- Eficiencia volumétrica de la bomba , $E_v = 80\%$

b) Procedimiento de Cálculo

1.- Potencial del pozo $V = 7$ bis/día

2.- Unidad API seleccionada : B - 16D - 53 - 24

3.- Longitud de la carrera del vástago pulido $S = 24$ pulg.

4.- Diámetro de la tubería $\varnothing_t = 2 \frac{3}{8}$ O.D. pulg

Diámetro del pistón $\varnothing_p = 1 \frac{1}{4}$ pulg.

Diámetro de las varillas $\varnothing_r = \frac{5}{8}$ y $\frac{3}{4}$ pulg.

Velocidad de bombeo $N = 8$ carreras/minuto

5. - Arreglo de las varillas de succión : 65.6% de varillas de $\frac{5}{8}$ pulg y
34.4 % de varillas de $\frac{3}{4}$ pulg.

Peso promedio por pie de las varillas en el aire , $W_r = 1.306$ lbs/pie.

Constante elástica para las varillas , $E_r = 1.138 \times 10^6$ pulg/lb-pie.

Constante elástica de la tubería de producción $E_t = 0.307 \times 10^6$ pulg/lb-pie.

6.- Carga diferencial de fluido sobre el área total del pistón

$$F_o = 463 \text{ lbs}$$

7.- Constante elástica total de las varillas de succión.

$$1/K_r = 1.138 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$$

8. - Libras necesarias para alargar las varillas de succión una cantidad

Igual a la longitud de la carrera S:

$$S_{12} = 21090 \text{ lbs}$$



9.- $F_0 / S_w = 0.022$

10.- $N / N_0 = 0.032$

11.- Constante elástica de la porción de tubería no anclada

$$1/k_4 = 0.307 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$$

12.- Factor adimensional de carrera efectiva del pistón

$$S_p / S = 0.975$$

13.- Carrera efectiva del pistón

$$S_p = 23.251 \text{ pulg.}$$

14.- Desplazamiento de la bomba

$$PD = 33.88 \text{ bls/día}$$

15.- Producción esperada

$$q = 27.04 \text{ bls/día}$$

16.- Peso total de las varillas de succión en el aire

$$W = 1306 \text{ lbs}$$

17.- Peso total de las varillas de succión en el fluido

$$W_{ff} = 1161 \text{ lbs}$$

18.- $W_{ff} / S_w = 0.055$

Registraremos los factores :

19.- $F_1 / S_w = 0.025$

20.- $F_2 / S_w = 0.005$

21.- Factor adimensional de torque

$$2T / S_w^2 = 0.025$$

22.- $F_3 / S_w = 0.03$

23.- Constante de ajuste de torque

$$T_a = 0.49$$

Hallamos la solución para las características de operación :

24.- Carga máxima en el vástago pulido

$$PPRL = 1688 \text{ lbs}$$

25.- Carga mínima en el vástago pulido

$$MPRL = 1055 \text{ lbs}$$

26.- Torque máximo

$$PT = 3227 \text{ lbs-pulg}$$

27.- Potencia en el vástago pulido

$$PRHP = 0.54 \text{ hp}$$

28.- Efecto del contrabalance requerido

$$CBE = 1480 \text{ lbs}$$

29.- Número de contrapesos en la viga = 6 placas

$$\text{Total de contrapesos} = 1445 \text{ lbs}$$

30.- Tensión o esfuerzo máximo .

$$T_{max} = 3822 \text{ lbs/pulg}^2$$

31.- Tensión o esfuerzo mínimo

$$T_{min} = 2390 \text{ lbs/pulg}^2$$

32.- Tensión máxima recomendada

$$T_{max} \text{ recomendada} = 19200 \text{ lbs/pulg}$$

3.8.- Cálculo para Pozo San Pablo

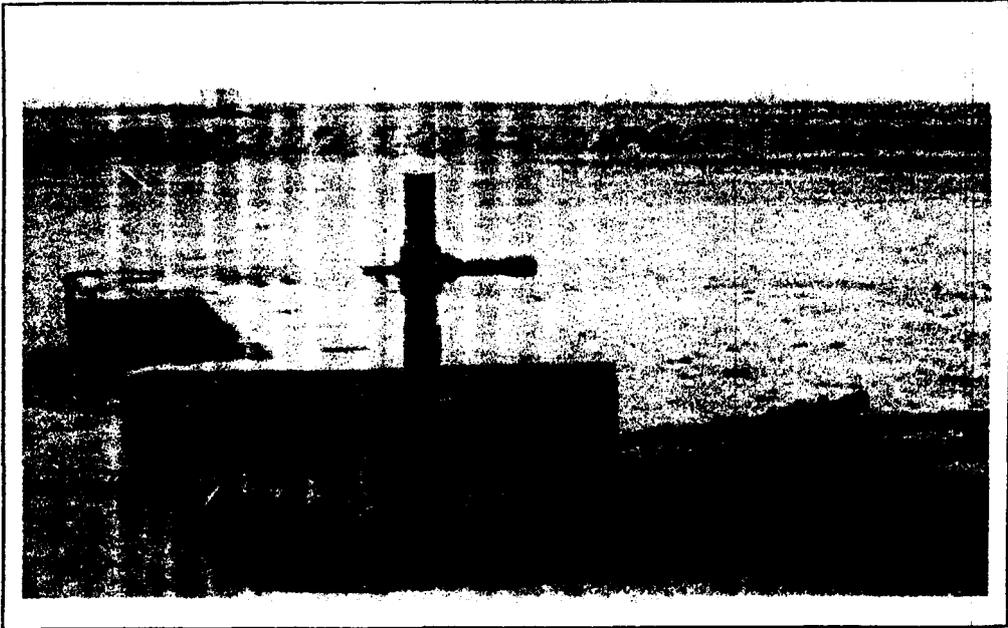


Fig. 3.17 Pozo SAN PABLO

a) Datos Necesarios

1. -Producción actual $q = 12 \text{ bls/día}$
2. -Desplazamiento teórico de la bomba o potencial del pozo
 $V=12\text{bls/día}$
3. -Gravedad específica del fluido; $G= 0.87$
- 4.-Nivel del fluido , $H = 1000 \text{ pies.}$
- 5.- Profundidad de asentamiento de la bomba , $L= 1000 \text{ pies.}$
- 6.- Eficiencia volumétrica de la bomba , $E_v = 80\%$

b) Procedimiento de Cálculo

1.- Potencial del pozo $V = 12$ bla/día

2.- Unidad API seleccionada : B - 16D - 53 - 24

3.- Longitud de la carrera del vástago pulido $S = 24$ pulgs.

4.- Diámetro de la tubería $\varnothing_t = 2 \frac{3}{8}$ O.D. pulgs

Diámetro del pistón $\varnothing_p = 1 \frac{1}{4}$ pulgs.

Diámetro de las varillas $\varnothing_v = \frac{5}{8}$ y $\frac{3}{4}$ pulgs.

Velocidad de bombeo $N = 8$ carreras/minuto

5.- Arreglo de las varillas de succión : 65.6% de varillas de $\frac{5}{8}$ pulg y
34.4 % de varillas de $\frac{3}{4}$ pulg.

Peso promedio por pie de las varillas en el aire , $W_v = 1.306$ lbs/pie.

Constante elástica para las varillas , $E_v = 1.138 \times 10^6$ pulg/lb-pie.

Constante elástica de la tubería de producción $E_t = 0.307 \times 10^6$ pulg/lb-pie.

6.- Carga diferencial de fluido sobre el área total del pistón.

$$F_p = 463 \text{ lbs}$$

7.- Constante elástica total de las varillas de succión.

$$1/K_v = 1.138 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$$

8.- Libras necesarias para alargar las varillas de succión una cantidad

igual a la longitud de la carrera S :

$$S_{Wt} = 21090 \text{ lbs}$$

9.- $F_o / S_w = 0.022$

10.- $N / N_o = 0.032$

11.- Constante elástica de la porción de tubería no anclada

$$1/k_1 = 0.307 \times 10^{-3} \text{ pulg/lb}$$

12.- Factor adimensional de carrera efectiva del pistón

$$S_p / S = 0.975$$

13.- Carrera efectiva del pistón

$$S_p = 23.251 \text{ pulg.}$$

14.- Desplazamiento de la bomba

$$PD = 33.68 \text{ bbl/día}$$

15.- Producción esperada

$$q = 27.04 \text{ bbl/día}$$

16.- Peso total de las varillas de succión en el aire

$$W = 1306 \text{ lbs}$$

17.- Peso total de las varillas de succión en el fluido

$$W_{ff} = 1161 \text{ lbs}$$

18.- $W_{ff} / S_w = 0.055$

Registraremos los factores :

19.- $F_1 / S_w = 0.025$

20.- $F_2 / S_w = 0.005$

21.- Factor adimensional de torque

$$2T / S_w^2 = 0.025$$

22.- $F_s / S_w = 0.03$

23.- Constante de ajuste de torque

$$T_a = 0.51$$

Hallamos la solución para las características de operación :

24.- Carga máxima en el vástago pulido

$$PPRL = 1688 \text{ lbs}$$

25.- Carga mínima en el vástago pulido

$$MPRL = 1055 \text{ lbs}$$

26. -. Torque máximo

$$PT = 3227 \text{ lbs-pulg}$$

27.- Potencia en el vástago pulido

$$PRHP = 0.54 \text{ hp}$$

28.- Efecto del contrabalance requerido

$$CBE = 1480 \text{ lbs}$$

29.- Número de contrapesos en la viga = 6 placas

Total de contrapesos = 1445 lbs

30.- Tensión o esfuerzo máximo

$$T_{max} = 3822 \text{ lbs/pulg}^2$$

31.- Tensión o esfuerzo mínimo

$$T_{min} = 2390 \text{ lbs/pulg}^2$$

32.- Tensión máxima recomendada

$$T_{max} \text{ recomendada} = 19200 \text{ lbs/pulg}^2$$

CAPÍTULO 4

4.- COSTOS

Se comenzó con la búsqueda en la base de datos de la sección de Abastecimiento de la compañía de los dispositivos mecánicos necesarios en una instalación de bombeo mecánico, en este intento se logro obtener los siguientes costos tanto del equipo superficial como el de subeuelo:

4.1. - Costos del Equipo Superficial

4.1.1. - Costo de la Unidad de Bombeo

La unidad de bombeo móvil seleccionada para los 8 pozos es una API B - 16D - 53 - 24 o sea es una unidad de contrabalance en balancín, con reductor de reducción doble, Torque máximo de 16000 lbs-pulg. , Carga máxima en el vástago pulido de 53000 lbs y una longitud de carrera del

vástago de 24 pulgadas, cuyo costo es de aproximadamente \$ 4000.

El contrapeso requerido oscila entre 1575 lbs para un pozo de 1000 pies de profundidad y 2700 lbs para un pozo de 1800 pies de profundidad, por lo que sería necesario un total de 13 placas de 225 lbs, cada una de estas placas tiene un costo de \$ 220, multiplicando este valor por el número requerido tendríamos \$2640.

Costo de la Unidad de Bombeo Móvil **\$4000**

Costo del Contrapeso **\$2640**

4.1.2. -Costo del Motor Primario

La potencia del motor que necesitamos oscila entre 0.43 hp para el Pacoa 17 y 0.96 hp para el Pacoa 24.

A fin de aprovechar el gas natural proveniente de los pozos como combustible , seleccionamos un motor de combustión interna, monocilindrico , enfriado por agua, la potencia mas baja para un motor de combustión interna de este tipo en el mercado es de 10 hp .

Costo del Motor Primario **\$2500**

Ya que es una unidad móvil que usaremos rotándola un día por semana en cada uno de los pozos, el costo total del equipo superficial sería de:

Costo del Costo de la Unidad de Bombeo Móvil	\$4000
Contrapeso	\$2640
Costo del Motor Primario	\$2500
	<hr/>
COSTO TOTAL	\$9140

4.2. -Costo del Equipo de Subsuelo

4.2.1. -Costo de la Bomba de Subsuelo

Debido al estado mecánico de la Unidad de Servicio encargada de hacer Pulling es necesario para aumentar la confiabilidad del sistema utilizar una bomba en cada pozo con sus respectivas varillas de succión, aprovechando las características similares de los pozos y basándonos en los datos asumidos en el cálculo de la unidad de bombeo seleccionamos la siguiente bomba de subsuelo: API 20 - 125 - RWBC - 10 - 4, o sea una bomba de subsuelo tipo Insertable R, en una tubería de producción de diámetro exterior de $2 \frac{3}{8}$ pulgs. (20) con un diámetro interior del cilindro de $1 \frac{1}{4}$ pulgs. (125), cilindro de pared delgada (w), anclaje inferior (B), capas (C) , con una longitud del cilindro de 10 pies y una longitud del pistón de 4 pies . Se debe aclarar

que estas bombas son las de menor longitud de cilindro y de pistón en el mercado, con un costo promedio de \$ 640, multiplicando este valor por 8, que es el número de bombas que necesitamos tendríamos:

Costo de las Bombas de Subsuelo **\$5120**

4.2.2. - Costo de las Varillas de Succión

Para todos los pozos usaremos varillas de succión de acero clase C de $\frac{5}{8}$ y $\frac{3}{4}$ pulg de diámetro, con un arreglo del 65.6% de varillas de $\frac{5}{8}$ pulg y 34.4 % de varillas de $\frac{3}{4}$ pulg de la profundidad del pozo .El costo de las varillas de succión del tipo que usaremos de $\frac{5}{8}$ pulg. tiene un costo aproximado de \$17, mientras que las de $\frac{3}{4}$ pulg. cuestan aproximadamente \$ 20. Usaremos varillas de 25 pies de longitud por ser el tamaño estándar. El costo total de las varillas de succión es de \$7208. A continuación el detalle de la cantidad de varillas de succión necesitado en cada pozo:



Tabla 4.1 Costo de Varillas de Succión de 5/8"

VARILLAS DE SUCCION DE			5/8"
POZO	Long (pies)	Caps Varillas (Inch)	Costo (\$)
PACOA 2	984	40	680
PACOA 14	656	26	442
PACOA 17	656	26	442
PACOA 24	1180	47	799
PACOA 26	1115	45	765
PACOA 33	1050	42	714
PACOA 34	656	26	442
SAN PABLO	656	26	442
Costo de Varillas de 5/8"			4726

Tabla 4.2 Costo de Varillas de Succión de 3/4"

VARILLAS DE SUCCIÓN DE			3/4"
POZO	Long (pies)	Caps Varillas (Inch)	Costo (\$)
PACOA 2	516	21	413
PACOA 14	344	13	260
PACOA 17	344	13	260
PACOA 24	620	25	500
PACOA 26	585	24	480
PACOA 33	550	22	440
PACOA 34	344	13	260
SAN PABLO	344	13	260
Costo de Varillas de 3/4"			2873

Tabla 4.3 Resumen de Costos Totales

RESUMEN DE COSTOS		
Equipo Superficial	Unidad de Bombeo Móvil	\$4000
	Motor Primario	\$2500
	Contrapesos	\$2,640
Equipo de Subsuelo	Bomba de Subsuelo	\$5,120
	Varillas de Succión	\$7,599
	TOTAL	\$21859

CONCLUSIONES

1. - La unidad de Bombeo Móvil seleccionada que cumple con todos los requerimientos de torque y de carga máxima es una:

API B - 16D - 53 - 24

2. - La potencia del motor que necesitamos es menor a 1 hp. , pero para disminuir costos de producción utilizaremos un motor de combustión interna a gas a fin de poder utilizar el propio gas de los pozos como combustible. La potencia mas baja para este tipo de motores es de 10 hp.

3. - La bomba de subsuelo a utilizarse que cumple con todas las especificaciones del diseño será del tipo:

API 20 - 125 - RWBC - 10 - 4

4. - Usaremos varillas de succión de acero clase C de $\frac{5}{8}$ y $\frac{3}{4}$ pulg de diámetro y de 25 pies de longitud.

5. - El costo total del equipo de bombeo es de aproximadamente de \$ 21500 mas un 10% por la instalación. Asumiendo el valor del barril de petróleo en \$ 20 y tomando en cuenta que la producción de los 8 pozos es de un total de 70 barriles por semana, se recuperaría la inversión en aproximadamente 5 meses.

RECOMENDACIONES

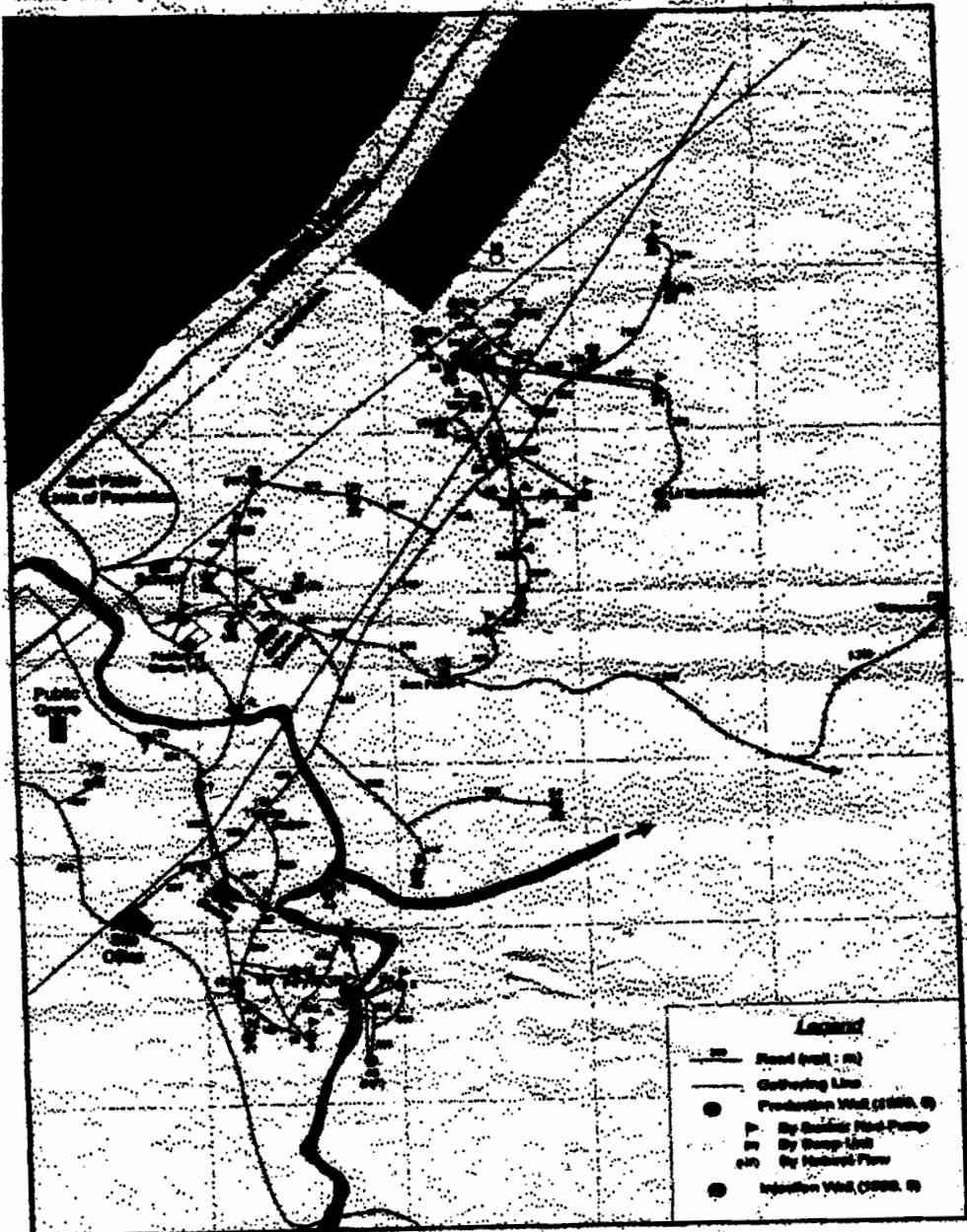
- 1. - Se recomienda utilizar un motor de combustión interna a fin de aprovechar el gas del campo como combustible, lo que disminuirá los costos de producción.**
- 2. - Es recomendable solo hacer uso de una unidad de bombeo móvil, ya que por experiencia del equipo de swabing se tiene que los pozos en cuestión recuperan nivel en aproximadamente una semana por lo que sería impráctico y elevaría el costo total adquirir mas de una unidad de bombeo móvil.**
- 3. -El uso del dinamómetro a fin de efectuar el control del buen mantenimiento del equipo y las características de producción de un pozo, se hace indispensable, ya que, los diagramas dinamométricos sirven para realizar una práctica de bombeo más eficiente y económica, pues son las fallas mecánicas (daños en válvulas, barril de la bomba, sellos,...) las principales responsables de los excesivos costos de producción.**

4. - Cualquier tendencia a mejorar la eficiencia de la operación, no deberá efectuarse acelerando el funcionamiento del equipo en procura de mayor producción ,ya que significaría en muchos casos cargas innecesarias en la estructura y posible fatiga en las varillas .Por lo que es preferible un pistoneo largo y lento.

APÉNDICES

APÉNDICE A MAPA CAMPO PACOA

The Location of Production Well in Pacoa Field (1989, 5)



APÉNDICE B REPORTE DE PRODUCCIÓN



Canada Grande Ltd

REPORTE DIARIO DE PRODUCCION

FECHA: 1.30 DE AGOSTO DE 1999

PREPARADO POR:
ING. ALEX AREAS

BLK. NAT.	288
BLK. 60 GP	197
COEFICIENTE	0.9874

POZO	HRS	PFC	CHK	BLK NAT	BLK 60 GP	B	C	D	E	SBA %	API	RESUMEN DIA		
												BLK. NAT.	60 GP	API
1	24	10	BM	7	6.2	0.0	5.7	1.3	0.0	75	33.8			
2	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	31.8	PH:	18	17.8
3	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	33.5	BM:	182	175.7
4	24	8	BM	18	17.8	0.0	2.3	15.5	0.0	11	32.3	SW:	0	0.0
5	24	5	BM	4	3.9	0.0	3.3	0.6	0.0	33	38.8	TOTAL:	288	197.3
6	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	30.3			
7	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	26.3			
8	24	8/20	S/CH	1	1.8	1.8	0.0	0.0	0.0	0	48.0			
9	24	5	BM	8	7.9	0.0	0.0	0.0	0.0	33	37.8			
10	24	10	BM	21	20.7	15.0	4.1	0.0	1.0	10	35.7	STOCK CAMPO PASADA		
11	24	8	BM	48	31.4	29.9	0.0	0.1	0.0	30	37.2	EST.	NOY	AYER
12	24	5	BM	9	8.9	1.7	2.3	2.0	3.0	0	28.0	NOB.	1.147	1.157
14	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	25.0	MUR	1.367	1.711
15	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	25.3	GR.	1.888	1.834
16	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	24.0	TK.	833	851
17	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	25.3	TOTAL:	4.334	4.634
18	24	3	BM	6	2.8	0.0	0.0	0.0	0.0	87	33.8			
20	0	0	S/CH	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	24.3			
21	24	10	BM	3	3.8	0.0	0.0	3.0	0.0	67	25.6			
22	24	5	BM	4	3.9	4.0	1.3	0.6	0.0	74	41.4			
23	24	5	BM	1	1.8	0.0	0.0	0.0	0.0	0	24.3			
24	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	32.0			
25	24	5	BM	5	4.9	0.5	1.9	3.1	0.0	48	25.3			
26	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	24.3			
27	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	25.2			
28	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	25.8			
29	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	34.3			
30	24	5	BM	1	1.0	0.0	1.7	0.0	0.0	96	26.3	TRANSFER DE CRUDO		
31	24	5	BM	4	3.9	0.0	4.0	0.0	0.0	43	26.4	EST.	BLK.	API
32	24	5	BM	2	2.0	2.0	0.0	0.0	0.0	67	33.3	NOB.		
33	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	28.3	CHK.		
34	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	32.0	MUR	399	39.00
35	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	34.8	TOTAL:	399	
36	24	5	BM	3	3.8	0.0	3.0	0.0	0.0	57	31.2			
37	24	0/20	S/CH	1	1.8	0.0	1.0	0.0	0.0	80	34.3	ALMACEN TK LA LIBERTAD		
38	24	10	BM	1	1.8	0.0	1.0	0.0	0.0	80	29.6	TK	BLK	API
39	24	5	BM	4	3.9	4.0	0.0	0.0	0.0	0	27.7	AYER	0	
40	24	0/40	S/CH	16	15.8	0.0	0.0	11.9	4.1	30	24.3	NOY	309	30.00
41	24	5	BM	5	4.9	4.0	0.0	0.0	1.0	24	41.6	TOTAL:	399	30.00
42	24	10	BM	21	20.7	15.2	3.8	0.0	2.1	0	44.3			
43	24	5	BM	5	4.9	1.0	0.0	0.0	3.0	17	40.8			
44	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	30.4			
46	0	0	BM	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	25.3			
LMT.	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	20.3			
SP.	0	0	SW	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	-	20.9			
TOTAL PRODUCCION				200	197.3	96.4	41.3	44.6	16.4	44	34.6			

OBSERVACIONES:

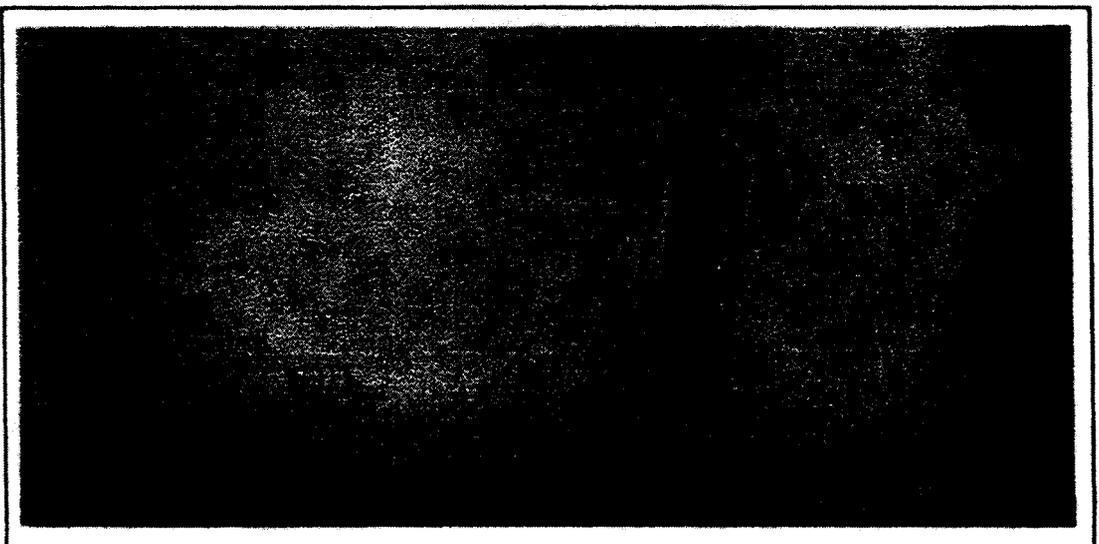
POZO-06 - POZO PERDIDO. BALANCIEN FORTATIL.

UNIDAD VARELLERA - CONTINUA EN REPARACION.

INICIA TRANSPARENCIA TK-REFINERIA

APÉNDICE C

UNIDAD DE PULLING Y SWABING



BIBLIOGRAFÍA

- 1.API 11L Recommended Practice for Design Calculations for Sucker Rod Pumping Systems (Conventional Units). 2da Edición.American Petroleum Institute .1972.**
- 2.API 11L4 Curves For Selecting Beam Pumping Units. 2da Edición . American Petroleum Institute 1972.**
- 3.Uren Lester Charles. Ingeniería de Producción de Petróleo. Compañía Editorial Continental, S.A. ,3ra edición , 1965.**
- 4.Iglesias Alejandro , Manual de Selección de Instalaciones de Bombeo Mecánico, Editoriales Argentina S.A., 1era edición,1993**
- 5.Szilas A.P., Production and Transport of Oil and Gas ,Elsevier Scientific Publishing Company , 3ra edición , Oxford 1975.**
- 6.Frick ,Petroleum Production Handbook,Production EquipmentVol.1,1era edición Society of Petroleum Engineers, 1962**
- 7.Nind T.E.W. Principles of Oil Well Production, McGraw Hill Book Company,2da edición .1981**
- 8.Zaba Doherty . Practical Petroleum Production Engineers Handbook. Editorials S.A. 4ta edición . 1956.**