



624.613
C 137

ESCUOLA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería **Mecánica**



"ANALISIS Y DISEÑO DE BOMBAS MECANICAS PARA LA EXTRACCION DE CRUDOS PESADOS*"

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de

INGENIERO MECANICO

Presentado por:

Eddy Campaña Dávila

Guayaquil - Ecuador

1991

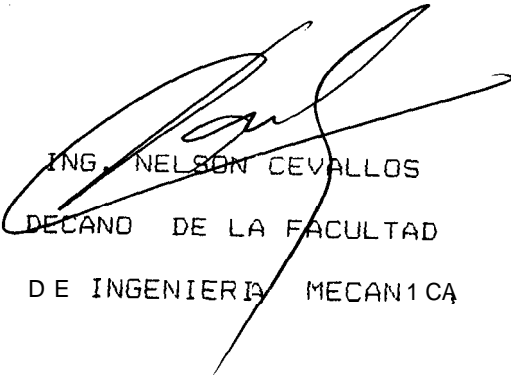
A G R A D E C I M I E N T O

A l Ing. Eduardo Rivadeneira P
Director de Tesis. por su
ayuda y colaboración para la
realización de este trabajo.

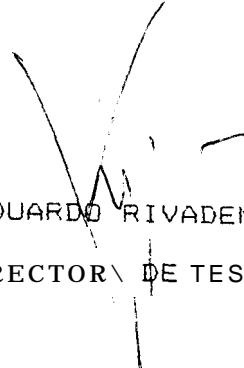
A la gentileza del Ing Ricardo
Gallegos. Decano de la Fa-
cultad de Ciencias de la Tie-
rra, por la colaboración per-
severante en la realización
de este trabajo.

DEDICATORIA

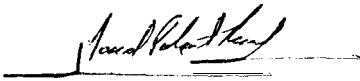
Con todo cariño a mis Padres:
Sr. Víctor Campaña Amores
Sra. Judith Dávila Vallejo
quienes con abnegación y des-
sinterés ha hecho posible la
culminación de esta etapa.




ING. NELSON CEVALLOS
DECANO DE LA FACULTAD
DE INGENIERIA MECANICA



ING. EDUARDO RIVADENEIRA
DIRECTOR DE TESIS



ING. MARIO PATIÑO A.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



ING. FRANCISCO ANDRADE
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas, expresados en esta Tesis, me corresponden exclusivamente: y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"



(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la ESPOL)

EDDY CAMPANA DAVILA



RESUMEN

Este material presenta **los** fundamentos básicos y el desarrollo de algunas Técnicas de Análisis de Sistemas de Bombeo Mecánico.

Se inicia con la descripción de los Sistemas de Bombeo Mecánico analizando sus componentes contiene además **los** argumentos matemáticos de análisis del sistema, así como las explicaciones de múltiples problemas de campo y sus soluciones.

El uso del dinamómetro se considera indispensable para el **control** del buen mantenimiento del equipo ya que los excesivos costos de extracción se deben por lo **general a fallas** mecánicas.

Con una buena interpretación de las cartas dinamométricas se puede efectuar las correcciones necesarias a fin de conseguir un bombeo más eficiente y económico. Se finaliza con técnicas de diseño y evaluación de instalaciones, con **el** objetivo final de optimizar o mejorar los equipos y sistemas bajo bombeo mecánico.

La programación y ejecución, incluyen todas las normas y métodos de análisis, diseño y diagnósticos en el área de bombeo mecánico.

INDICE GENERAL

PAG.

RESUMEN	VI
INDICE GENERAL	VII
INDICE DE FIGURAS	
INDICE DE TABLAS	XVI
INTRODUCCION	XVIII
CAPITULO 1	

EQUIPOS DE SUPERFICIE

1.1. Consideraciones Generales	19
1.2. Sistema de Bombeo Mecánico	20
1.2.1. Descripción de elementos de un sistema de Bombeo Mecánico	20
1.2.1.1 Unidades de Bombeo	20
1.2.1.2 Motor	22
1.2.1.3 Cabezal del pozo	22
1.2.1.4 Cabillas	22
1.2.1.5 Tubería de Producción	23
1.2.1.6 Bomba de Subsuelo	23
1.2.1.7 Ancla de Tubería	23
1.2.1.8 Ancla de Gas	24

VIII

	PAG.
1.3. Unidades de Bombeo Mecánico	24
1.3.1. Unidades de Bombeo Mecánico R P I	28
1.3.1.1 Unidades Convencionales	28
1.3.1.2 Unidades Mark. II	30
1.3.1.3 Unidades Balanceadas	32
por aire	
1.3.2. Hidráulicas	32
1.3.3. Rotativa	34
1.3.4. Otras	37
1.3.5. Designaciones de las unidades de bombeo	38

CAPITULO II

EQU 1 POS DE SUBSUELO

2.1. Bombas de Subsuelo	41
2.1.1. Función de la Válvula Viajera	42
2.1.2. Función de la Válvula Fija	42
2.1.3. Secuencia de Operación entre Vál vulas	42
2.1.4. Clasificación	44

	PAG.
2.1.4.1 Bombas API de Cabillas	45
2.1.4.2 Bombas API de Tubería	48
2.1.4.3 Bomba S.I.S.	50
2.1.4.3.1. Tipos de Bomba S.I.S.	51
2.1.5 Designación API y S. I. S. para Bombas	51
2.1.5.1 Designación API	54
2.1.5.2 Designación S. I. S.	55
2.2. Ancla de Gas	56
2.3. Sarta de Cabillas	64
2.3.1. Embolada	67
2.3.1.1 Elongación de la Sarta de Cabillas	68
2.3.1.2 Elongación de la Sarta de Tuberías	69
2.3.1.3 Sobreviajes	70
2.3.1.4. Métodos para calcular la embolada efectiva	71
2.3.1.4.1 Método Coberly	71
2.3.1.4.2 Método Rieniets	73
2.3.1.4.3 Método Langer y Lamberger	77
2.3.1.4.4 Método API	78

	PAG.
2.3.2. Diseño de Sarta de Cabillas	80
2.3.3. Análisis de Esfuerzos	86
2.3.4. Cargas en la Barra Pulida	90
2.3.4.1 Método Mills	91
2.3.4.2 Método de Slonnoer	94
2.3.4.3 Método de Langer y Lamberaer	94
2.3.4.4 Método API	95
2.4. Cálculo de Equipo de Superficie	96
2.4.1 Contrabalance	97
2.4.2 Potencia del motor	101
2.4.2.1 Potencia Promedio	102
2.4.2.2 Potencia Máxima	102
2.4.3 Rango de Unidades API	103

CRPITULO III

DI NRMOMETROS Y DINAGRAMAS

3.1. Clases de Dinamómetros	107
3.2. Interpretación de Cartas Dinamométricas . .	109
3.3. Carta Dinagráfica	113
3.3.1 Ciclo de Bombeo	114
3.3.2 Cargas en una Carta Dinagráfica . . .	117

	PAG.
3.4. Efecto de Contrabalance	118
3.5. Potencia en la Bar-ra Pulida	118
3.6. Torque en la Caja de Engranaje	119
3.6.1. Método del Factor de Torque	120
3.6.2 Método de la Corriente del motor	127
3.7. Factores que influyen en una carta	127
3.8. Carta Dinagráfica de Problemas Tí- picos	129
3.8.1 Bombeo Normal	129
3.8.2 Bombeo Desasentada	130
3.8.3 Bomba Bloqueada por gas	130
3.8.4 Cabillas sueltas o Partidas	131
3.8.5 Golpe de Fluido	131
3.8.6 Compresión de Gas	132
3.8.7 Bomba Arenada	132
3.8.8 Fuga de la Válvula Viajera	132
3.8.9 Válvula Fija Dañada	133
3.8.10 Golpe del Pistón al final del ascenso	134
3.8.11 Bomba de Doble Etapa	134
3.8.12 Pozo Agitado	135
3.8.13 Pozo Fluyendo	135

CAPITULO I V

DISEÑO DE BOMBEO MECANICO

4.1. Método Marsh. Coberly y Asociados 151

4.2. Método API RP 11L 176

4.3. Método de Bombeo Lufkin 203

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 222

SIMBOLOGIA 225

REFERENCIAS 230

INDICE DE FIGURAS

No.		PAG.
1.1.	Sistema de Bombeo Mecánico	21
1.2.	Unidad de Bombeo de Contrabalance en las Manivelas	29
1.3.	Unidad de Bombeo de Contrabalance en el Balancín	29
1.4.	Unidad de Bombeo Unitorque	31
1.5.	Unidad de Bombeo balanceada por Aire	33
1.6.	Unidad Hidráulica de Bombeo	35
1.7.	Sistema de bombeo rotativo	36
2.1.	Secuencia de operación entre las válvulas	44
2.2.	Bombas de subsuelo con nomenclatura API	49
2.3.	Bombas Shell Interim Standard	52
2.4.	Ancla de gas "Tipo Copas"	58
2.5.	Ancla de gas "Poorman"	59
2.6.	Ancla de gas "Tipo empacadura"	60
2.7.	Ancla de gas "Tipo natural"	61
2.8.	Ancla de gas "Tipo multicopas"	62
2.9.	Obtención del factor de magnificencia	75
2.10.	Obtención del ángulo de fase	76
2.11.	Sarta telescópica de cabillas	83
2.12.	Diagrama de Goodman para cabillas	87
2.13.	Obtención de esfuerzos "ejemplo"	89

XIV

No		PAG.
2.14.	Factor de aceleración	92
3.1.	Carta Dinagráfica ideal	110
3.2.	Ciclo de bombeo típico	112
3.3.	Ciclo de bombeo mecánico	115
3.4.	Análisis torsional (Método API)	
	"Unidad de bombeo convencional"	122
3.5.	Análisis Torsional (Método API)	
	"Unidad de bombeo balanceada por	
	aire"	125
3.6.	Bomba Desasentada	136
3.7.	Después de asentar y espaciar la bomba	137
3.8.	Bomba bloqueada por gas	138
3.9.	Después de instalar ancla de gas	139
3.10.	Carta Dinagráfica "Cabil las Suel tas"	140
3.11.	Carta Dinagráfica "Mos t rando qo l pe de	
	Fluido"	141
3.12.	Carta Dinagráfica "Compresión de Gas"	142
3.13.	Carta Dinagráfica "Mostrando Bomba Arenada " .	143
3.14.	Fuga de Válvula viajera / Pistón	144
3.15.	Carta Dinagráfica "Válvula fija dañada"	145
3.16.	Golpe de Bomba "Al final de la carrera	
	ascendente"	146
3.17.	Bomba de doble etapa	147
3.18.	Pozo de Bombeo "Agitación"	148
3.19.	Pozo Fluyendo	149

No		PAG.
4.1.	Selección de la Unidad de Bombeo y longitud de carrera.....	153
4.2.	Determinación de velocidades sincrónicas y Asincrónicas.....	165
4.3.	Cartas Dinagráficas de Superficie y de fondo (Parámetros con nomenclatura API).....	178
4.4.	Obtención del factor de carrera del Pistón SP/S.....	192
4.5.	Obtención del factor de carga máxima en el vástago pulido F1/SKR.....	195
4.6.	Obtención del factor de carga mínima en el vástago pulido F2/SKR.....	196
4.7.	Factor de tot-que ² máximo $2T/S Kr$	197
4.8.	Obtención del factor de potencia en el vástago pulido (F3/SKR).....	198
4.9.	Ta factor de ajuste de torque máximo para valores de WRF/SKR diferentes a 0.3.....	199
4.10.	Corrección del rango de carga.....	202

No	INDICE DE TABLAS	PAG.
2-1	Especificaciones típicas de Contrabalance . .	100
2-2	Especificaciones de diseño para Unidades API	105
4-1	Especificaciones para la Unidad de Bombeo balanceada en las Manivelas	154
4-2	Datos de Contrabalance en las Manivelas	158
4-3	Especificaciones para la Unidad de Bombeo balanceada por la Viga	162
4-4	Datos de diseño para unidades API	164
4-5	Datos de Tubería de Producción	166
4-6	Datos de Pistones	167
4-7	Datos de Varillas	169
4-8	Datos para Diseño de Sarta Telescópica de varilla5	170
4-9	Límites de tolerancia recomendado para rillas de bombeo	174
4-10	Datos de varillas de bombeo	185
4-11	Datos de tubería de producción	190
4-12	Datos de Carga del fluido y constante de la bomba con respecto al diámetro del pistón (Método Lufkin)	211
4-13	Datos de varillas y bombas (Método Lufkin)..	212

XVI I

No.		PAG.
4-14	Sp Factor de desplazamiento del pistón	214
4-15	F ₁ Factor de máxima carga en la barra pulida (Lufkin)	215
4-16	F ₂ Factor de carga minima en la barra pulida (Lufkin)	216
4-17	T MAX Factor de torque máximo	217
4-18	% de Factor de ajuste de torque para valo- res $Wrf/Skr = 0.3$	218
4-19	Indice de Resultados	220

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

Los pozos de petróleo, pueden ser clasificados de acuerdo al método con que ellos son capaces de producir.

Cuando la presión del yacimiento es suficientemente elevada como para llevar el fluido a la superficie, no5 hallamos en presencia de un pozo fluyente.

Terminando dicho período, el Yacimiento se encontrará en condiciones de producir intermitentemente un pozo o no producirlo, por lo que es necesario transmitir desde la superficie al fondo del pozo, la energía necesaria para el levantamiento del fluido. Esto, se consigue por medios artificiales, uno de los cuales, es el bombeo mecánico que, a través de la sarta de varillas transmite a la bomba de subsuelo, la energía generada por un motor eléctrico o de combustión interna.

El levantamiento artificial por el sistema de bombeo mecánico es reconocido como el más importante en el campo de la producción de petróleo pues, el 80 al 85 por ciento de los pozos que son producidos por medios artificiales en el mundo, utilizando unidades de bombeo mecánico. Este reconocimiento se debe a las facilidades que se consiguen en la operación, si se efectúa el diseño correcto y el mantenimiento apropiado de la instalación.

EQUIPOS DE SUPERFICIE**1.1 CONSIDERACIONES GENERALES**

Los métodos y normas para diseñar o medir el rendimiento de un sistema de bombeo mecánico con sarta de cabillas se hallan postulados en el reporte de recomendaciones prácticas para el diseño de sistemas de bombeo mecánico (API.RP11L) y el boletín 11L3, referidos a crudos livianos y unidades convencionales, los indicadores de rendimiento son:

- A) Características de la sarta de cabillas
- B) Vibración de la sarta de cabillas
- C). Análisis de parámetros adimensionales.

Existe otros reporte para indicar el comportamiento de las instalaciones como son: Bull 11L4 y Bull 11L2, el primero contiene tablas para seleccionar unidades de bombeo convencional, curvas de torque y diseños de sartas de cabillas, el segundo contiene 1.100 cartas dinagráficas en función de los parámetros adimensionales F_0/SK_r y N/N_0 , cuyos objetivos son predecir la forma de la carta dinagráfica del pozo y el comportamiento de la instalación.

1.2 SISTEMA DE BOMBEO MECANICO

Dos equipos conforman básicamente una instalación de bombeo mecánico estos son:

EQUIPOS DE SUPERFICIE

- Unidad de bombeo
- Motor
- Cabezal del pozo

EQUIPOS DE SUB-SUELO

- Cabillas
- Tuberías de Sub-suelo
- Bombas de Sub-suelo
- Ancla de gas

Ambos equipos conforman un sistema de bombeo mecánico. cuya función es transportar los fluidos desde el fondo del pozo hasta la superficie (ver figura 1-1).

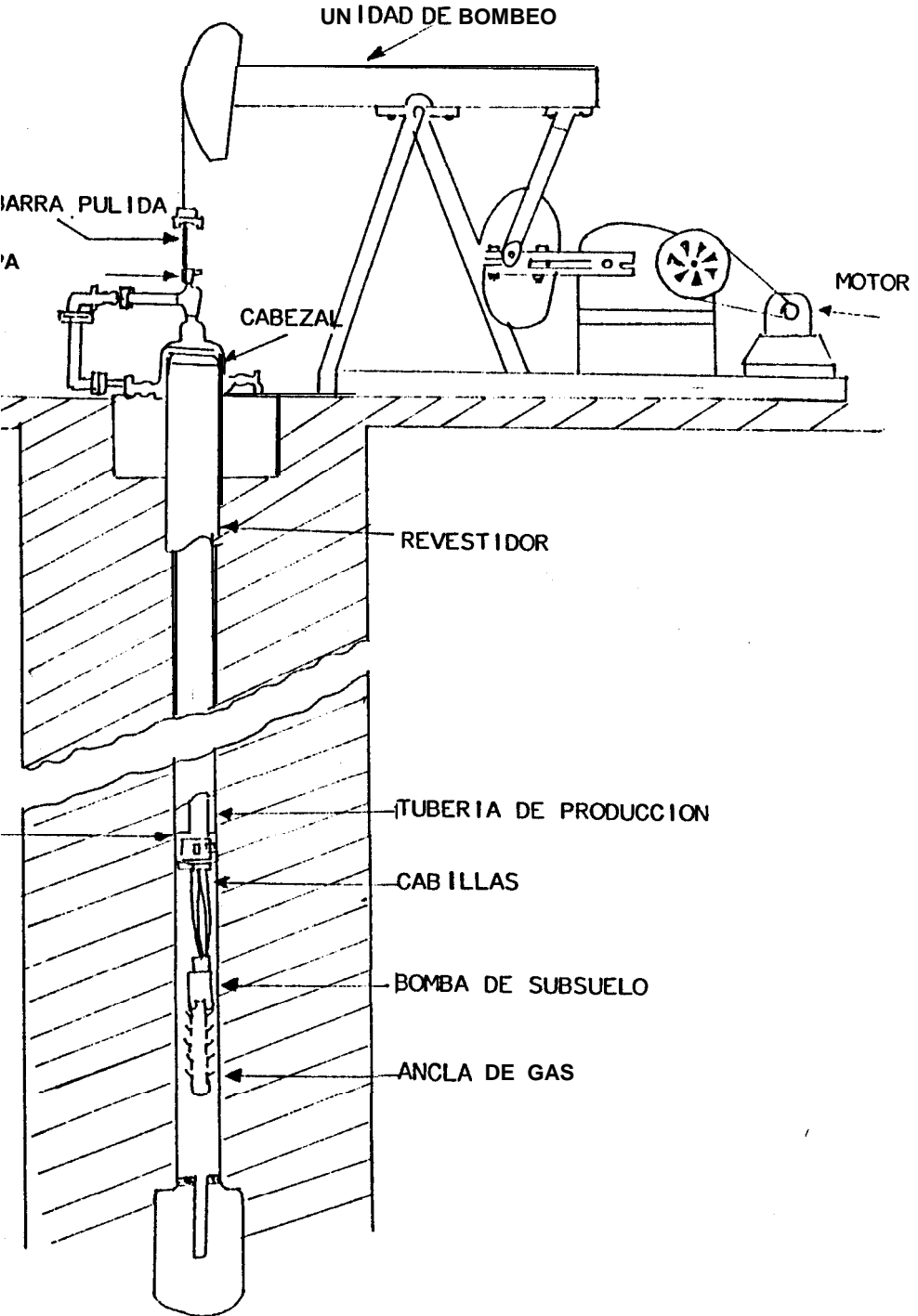
1.2.1 DESCRIPCION DE ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE BOMBEO MECANICO

1.2.1.1 UNIDADES DE BOMBEO

Es una maquina articulada e integrada, la cual convierte el movimiento angular del eje del motor en reciprocante,

FIGURA 1-1

SISTEMA DE BOMBEO MECANICO



como una **aproximación** del movimiento **armónico** simple. **pa-**
ra lograr el levantamiento de los fluidos del pozo por me-
dio de la sarta de cabilla y la bomba de subsuelo.

1.2.1.2 MOTOR PRIMARIO

Es la fuente de potencia para la unidad de bombeo, puede ser a gas, de **combustión** interna o **eléctrico**. este último tipo es el **más** utilizado.

1.2.1.3 CABEZAL DEL POZO

Está constituido por una serie de dispositivos y **válvulas** las que permiten el **paso** del **fluidos** del pozo a la tubería o línea de flujo, conjuntamente con el prensa estopa permite el paso de la barra pulida en el ciclo de bombeo.

1.2.1.4 CABILLAS

Es el elemento de transferencia de movimiento retíprocamente desde la unidad de bombeo a la bomba de subsuelo.

1.2.1.5 TUBERIA DE PRODUCCION

Es el medio de transporte de los fluidos producidos por el pozo, desde la profundidad de asentamiento de la bomba hasta la superficie, también sirve de guía a la sarta de cabillas.

1.2.1.6. BOMBA DE SUBSUELO

Es un dispositivo que desplaza fluido en un solo sentido y funciona por diferencias de presión por medio de bolas y asientos (válvulas) para permitir el paso y sello hermético al fluido en los ciclos de bombeo.

1.2.1.7. ANCLA DE TUBERIA

Es una empaadura especial que sirve para anclar o fijar la tubería de producción al revestidor, el objetivo del ancla es reducir la elongación y contracción de la tubería en el ciclo de bombeo.

Las ventajas del uso de las anclas de tubería son las siguientes:

A.- Las cargas máximas en el vástago pulido son menores, pues se evita el pandeo de la tubería de producción.

B.- Mayor longitud de la carrera efectiva **del** pistón y por lo tanto se **logra** mayor producción.

C.- Se evita el desgaste de la tubería y **varillas** producido por **el** roce entre **ellas**. y especialmente en las uniones por su roce con **la** tubería de revestimiento.

Las desventajas se exponen a continuación:

A.- Se usa **más** equipo dentro **del** pozo con riesgo de pescas por **falla** de esta herramienta

B.- Aumenta los problemas **debido** a corrosión o incrustaciones.

1.2.1. BANCLA DE GAS

Es un tubo perforado en **la** parte superior, ubicado en **la** parte **inferior** de **la** bomba por debajo de **la** zapata de anclaje. Su función principal es **la** separación **del** gas existente en **el** crudo para aumentar **la** eficiencia volumétrica de **la** bomba de **subsuelo**.

1.3. LA UNIDAD DE BOMBEO

La unidad de bombeo cambia **el** movimiento rotatorio **del** motor primario a movimiento recíproco en **las varillas** del

bombeo, reduciendo a la vez, la velocidad del motor primario a una velocidad de bombeo deseada. obteniéndose las siguientes ventajas:

- 1.- La mejor adaptación a varios tipos, condiciones y calidad de petróleo.
- 2.- Son aptas para producir casi cualquier volumen 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 del pozo.
- 5.- Se puede utilizar en condiciones muy variables de producción porque es el sistema de bombeo más flexible. ya que se puede efectuar fácilmente:
 - A.- La variación de la unidad con respecto a los RPM de la máquina.
 - B.- La variación de la longitud de carrera del movimiento recíproco
 - C.- La unidad puede ser detenida en cualquier posición por medio del uso de un freno y embrague.

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

El eje reductor de velocidades hace rotar la cigüeña. Por medio de los **pasadores** que este contiene, los miembros laterales de las bielas **se** aseguran a ella. El extremo de las bielas que esta asegurada a la cigüeña tiene movimiento rotatorio. mientras que el otro extremo que esta asegurado al balancín actúa en forma recíproca, proporcionando la fuerza **para** operarlo.

El balancín descansa sobre un cojinete central encima del poste maestro, el cual suministra el punto central de giro del balancín. En el extremo del balancín opuesto a los brazos de biela, **se** encuentran la cabeza de caballo y el colgador de cable de alambre. La barra portavarillas o grampa se coloca en el colgador en que a **su** vez **pende** el vástago pulido.

Del **vástago** pulido se suspende la última varilla de la sarta. Estas unidades con contrapesos laterales, se encuentran disponibles desde el tamaño C-25D-53-24 al C-912D-356-168. Otra unidad convencional es aquella que tiene los contrapesos en un extremo de balancín y se las puede adquirir en tamaños desde: B-6D-21-24 a l B-57D-109-48.

Un componente fundamental dentro de la unidad de bombeo es el reductor de velocidad, el cual **por** medio de la **transmisión** por banba en V. se conecta el motor primario. a fin

de hacer trabajar la unidad al reductor de velocidad, se lo designa a veces como caja de engranajes o cajas de cambios, los engranajes de "ESPINA DE PESCADO" del reductor de las velocidades son fresados con tolerancias sumamente pequeñas, por lo que se hace necesario operarlos de acuerdo a esta consideración.

El reductor de velocidad es el tipo de reducción doble. aunque también se usan reductores de simple y triple reducción. La función es reducir la velocidad del motor primario a un valor menor que sea apropiado para operar la unidad, logrando a la vez una ventaja mecánica correspondiente en lo que se refiere a la fuerza motriz.

Es posible reducir la velocidad sobre o bajo el cambio proporcionado por la razón de engranajes, seleccionando las poleas para las bandas en V del motor y del eje motriz de la caja de engranajes.

La lubricación se puede efectuar con aceite mineral de grado 90 SAE o en su defecto aceite de motor grado SAE 40 o 50

De acuerdo a la manera o forma de operación estas unidades pueden clasificarse:

- Unidades API

- Hidráulicas
- Rotativas
- Otras (Winches, neumáticos)

1.3.1. UNIDADES DE BOMBEO MECANICO API

Son las unidades que se adaptan a las especificaciones API en sus diseños. tienen costos de **operación** y mantenimiento relativamente bajos. se adaptan con facilidad a las **condiciones** de los pozos. en el mundo del **petróleo** son las **más** utilizadas.

Se pueden clasificar en:

- Convencional
- Mark II o Unitorque
- Balanceadas por aire

1.3.1.1 UNIDADES CONVENCIONALES

Son las **más económicas**, presenta un sistema de **operación** sencillo y el mantenimiento es mínimo.

La **operación** de esta unidad consiste en convertir el **movi-**

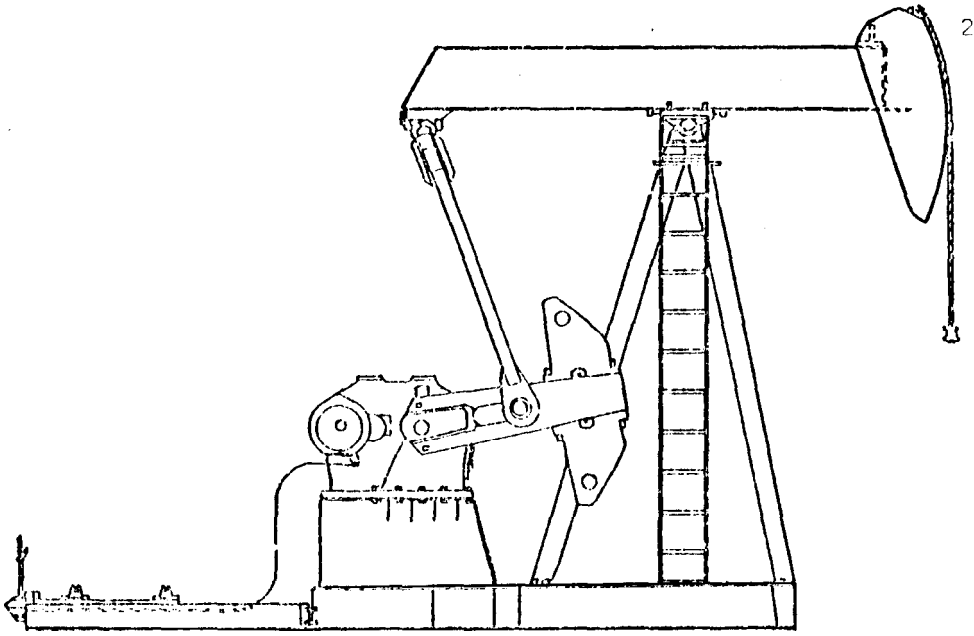


Fig.1.2 UNIDAD DE BOMBEO DE CONTRABALANCE EN LAS MANIVELAS
(Ref.7)

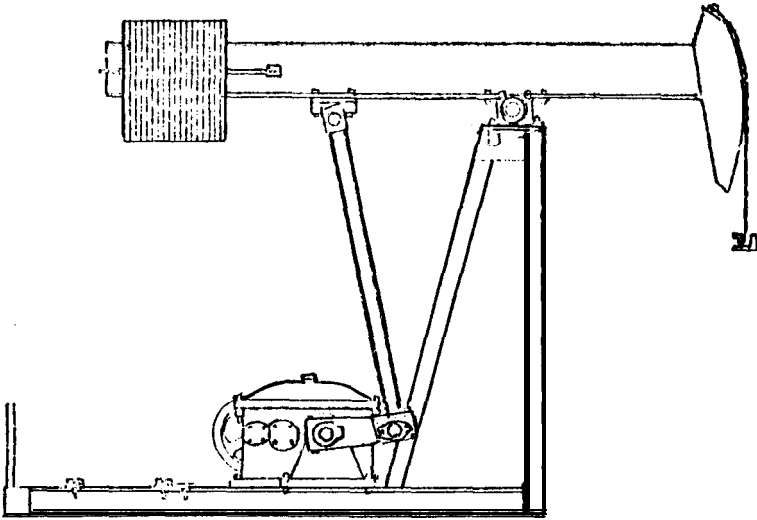


Fig.1.2 UNIDAD DE BOMBEO DE CONTRABALANCE EN EL BALANCIN
(Ref.7)

mimiento rotatorio de eje del motor en recíproco vertical. a través de un sistema integrado por correas, poleas y caja de engranajes en comunicación con otro sistema articulado formado por las conexiones manivela-biela. biela-balancín para reflejar en la barra pulida el movimiento recíprocante.

Estas unidades pueden ser balanceadas por manivelas o pesas en el balancín y en casos ocasionales una combinación de ambos contrapesos.

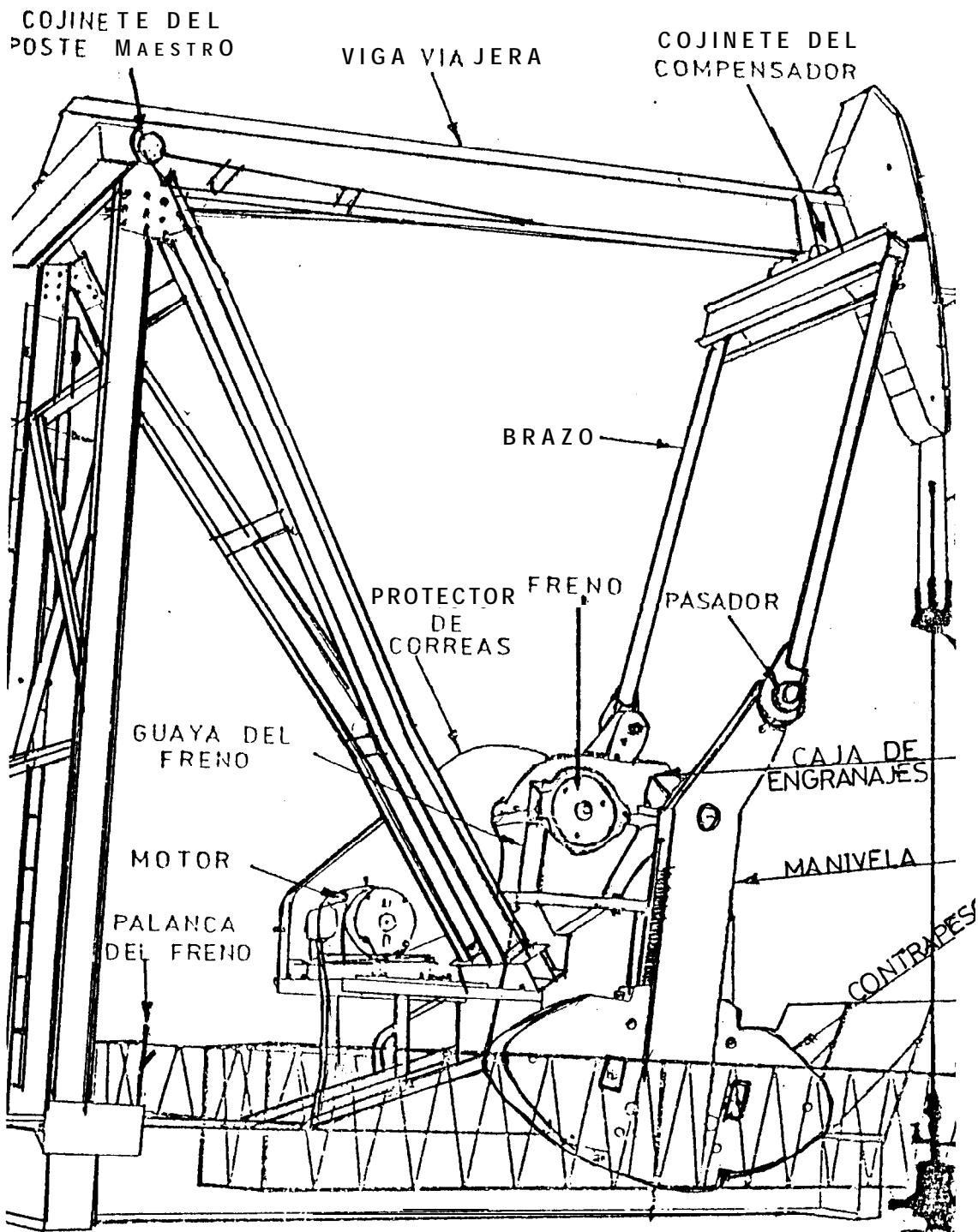
Las cajas de engranajes tienen rango entre 25000 y 91200 LBS-PULG.. con capacidad de carga desde 5300 a 36500 LBS y emboladas desde 30 a 168 pulgadas. (vea fig. 1-2 y 1-3).

1.3.1.2 UNIDADES MARK II

Es una unidad convencional modificada para lograr un torque más uniforme y de esta manera reducir la carga torsional en la caja de engranajes, tiene la ventaja de soportar mayores cargas que otras unidades de igual dimensión, las desventajas son los costos de fabricación y utiliza contra balance muy pesado. (vea la figura 1-4)

FIGURA 1-4

UNIDAD DE BOMBEO UNITORQUE



Tiene rango de operación siguiente:

	<u>TORQUE</u>	<u>CARGA</u>	<u>EMBOLA</u>
MAXIMO	1280000 LBS. PULG.	42700 LBS.	216 PULG.
MINIMO	114000 LBS. PULG.	14300 LBS.	64 PULG.

1.2.1.3 UNIDAD BALANCEADA POR AIRE

Para contrabalancear estas unidades, se usa cilindro de aire comprimido? no lleva contrapesas en la manivela. tiene como ventajas el hecho de ser portátil y manejar mejor los crudos pesados por trabajar con baja velocidad de bombeo y enboladas largas, como desventaja presenta costos de mantenimiento altos referente al cilindro de aire, pistón, compresor y controles neumáticos. (vea fig. 1-5)

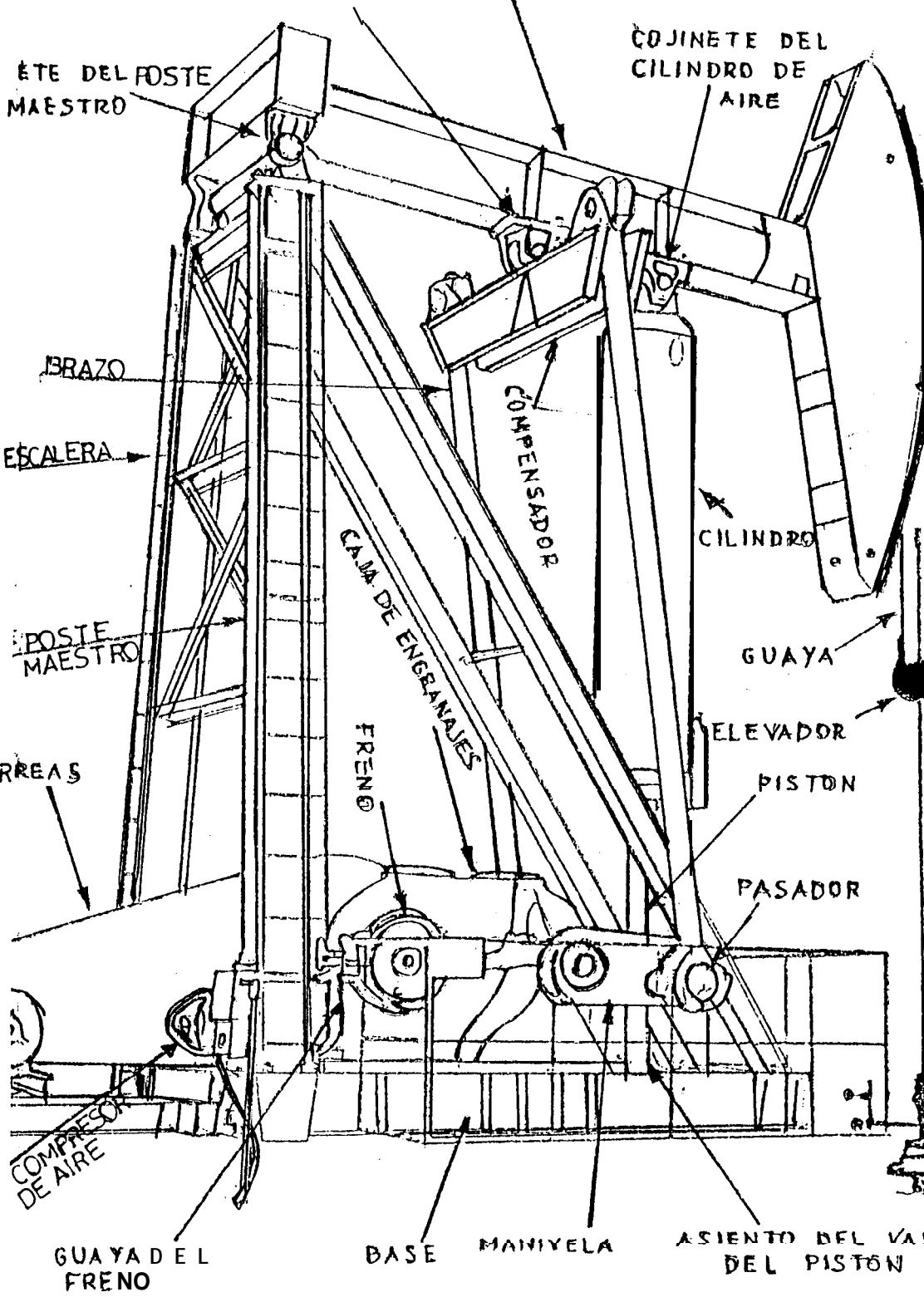
Su rango de operación es el siguiente:

	<u>TORQUE</u>	<u>CARGA</u>	<u>EMBOLA</u>
MAXIMO	114000 LBS. PULG.	17300 LBS.	64 PULG.
MINIMO	3648000 LBS. PULG.	47000 LBS.	300 PULG.

1.3.2. HIDRAULICAS

Presenta geometría diferente a las unidades API, la bomba

FIGURA 1-5 UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA POR AIRE



EJE DEL POSTE MAESTRO

VIGA VIAJERA

COJINETE DEL CILINDRO DE AIRE

BRAZO

ESCALERA

COMPENSADOR

CILINDRO

POSTE MAESTRO

GUAYA

ELEVADOR

CORREAS

PISTON

FRENO

CAMA DE ENGRANAJES

PASADOR

COMPRESOR DE AIRE

GUAYA DEL FRENO

BASE

MANIVELA

ASIENTO DEL VALVULO DEL PISTON

hidráulica sustituye la caja de engranajes' la energía se transmite por medio de fluidos a los elevadores de la barra pulida.

Estas unidades se contrabalancean con torque presurizado con fluido generalmente gas. Además puede cambiar la velocidad de bombeo de manera satisfactoria con la embolada. en varios arreglos. a través del panel de control.

Literalmente permite el descenso de las cabillas por su propio peso. en forma lenta y compacta con el ascenso de manera rápida. (vea la figura 1-6)

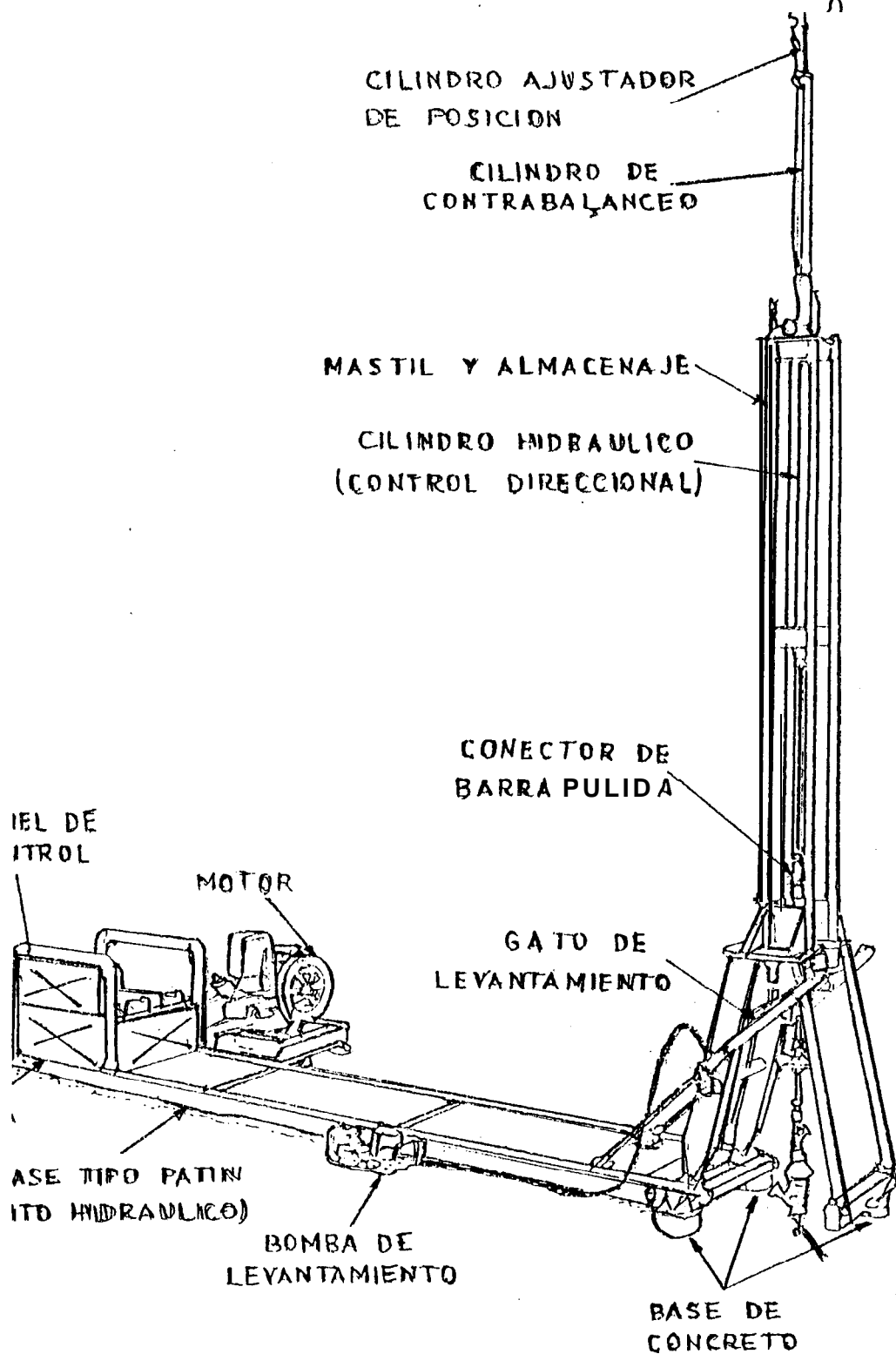
1.3.3 ROTATIVAS

Esta unidad se compone de un rotor y estator en el fondo del POZO. en la superficie lleva un motor eléctrico y cabezal rotatorio. (vea figura 1-7)

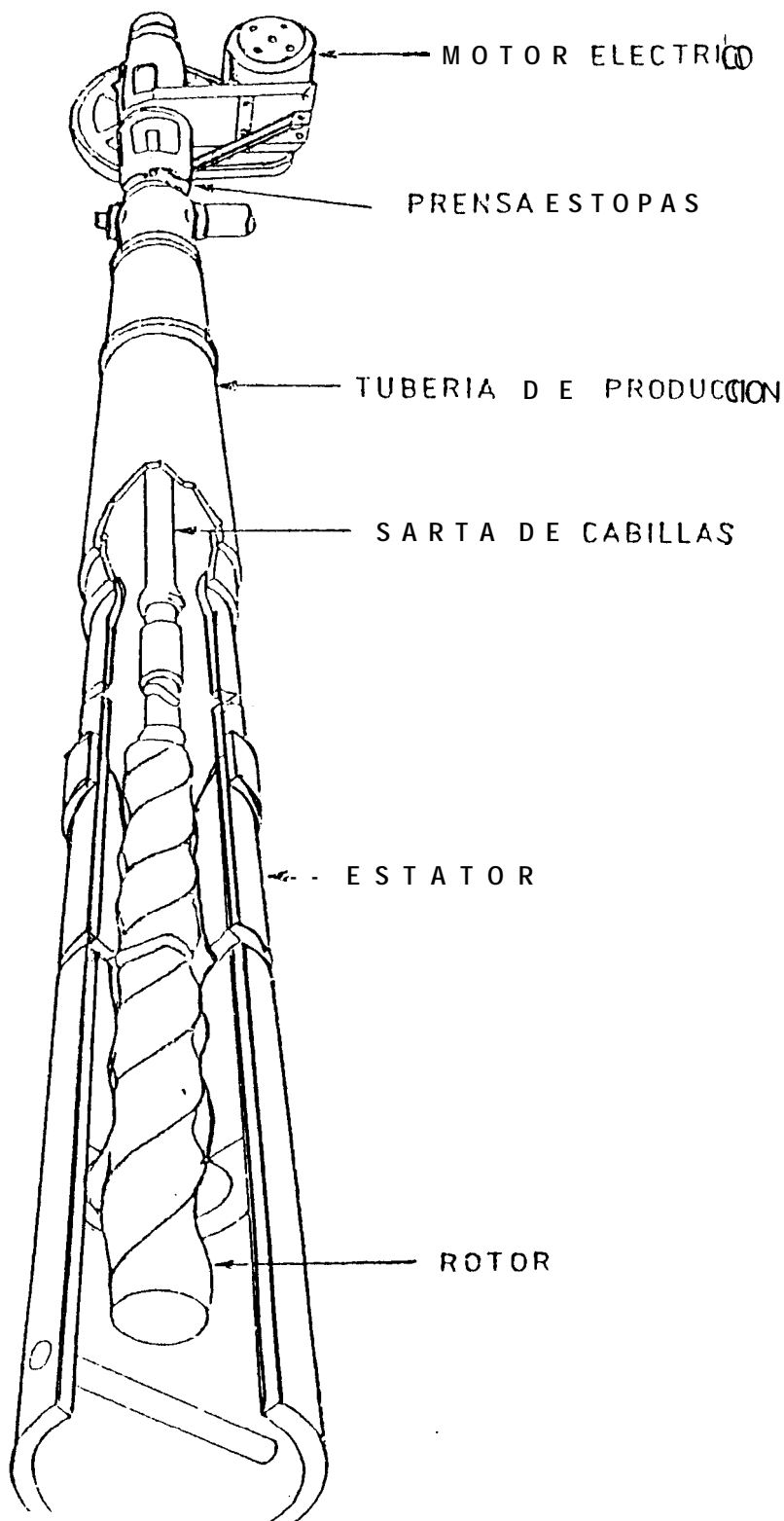
El crudo es desplazado en forma continua hasta la superficie, por medio del rotor que gira dentro del estator' formando de esta manera cavidades progresivas ascendentes, utilizando el principio del tornillo.

FIGURA 1-6

UNIDAD HIDRAULICA D E BOMBEO



F 1 GU RA 1-7
SISTEMA DE BOMBEO ROTATIVO
(BOMBA DE TORNILLO)



1.3.4. OTRAS

Existen otras unidades **especiales** en diseño. como:

A.- Alpha I

B.- Neumáticas

C.- Gemelas

En esta sección nos referimos **a** las dos primera. en lo referente **a** sus características **más** resaltantes.

A.- Unidad Alpha 1

Es un tipo de unidad **que** utiliza como **método** el levantamiento un "Winche" o malacate en forma de serpentín. 1 leva el prensa estopa viajero **que** se mueve en un cilindro pulido en su interior además se contrabalancea por medio de pesas colocadas en uno de los extremos de 1 **a** guaya **que** utiliza el malacate: estas pesas van ubicadas en un pozo al lado del pozo reductor. Su rango de velocidad de bombeo es de 2 a 4 SPM. y la embolada va desde 34 a 80 pies.

Como desventaja presenta fallas en las guayas y vida **útil** muy corta.

B.- Unidad Neumática

Funciona de manera semejante a las hidráulicas, la diferencia está en la sustitución de la bomba de desplazamiento positivo por un compresor y utilizando un fluido de trabajo gas natural o aire. En caso de existir una presión de gas suficiente, se puede utilizar esta para sustituir al motor y compresor.

Esta unidad también puede utilizarse para desplazar líquido por la línea de flujo. Otra aplicación de esta instalación es la posibilidad de aprovechar la presión del gas en un pozo para levantar la carga en cada embola y después dirigirlo a la línea de gas principal durante el descenso de la embolada.

Básicamente esta unidad es un balancín convencional modificado.

1.3.5. DESIGNACION DE LAS UNIDADES DE BOMBEO

A fin de designar las unidades de bombeo se debe seguir el siguiente orden :

A.- Tipo de la 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.

M = Unidad Mark II unitoraue

B.- Toraue Máximo en miles de Pulgs-Lbs.

C.- Especificación del reductor

D = Reductor de reducción doble

s = Reductor de reducción simple

T = Reductor de reducción triple

D.- Carga en el vástago pulido en cientos de libra.

E.- Longitud de la carrera en pulgadas

Así por ejemplo la unidad:

C - 228 D - 246 - 74

Es una unidad de contrabalance en las manivelas con un tor que permisible de 228000 Pulg-Lbs., con reductor de doble reducción, una carga máxima permisible de 24600 Lbs. y longitud de carrera de 74 pulgadas.

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

1.4 EL MOTOR PRIMARIO

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 el levantamiento del fluido.

El motor seleccionado para una determinada instalación, debe tener suficiente potencia de salida a fin de levantar el fluido del pozo a una rata deseada. los motores utilizados en bombeo mecánico son de combustión interna (a gas o gasolina) o eléctricos.

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

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

C A P I T U L O I I

EQUIPOS DE SUBSUELO

(4.7.11.12)

2.1 BOMBAS DE SUBSUELO

Es un dispositivo que permite enviar el crudo desde el fondo del pozo hasta la superficie y luego a la estación recolector-a. es accionada por el movimiento recíprocante de la unidad de bombeo a balancín.

Los elementos que constituyen una bomba de subsuelo son:

A) Barril o Camisa es un cilindro cuya superficie interna es pulida y es de longitud variable.

B) Pistón es un cilindro pequeño de superficie externa es pulida el cual se mueve dentro de la camisa.

C) Válvula viajera es un dispositivo formado por una esfera de acero y su asiento. colocado dentro del pistón, cuya función es hacer sello hermético, durante la embolada ascendente.

D) Válvula fija es un dispositivo igual a la válvula viajera, pero va colocado en el fondo de la bomba. Su función es hacer sello hermético en la embolada descendente.

En su parte externa lleva un anillo de bronce.

E) Zapata es un niple que tiene en su parte interna un cono y aloja el anillo de bronce o fricción de la válvula fija, permitiendo el sello hermético.

2.1.1. FUNCION DE LA VALVULA VIAJERA

La función principal de la válvula viajera es permitir la entrada de flujo hacia el pistón en su descenso y luego hacer un sello hermético en su carrera ascendente y permitir que el crudo salga a la superficie.

2.1.2. FUNCION DE LA VALVULA FIJA

El objetivo de su presencia es dar paso al flujo de petróleo hacia la bomba, cuando el pistón inicia su carrera ascendente y cerrar el paso al flujo dentro del sistema tubería-bomba, cuando se inicia la carrera descendente del pistón

2.1.3. SECUENCIA DE OPERACION ENTRE LAS VALVULAS

La bomba opera de la siguiente manera! asumiendo que el pistón descansa en su punto mas bajo y empieza a moverse en forma ascendente. Cuando el pistón se detiene en la parte inferior, la válvula viajera se encierra debido a que

la presión P_1 se hace igual a la presión P_3 y el peso de la válvula hace que se asiente con la válvula viajera cerrada y moviéndose hacia arriba la presión P_1 se reduce. Luego en el momento que la diferencia de presión entre P_1 y P_2 se hace lo suficientemente grande obliga a la válvula fija a ceder el paso a los fluidos del pozo, hacia la camisa de la bomba.

A medida que el pistón asciende la camisa se va llenando poco a poco, la razón por la cual la camisa empieza a llenarse en su movimiento ascendente es debido a la reducción de la presión P_1 y P_2 se hacen iguales implicando que la válvula fija se cierra debido a su propio peso.

Cuando el pistón comienza a bajar, con la válvula viajera cerrada, se comprime el fluido almacenando en la camisa trayendo como consecuencia el aumento de la presión P_1 . En el momento en que la fuerza ejercida por P_1 sobrepesa la fuerza de P_3 más el peso de la bola, la válvula viajera abre permitiendo el paso del fluido desde la camisa al pistón, luego a la tubería finalmente el pistón llega al punto más bajo para iniciar un nuevo ciclo vea figura 2-1.

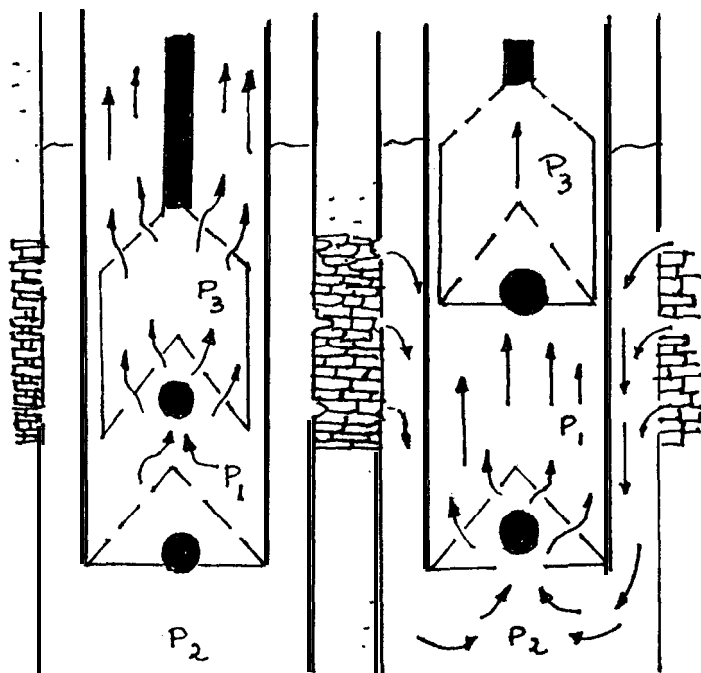


FIGURA 2-1

2.1.4. CLASIFICACION

TIPO DE BOMBA	BARRIL CON PARED GRUESA	BARRIL CON CAMISA	BARRIL CON PARED DELGAD
BOMBAS DE VARILLAS			
BARRIL EST. ANCLAJE SUPERIOR	RHA	RLA	RWA
BARRIL EST. ANCLAJE INFERIOR	RHB	RLB	RWB
BARRIL VIAJERO ANCLAJE INFERIOR	RHT	RLT	RWT
BOMBAS DE TUBER 1 AS	TH	TL	TW

2.1.4.1 BOMBAS API DE CABILLAS O BOMBAS INSERTABLES

(fig. 2 - 2)

2.1.4.1.1 BARRIL ESTACIONARIO-ANCLAJE 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 barril actúa como "ancla de gas" para mejor separación del gas.

En la carrera descendente, la válvula de pie soporta la columna de fluido lo que a veces causa que los barriles se rajen en el cuerpo o en el área roscada. Este tipo de bombas no deben usarse en pozos más profundos de los 5000 pies.

VENTAJAS

- 1.- Bomba excelente para pozos con problemas de arena.
- 2.- Bomba buena para pozos gaseosos.
- 7.- Excelente para pozos de bajo nivel fluido.
- 4.- La válvula viajera en la parte inferior permite bombear desde más cerca del fondo del pozo.

DESVENTAJAS

- 1.- No recomendable para pozos profundos.

2.- Pobre empaquetadura en pistón, para escapes.

3.- Más costos que los de tipo de barril viajero.

2.1.4.1.2 BARRIL ESTACIONARIO - ANCLAJE INFERIOR

Corresponde a este tipo las bombas RI-IB, RWB Y RLB.

El anclaje inferior evita fallas a profundidades mayores 5000 pies. La válvula de pie es generalmente más grande que la válvula viajera y el fluido producido tiene que pasar a través de esta menor abertura de válvulas, pero cualquier volumen de gas liberado inducido por éste diferencial no afectará la operación de la bomba.

VENTAJAS

1.- Pueden ser usadas en pozos profundos.

2.- Menos apta a rupturas por presión que otros tipos Standards.

3.- Buena para pozos con el nivel de fluido bajo.

DESVENTAJAS

1.- Arena y otras materias pueden depositarse alrededor de la bomba.

2.- El barril está sujeto a sedimentación y corrosión.

2.1.4.1.3 BARRIL VIAJERO - ANCLAJE INFERIOR

Son las bombas de tipo RHT. RWT Y RLT.

Este tipo de bombas, el barril viaja y el embolo permanece fijo. el barril es conectado a la varilla de bombeo a través de una conexión Y de una válvula viajera grande. La válvula de pie se conecta directamente en la parte superior del émbolo estacionario. El embolo está soportado por un tubo largo que está conectado en el fondo del soporte o asiento. La acción del fluido en el fondo del barril viajero evita la depositación de arena en la bomba.

Para que el fluido llegue al barril, debe atravesar el largo tubo anclado. Debido a esto y a que la válvula de pie es pequeña y la rata de compresión relativamente menor. la bomba no es recomendable en problemas de gas.

VENTAJAS

- 1.- La agitación evita la depositación de arena en la bomba.
- 2.- El anclaje inferior evita la posibilidad de falla del barril.
3. - Buena para pozos intermitentes ya que la bola de la jaula superior se asiente cuando la bomba deja de funcionar, manteniendo la arena fuera de la bomba.

DESVENTAJAS

- 1.- No es recomendable en un pozo con gas por la reducción del pasaje de fluido.
- 2.- No muy buena en pozos profundos ni en carreras largas porque el tubo que sostiene el émbolo tiende a doblarse.

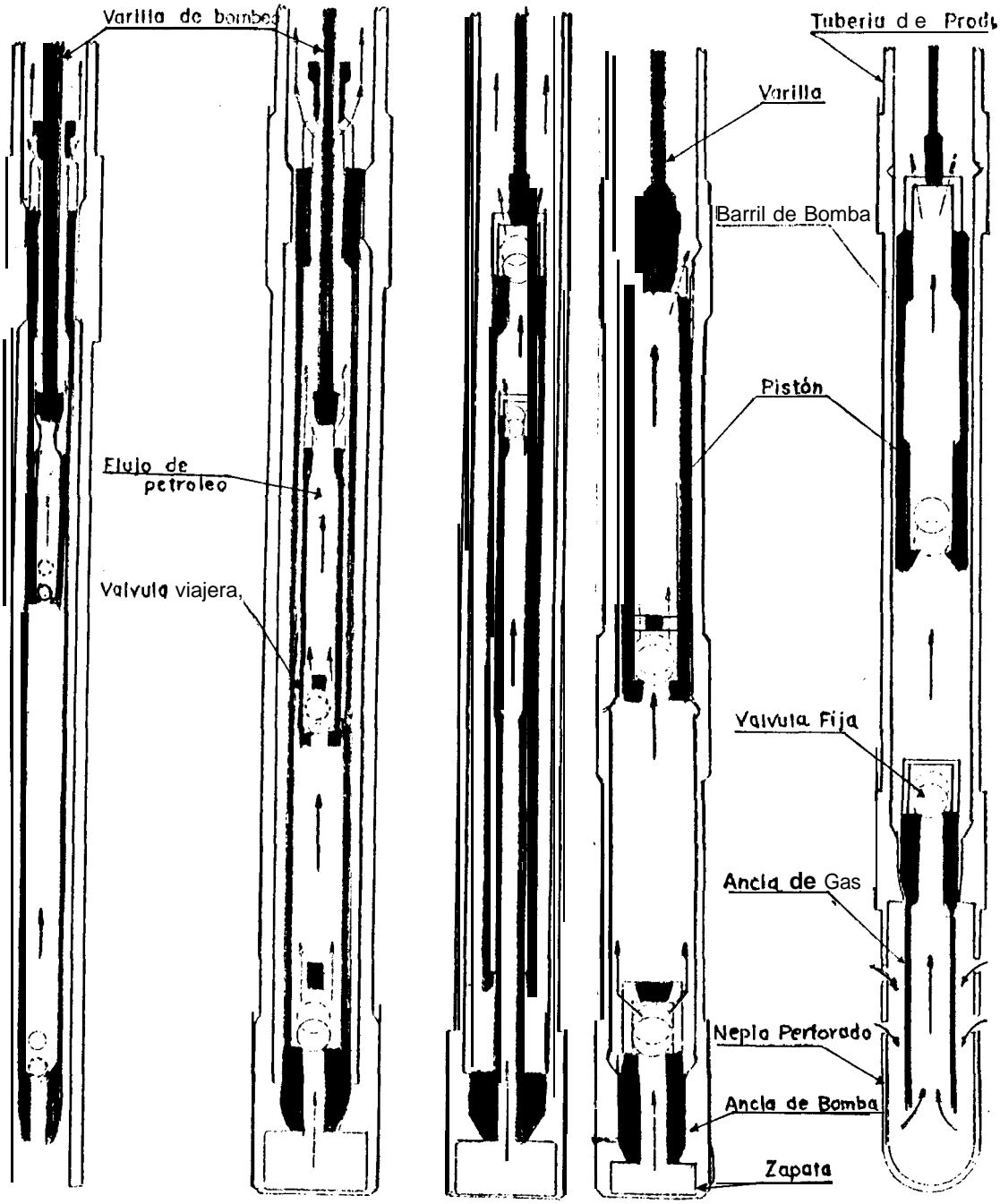
2.1.4.2. BOMBAS TUBURALES O BOMBAS API DE TUBERIA

De este tipo son las bombas TH, TW Y TL (fig. 2-2).

Estas bombas dan mayor capacidad de bombeo que las insertables para la misma dimensión de tubería. El barril de la bomba y la válvula de pie son instaladas como parte de la 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 hallan disponibles en los siguientes tamaños :



RWA - RLA

RWB - RLB

RWT - RLT

TW - TL

TWE - TLE

(a)

(b)

(c)

(d)

(e)

Fig.2.2 BOMBAS DE SUESUELO CON NOMENCLATURA API (Ref.7)

- 1 3/4" PARA TUBERIA DE 2"
- 2 1/4" PARA TUBERIA DE 2 1/2"
- 2 3/4" PARA TUBERIA DE 3 "
- 3 3/4" PARA TUBERIA DE 4"

VENTAJAS

- 1.- Permite la producción de grandes volúmenes de fluidos ya que el barril es parte de la sarta de tubería permitiendo el uso de pistones grandes.
- 2.- Adaptables para producir fluidos viscosos.

DESVENTAJAS

- 1.- La tubería tiene que ser sacada para reparar el barril de la bomba.
- 2.- Es posible dañar el pistón al bajarlo para su instalación.

2.1.4.3. BOMBAS SIS (SHELL INTERIM STANDARD)

Son bombas diseñadas para crudos viscosos, tiene alta eficiencia volumétrica. Las características que la diferencian de las bombas API son las siguientes:

- 1.- Las jaulas de las válvulas fijas y viajera reducen la resistencia al flujo.

2.- Mayores dimensiones de bolas y asientos implicando un mayor área al paso.

3.- Menor longitud del pistón, hasta dos pies. reduce en este caso la fricción entre el pistón y la camisa y la interna del flujo a través del pistón.

4.- Como la zapata lleva un niple M para anclar la válvula fija. esto implica a un aumento del área de succión de la bomba.

2.1.4.4. TIPOS DE BOMBAS SIS (ver fig 2-3)

SRWB: Es semejante a la RWB de la API

SRWB - TS: Igual a la anterior. pero funciona en dos etapas. Usada en el campo Tía Juana.

SRWB - OVU: Bomba típica para crudos viscosos.

STH: Es la versión SIC de la API tipo TH.

STH-V: Es la misma STH. pero con pistón más corto.

STH - TS: Usada en pozos sometido a inyección de vapor.

(11,12)

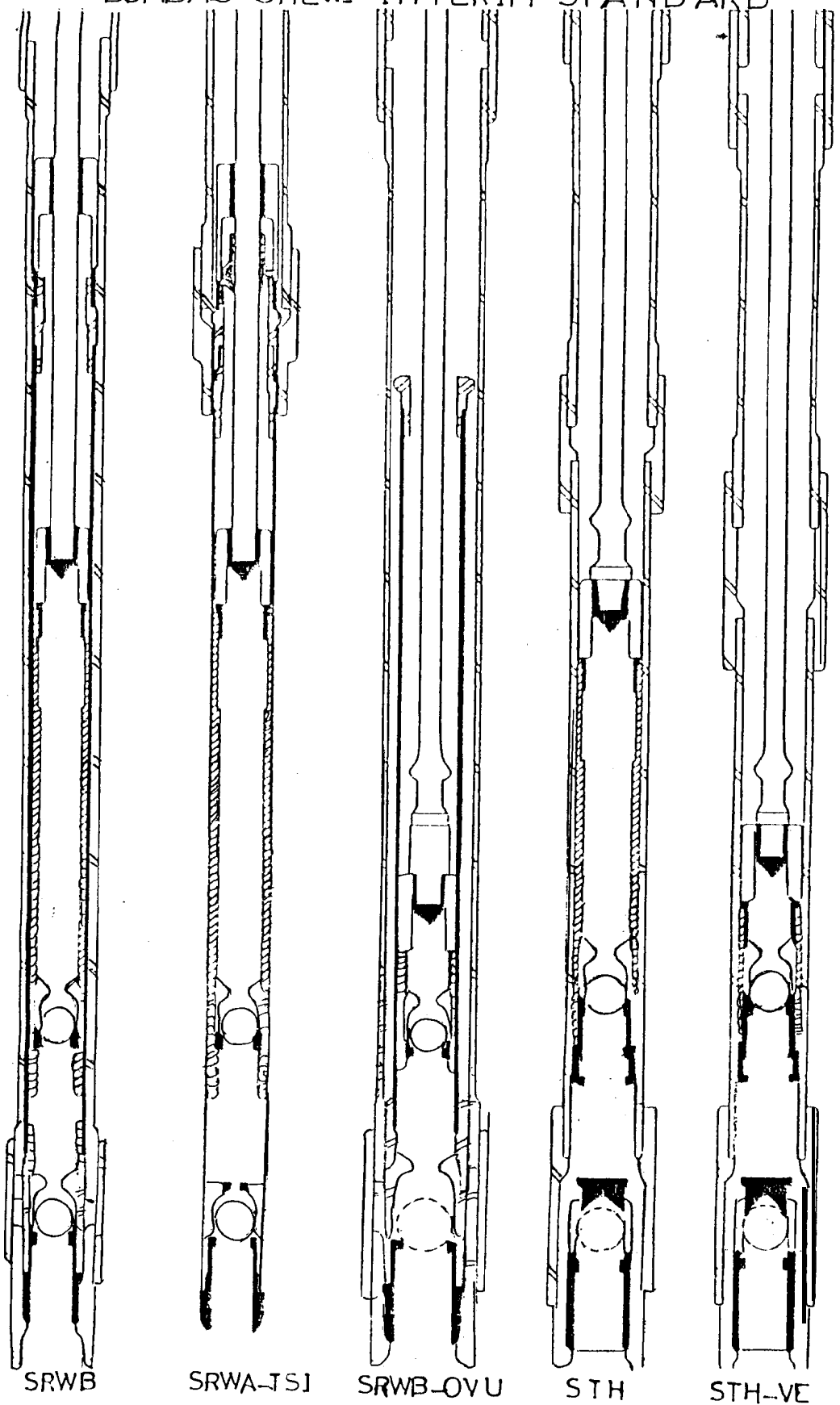
2.1.5. DESIGNACIONES API Y SIS PARA BOMBAS

2.1.5.1. DESIGNACIONES API

Las designaciones completas para bombas de cabillas y tube

FIGURA 2-3

BOMBAS SHELL INTERIM STANDARD



SRWB

SRWA-TSJ

SRWB-OV U

STH

STH-VE

rías. incluyen:

- A) Tamaño nominal de la tubería
- b) Diámetro interno de la tubería
- c) Tipo de bomba. incluyendo tipo de barril. localización y tipo de asentamiento.
- D) Longitud del barril.
- E) Longitud del pistón.
- F) Longitud total de las extensiones. (cuando se usan)

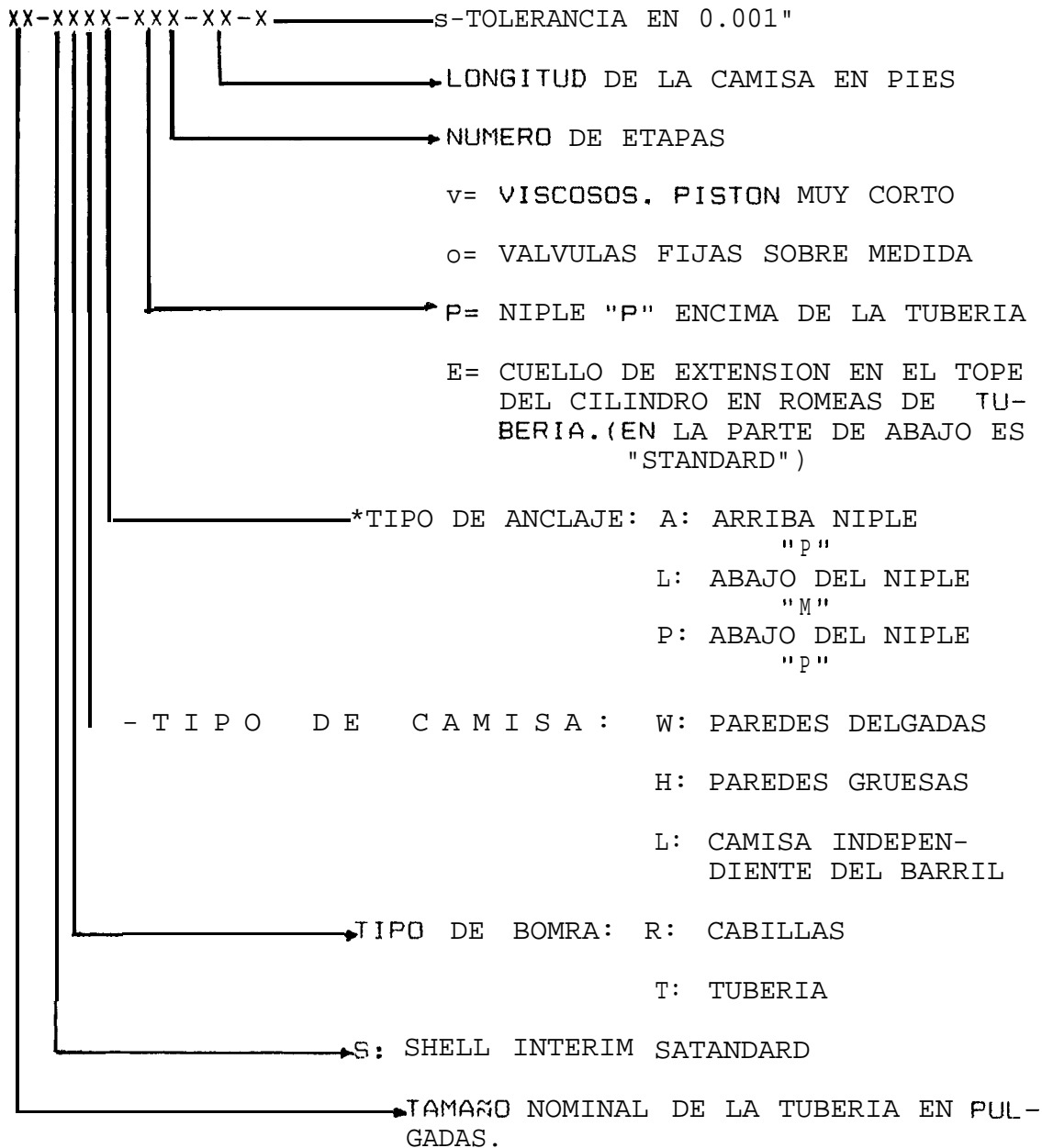
Ejemplo: Una bomba de 20 - 125 - RLBC - 7 - 2 - 4

Esta es una bomba clase API tipo cabilla, de pistón igual a 1-1/4 pulgadas, que lleva un barril de longitud 7 pies y la extensión es de cuatro (4) pies. La longitud del pistón es igual a dos pies (24 pulgadas), el asentamiento es de tipo copa localizado en el fondo de la bomba y por último la bomba va acoplada a una tubería de 2-3/4 de pulgadas

Ejemplo: 2-1/2 - SRWB - VTS - 12 (-5)

Este tipo de bomba es de cabilla, clase SIS acoplada a una tubería de diámetro nominal igual a 2-1/2 pulgadas, lleva camisa de pared delgada. la bomba va anclada vajo el niple M pistón corto doble etapa (especial para crudos viscosos) longitud de la camisa o barril igual a 12 pies y el "FIT" 0 tolerancia entre el pistón y la camisa es de 0.005 pulgadas.

DESIGNACION SIS



(7.5)

2.2. ANCLA DE GAS

Es un dispositivo que permite separar el gas del petróleo con la finalidad de reducir al mínimo la entrada de gas a la bomba de subsuelo. pues de lo contrario disminuye la eficiencia de la bomba y como es lógico también se reduce la producción del pozo.

Tipos de anclas entre las más usadas están

- A) Copa (Gilbert)
- B) Niple per-forado (Poorman)
- C) Tipo empacadura (Packer)
- DI Natural
- E) Multicoas

ANCLA	FIGURA
GILBERT	2-4
POORMAN	2-5
EMPACADURA	2-6
NATURAL	2-7
MILTICOPAS	2-8

Funcionamiento

El flujo pasa a través de 105 huecos del ancla creando turbulencia y una caída de presión que provoca la separación del gas, por ser el menos pesado es desviado hacia el anular del revestidor. mientras que el petróleo es absor-

vido dentro del ancla por **el tubo de succión**.

ANCLA DE COPA GILBERT

Es un niple de tres **pies** de longitud con ranuras de 2mm. de espesor por 30 mm. de **larqo y lleva copas** se **coloca** con **las copas hacia** arriba y debajo de **la** zapata de la bomba. En **su** extremo inferior se **coloca** un tubo de treinta pies (30 pies) con un **tapón** en **la** punta. denominado "tubo de barro".

En **el** interior del **ancla** se encuentra **el** tubo de succión. **el cual** va enroscado a **la** zapata de **la** bomba. cuya función es succionar **el** petróleo con **la** mínima **cantidad** de gas.

El tubo de succión en **el ancla** de gas de 4-1/2 **pulgadas** debe ser de 2 pulgadas de diámetro y 20 **pies** de longitud. En **las anclas** 3-1/2 pulgadas **el** tubo de succión debe ser de 1 1/2 pulgadas por 20 pies de longitud.

La cantidad de niples **que** puede **llevar** un **ancla** depende de la producción así tenemos:

Si la producción es de 300 BPD **lleva** un niple, **si** produce el pozo entre 300 y 600 BPD **lleva dos niples** y mayores de **600 BPD lleva tres niples**.

FIGURA 2-4
ANCLA DE GAS
TIPO COPAS

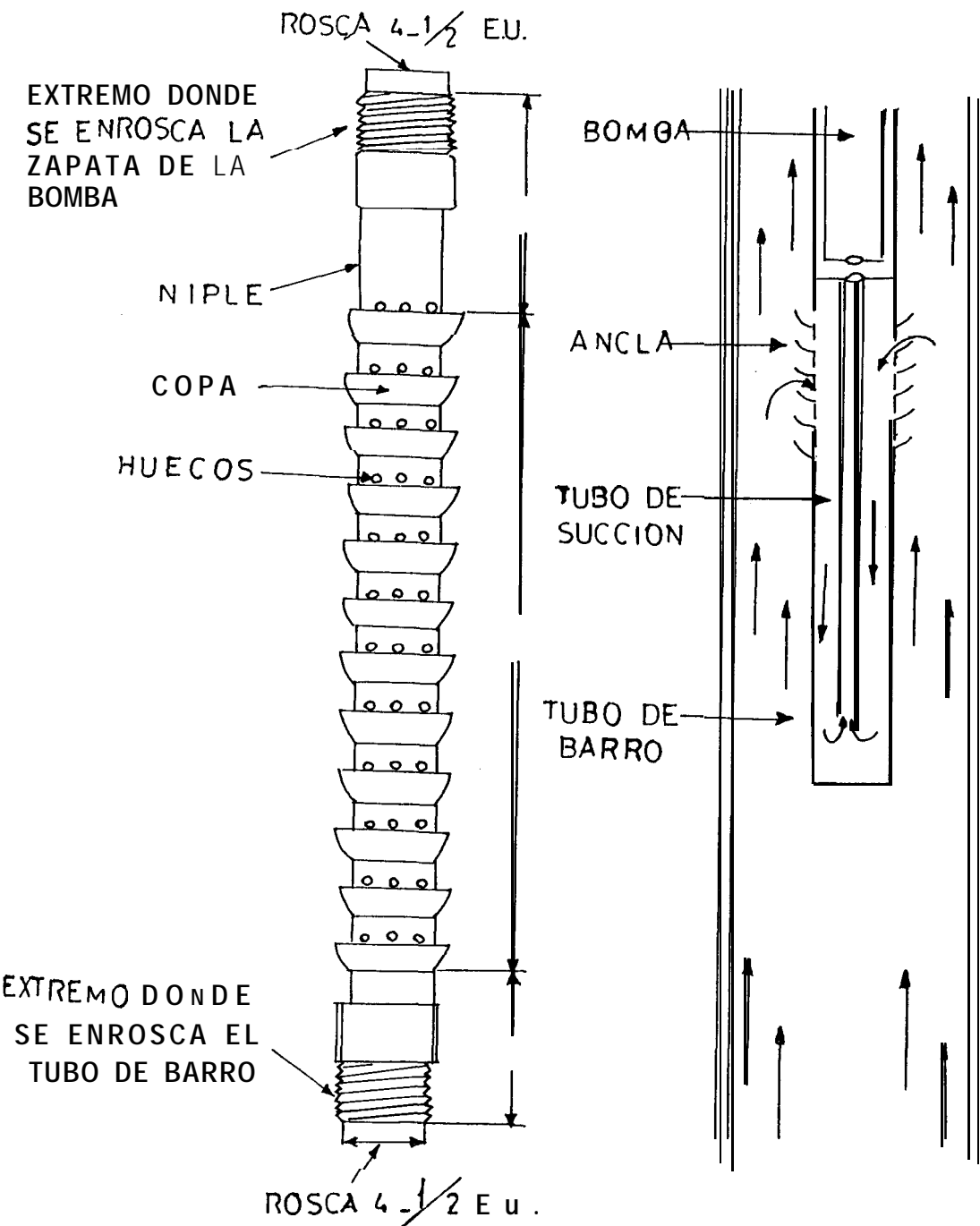


FIGURA 2-5
ANCLA DE GAS
NIPLE PERFORADO (Poorman)

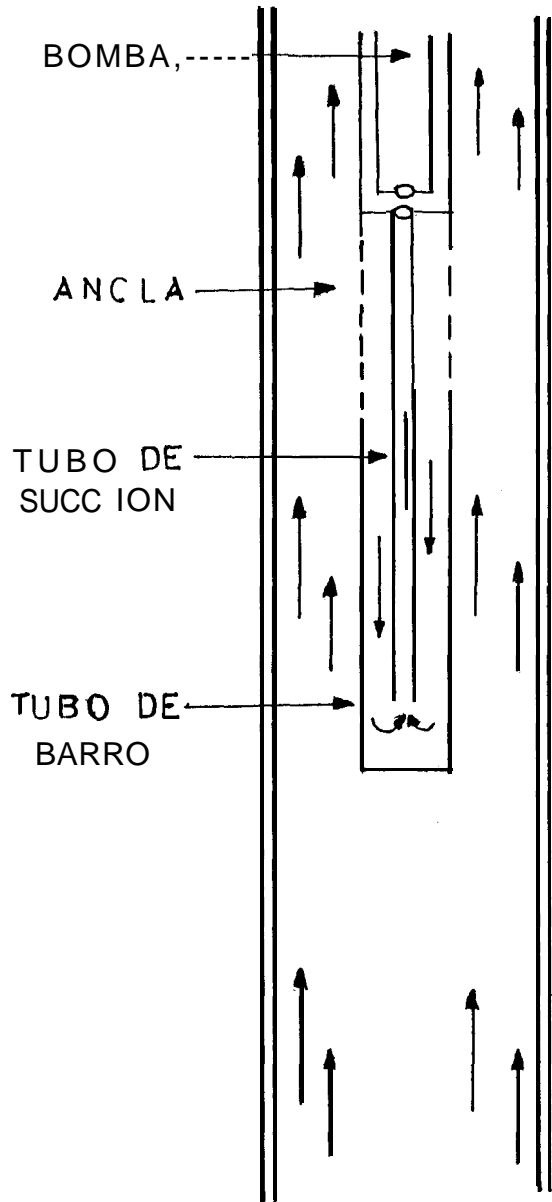
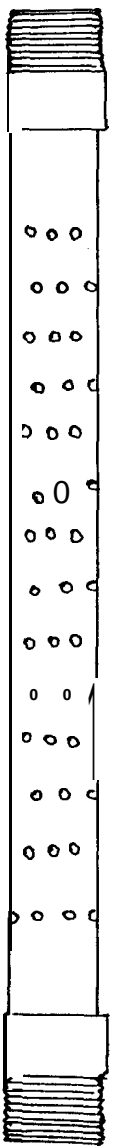


FIGURA 2-6
ANCLA DE GAS
TIPO EMPACADURA

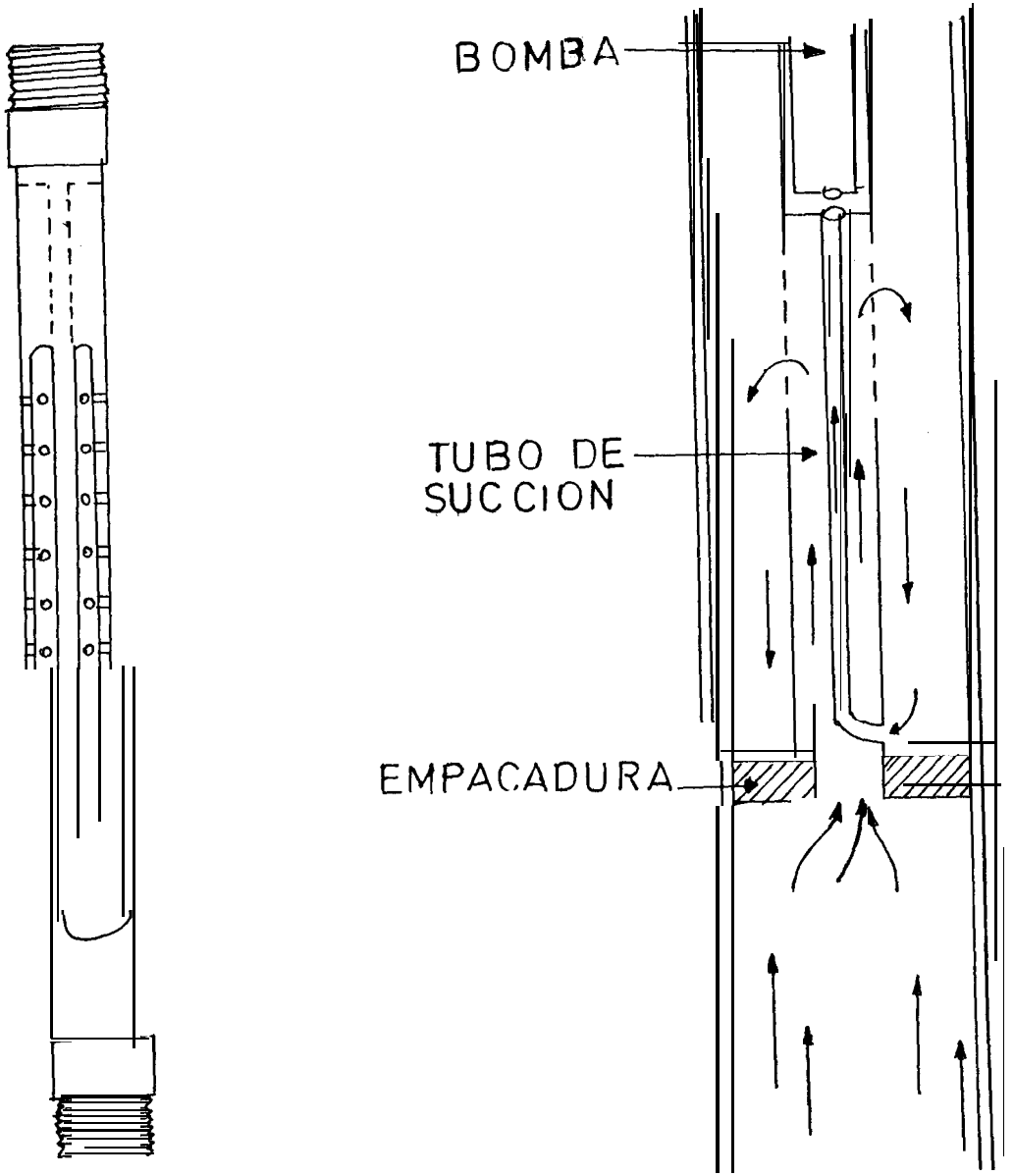


FIGURA 2-7
ANCLA DE GAS
TIPO NATURAL

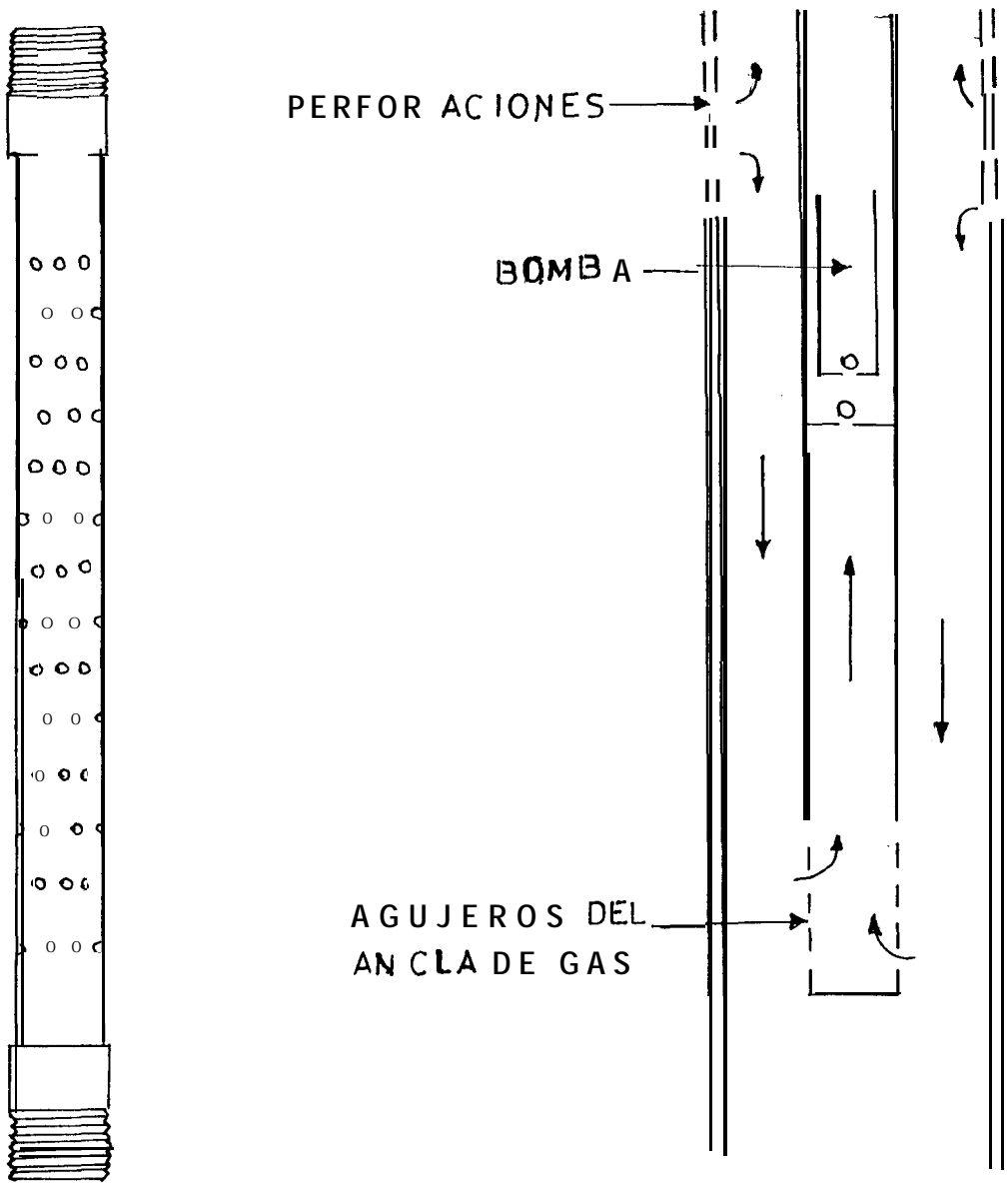
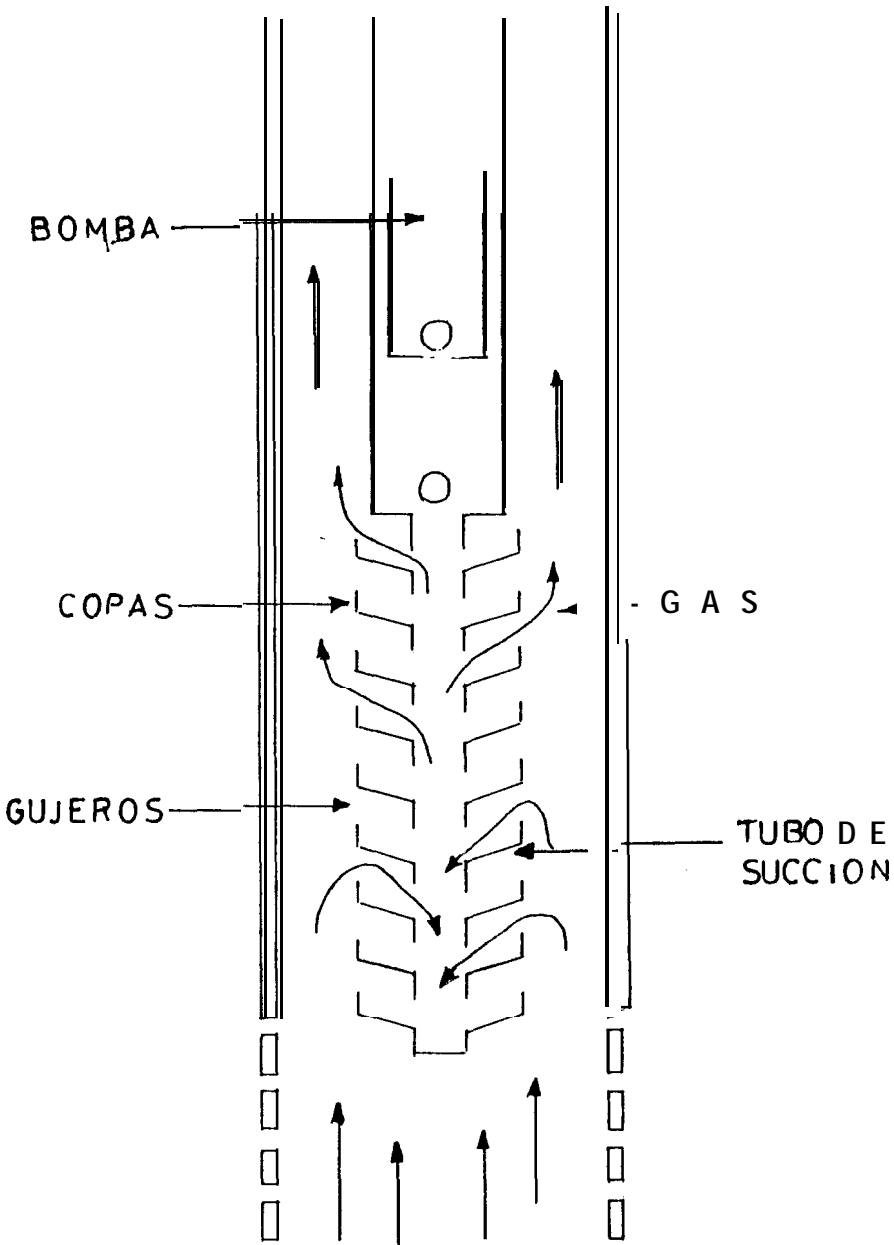


FIGURA 2-8
 ANCLA DE GAS
 TIPO MULTICOPAS



Su nomenclatura es la siguiente C-X X donde:
 1 2

C: Significa tipo de ancla "copa"

X : Diámetro del ancla
 1

X : Longitud de número de niples.
 2

Ejemplo: c - 46 c = tipo copa
 4 = 4-1/2 pulgadas
 6 = 2 niples de 3 pies de longitud

Descripción de una ancla de copa C-43

C = tipo copa
 4 = 4-1/2 pulgadas
 3 = 1 niples de 3 pies

Para la instalación y construcción de las anclas de gas se requiere lo siguiente:

- A.- El ancla de gas debe colocarse cerca de la bomba.
- B.- El área de pasaje de fluido hacia abajo debe ser lo más amplio posible para aminorar la velocidad del petróleo.
- C.- La longitud del tubo de succión no debe ser mayor al volumen de entrada a la bomba durante una carrera.
- D.- Hasta 250 B/D de producción se puede usar un tubo de 1"
- E.- El Atea de perforaciones en el tubo de succión debe tener un área mínima de 4 veces el área de la válvula es-

tacionaria.

F.- El área de las perforaciones en el ancla de gas debe ser 2 veces el área anular entre el ancla y el tubo de succión y 4 veces si los fluidos precipitan parafina o escala

(7.9)

2.3. LAS VARILLAS DE BOMBEO O SARTA DE CABILLAS

En la producción de petróleo por bombeo mecánico. las varillas de succión son una herramienta esencial de la cual se abusa en demasía y el hecho de que continúa funcionando a pesar del abuso. hace que muchos consideren innecesario preocuparse por ellas.

En un año las varillas de pozo pueden completar mas de diez mil ciclos de bombeo. pueden estar raspando contra la tubería en un pozo torcido, estar expuestos a diferentes cargas o a uno o mas tipos de corrosión durante el período de trabajo del pozo. y sin embargo las únicas veces en que ellas reciben atención es cuando se han roto.

A fin de poder conseguir una mayor duración de las varillas debe seguirse determinadas reglas que a continuación se exponen y a fin de conseguir un vida mas larga de ellas

se sugiere:

- 1.- No **martillar las esdigas o cajas.**
- 2.- Apretar **las varillas** suficientemente.
- 3.- Mantener limpias **las roscas.**
- 4.- No deben ser arrastradas hasta **el** pozo ya **que las espi-
gas** o roscas **se** ensucian con tierras o se pueden dañar por
contacto **o golpes** con **otros** objetos de **metales.**
- 5.- **Si las varillas se** van a **colocar horizontalmente al sa-
carlas del** pozo, deberán sostenerse adecuadamente a **lo** lar-
go de toda su extensión.
- 6.- Las **varillas** deberán ser bajadas a menor velocidad
cuando **se calcula** que **la** primera **llega al nivel del fluí-
do dentro del** pozo, es muy **difícil "torcer" las varilla5**
al llegar al fluido del pozo a una **velocidad alta.**
- 7.- Usar elevadores de tamaño adecuado.
- 8.- **Si las varillas** han sido usadas y se van a **almacenar**
temporalmente, **limpiarlas y protegerlas** con una capa de
petróleo liviano o corrosivo **a fin de evitar la** corrosión.

Con **el** objeto de **que los fabricantes de varillas** se adhie-
ran a **los** Standard de API, el Instituto Americano de Petró-
leo estableció un método para marcar **la5 varillas** en **la5**
cuales debe constar **los siguientes:**

- 1.- **La** identificación **del fabricante**
- 2.- **El** diámetro nominal de **la varilla**, en pulgadas.
- 3.- El monograma API

4.- El grado sea CLIC:

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.

Las varillas se fabrican en longitudes de 25' y 30' así pequeñas de 11/3', 2', 3', 4', 6', 10' y 12' siendo estas últimas usadas para espaciar la bomba de la grampa del vástago pulido a la distancia exactamente deseada.

Las varillas son fabricadas en tres clases a saber:

Clase "K" . - Son varillas de níquel - molibdeno, resistente a la corrosión. La tensión mínima es de 82.000 PSI

Clase "C" . - Son las varillas de combinación de carbono manganeso, usados en trabajo pesado y medio, la inhibición contra la corrosión es bastante efectiva, la tensión de esfuerzo mínimo es de 90.000 PSI la mayoría de los pozos usan este tipo de varillas: y,

Clase "D" . - Se usan donde no se alcanzan a usar las varillas tipo C y son fabricadas de una aleación níquel - cromo Moly. Se usan por lo general en pozos de alto volumen de producción. La tensión mínima es de 115.000 PSI.

Y lo podemos definir como el conjunto de cabillas que forma parte integral de un sistema de bombeo mecánico. puede ser de diámetro uniforme o combinado. El material suele ser de acero. también puede combinarse con cabillas de fibra de vidrio.

(1,3)

2.3.1. EMBOLADA EFECTIVA

Existe una longitud diferencial entre la embolada de la barra pulida y el viaje del pistón en la bomba. este último define la embolada neta efectiva del pistón.

Esta diferencia se origina debido a:

- Estiramiento de la sarta de cabillas
- Estiramiento de la tubería de producción.
- Efectos dinámicos de la sarta de cabillas.
- Vibración de las cabillas
- Fricción entre el pistón y el barril

El desolazamiento del pistón es un incremento de la embolada y el estiramiento de las cabillas y la tubería tiende a disminuir la misma entonces se puede expresar que:

$$S_{r_p} = S + EP - ET - ER$$

(2-1)

Donde: S : Embolada efectiva. en pulgadas
 P
 s : Tiro de barra pulida. en pulgadas
 EP: Elongación del pistón. en pulgadas
 ER: Elongación de las cabillas. en pulgadas

2.3.1.1. ELONGACION DE LA SARTA DE CABILLAS (ER)

La sarta de cabillas se **elonga** cuando en el ciclo de **bombeo**. la carga se transfiere de la tubería a las cabillas en la embolada ascendente. se **puede** calcular el estiramiento de la sarta de cabillas por medio de la **expresión** siguiente. para sarta uniforme:

$$ER = \frac{5.20 \times G \times D \times A \times L}{A \times E \times r} \quad (2-2)$$

Para el caso donde la bomba se encuentre **por** debajo del **nivel** de fluido en el anular.

En el **caso** de bombeo **completo**. entonces $D = L \times LA$ **expresión** anterior se **expresa** como:

$$ER = \frac{5.20 \times G \times A \times L^2}{A \times E \times r} \quad (2-3)$$

Donde :

G: Gravedad **especifica** del fluido

D: Profundidad del nivel de fluido de trabajo en pies

L: Longitud de la sarta de cabillas. en pies.

A : Area del pistón. en pulg.
p

A : Area de cabilla. en pulg.
r

E: Módulo de elasticidad (30X10⁶ LPC).

Considerando. sarta de cabillas combinadas entonces:

$$ER = \frac{5.20 \times G \times A_p \times L}{E} \left(\frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \dots + \frac{L_n}{A_n} \right) \quad (2-4)$$

Donde:

L₁ , L₂ L_n Longitud de cada tramo de cabillas. en pies.

A₁ , A₂ A_n Area de la cabilla en cada tramo, en pulg.

2.3.1.2. ELONGACION DE LA SARTA DE TUBERIA

La sarta de tubería. si está anclada, su elongación es igual a cero. Si el extremo de la tubería está libre. su elongación se calcula de manera idéntica a las cabillas, esto es:

SARTA DE TUBERIA UNIFORME

$$ET = \frac{5.20 \times G \times D \times A_0 \times L}{A_t \times E} \quad (2-5)$$

SARTA DE TUBER 1 A COMBINADA

$$ET = \frac{520 \times G \times D \times A}{E} \left(\frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \dots + \frac{L_n}{A_n} \right) \quad (2-6)$$

Donde A : Area del corte transversal de la tubería en
Pulg.²

L₁ . L₂ L_n Longitud de cada tramo de tubería. en
pies.

2.3.1.3. SOBREVIAJES

El desplazamiento del pistón o sobreviaje se entiende como una función del peso muerto de las cabillas y de la carga por efecto de la aceleración de la sarta de cabillas para calcular este tipo de desolaramiento se plantean varios métodos todos dependiendo del tipo de combinación de cabillas y la expresión para determinarlo es:

$$ET = 1.93 \times 10^{-11} \times S \times (L \times N)^2 \quad (2-7)$$

Donde: ET: Desplazamiento del pistón, en pulgadas

S : Tiro de la barra pulida, en pulgadas

L : Longitud de la sarta de cabillas. en pies

N : Velocidad de bombeo en SPM.

E : Módulo de elasticidad.

Esta expresión también se puede formular como:

$$E_D = \frac{40.8 L^2 \alpha}{E} \quad \text{--- (pulg.)} \quad (2-8)$$

El valor de α Puede ser calculado por metro de la formula:

$$\alpha = \frac{SN^2}{70500} \quad (2-9)$$

o por medio de la figura (2-14).

2.3.1.4. METODOS PARA CALCULAR LA EMBOLADA EFECTIVA

2.3.1.4.1. METODO COBERLY

Este método asume que los esfuerzos a lo largo de la sarta de cabillas en forma instantánea. se propagan y el diámetro de la sarta es uniforme.

En la obtención de la formula (2-8) no ha sido considerada la geometría de la unidad. ni la existencia de una sarta telescóica. pues dicha formula sería muy compleja para propósitos oracticos.

Algunos autores ofrecen usar el valor de 32.8 en lugar de 40.8 por considerarlo más "empíricamente" correcto para una unidad de promedio geométrico. pero el uso de cualquier

ra de dichas constantes en la ecuación (2-8) dan valores de sobreviaje del pistón que varían en un 25% diferencia que no afecta en forma considerable el cálculo de la carrera neta del pistón.

Al reemplazar las ecuaciones (2-2), (2-5) y (2-8) en (2-1) se obtiene:

$$S = \frac{S + 40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20GDA}{E} \left(\frac{L}{A_t} + \frac{L}{A_r} \right) \quad \text{Pulg. (2-10)}$$

Que es la formula para calcular la carrera neta del pistón cuando se tiene una sarta de varillas uniforme.

La carrera neta del pistón cuando se usa una sarta telescópica se determina reemplazando las ecuaciones (2-4), (2-h) y (2-8) en la ecuación (2-1).

$$S = \frac{S + 40.8 L^2 \alpha}{E} - \frac{5.20GDA}{E} \left(\frac{L}{A_t} + \frac{L}{A_1} + \frac{L}{A_2} \right) + \dots \quad \text{Pulg. (2-11)}$$

Que es la ecuación de Marsh y Coberly.

En todos los casos se considera que el módulo de elasticidad del acero $E = 30 \times 10^6$ PSI y la tubería de producción se encuentra suspendida desde la cabeza del pozo. En el caso de que se encuentra anclada es necesario despreciar los términos que incluyen A_t en las ecuaciones (2-11) y (2-10).

2.3.1.4.2. METODO RIENIETS

Este método se fundamenta en la suposición de considerar **la sarta de cabillas** como un resorte con un extremo fijo y **otro libre** para vibrar.

Las relaciones matemáticas para **calcular** el desplazamiento **del** pistón son **las** siguientes:

$$S_0 = s \times \cos \theta + \frac{QB}{K} - \frac{2WF}{K} + \frac{E}{K} \quad (2-12)$$

En donde:

S_0 : Embolada efectiva. en pulg.

s : Tiro de **la** barra pulida, en pulg.

WF : Peso fluido sobre **el** pistón, en **libras**

θ : Angulo de fase. figura 2 - 10

B : Factor de magnificencia. figura 2 - 9

K : Constante - Elasticidad de **la** sarta de **cabilla** libras/pulgadas.

F : Carga **Friccional** de **la** sarta de **cabillas libras**

Q : Carga **total diferencial** en **la barra pulida** debido a carga de fluido y **la** aceleración de **las cabillas** en **el fluido**

W_r = Peso **total** de **las cabillas** en **el** aire (lbs)

$$Q = WF (1 + \alpha) + 2 \frac{w}{r} \quad (2-13)$$

$$\alpha = \frac{SN^2}{70500} \quad (\text{Factor de } \mathbf{aceleración})$$

$$WF = 0.433 \times G \times D \times A \quad (2-14)$$

La abcisa en las figuras 2-9 y 2-10 es "R" la cual es una relación del período de frecuencia de vibración de las ca-
[billas. esto es:

$$R = \frac{T1}{T2} \quad (2-15)$$

Para todos los propósitos prácticos, t1 se calcula por medio de la expresión:

$$T1 = \frac{4 \times L}{17000} \quad (\text{SEG}) \quad (2-16)$$

En donde:

L: Longitud de la sarta de cabilla. en pies

T1: Período de vibraciones natural de la sarta de cabillas en Segs.

Se entiende por T2 el tiempo necesario para completar un ciclo de bombeo.

$$T2 = \frac{60}{N} \quad (2-17)$$

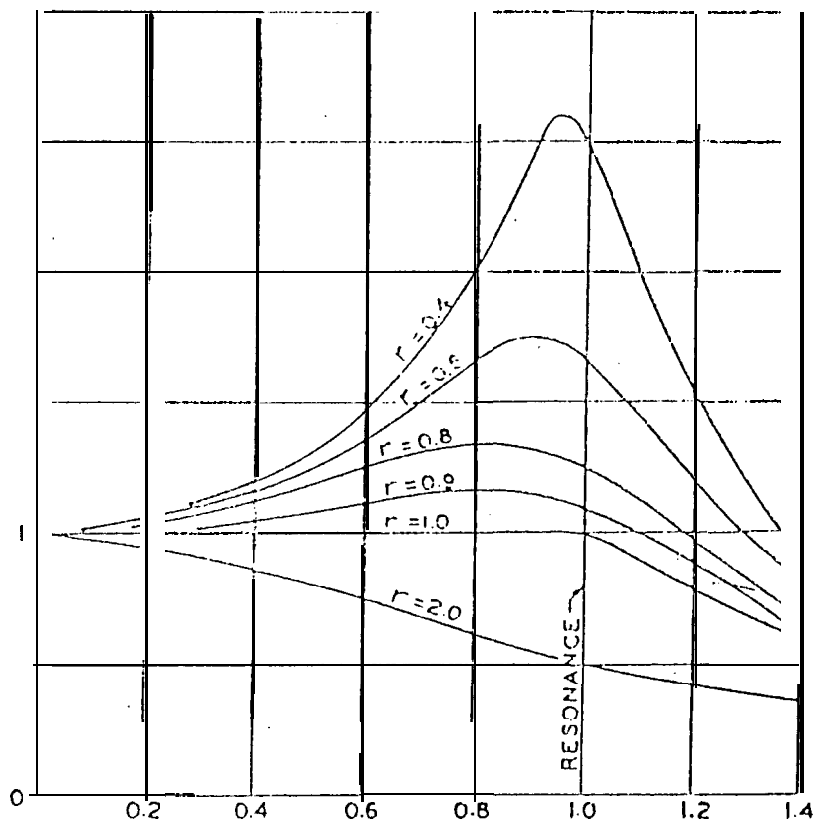
Otro factor involucrado es el de amortiguación de la sarta

de cabillas esto es: $\gamma = 2 \sqrt{1 - (T1/t2} \quad (2-18)$

El cual interviene en el cálculo de B

$$B = \left[\left(\frac{\gamma}{2} \right)^4 + \gamma^2 \left(\frac{T1}{T2} \right)^2 \right]^{0.5} \quad (2-19)$$

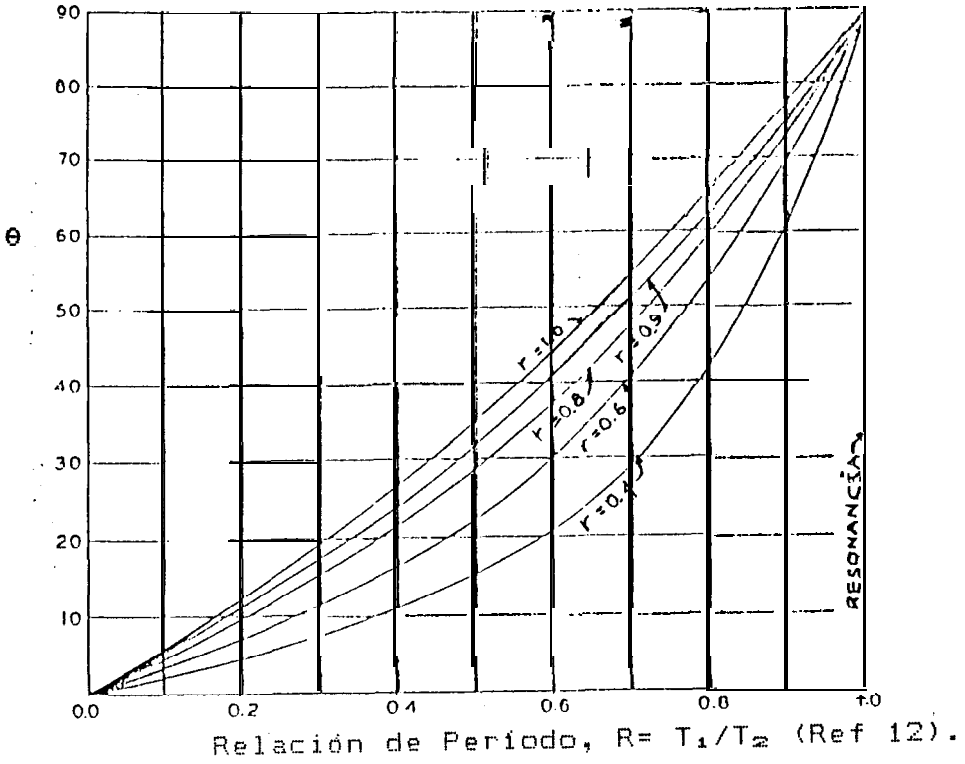
Fig. 2.9



Relación de Periodo, $R = T_1/T_2$ (Ref 12).

B = Factor de Magnificencia

Fig.2.10



θ = Angulo de Fase , en grados

Para crudos pesados τ es aproximadamente igual a 2.0: B
 igual a 1.0.

La constante de elasticidad, K de las cabillas se calcula
 por:

$$\text{SARTA UNIFORME } K = \frac{0.0833 \times E}{\frac{L/A}{r}} \quad (2-20)$$

$$\text{SARTA COMBINADA } K = \frac{0.0833 \times E}{\left(\frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \dots + \frac{L_n}{A_n} \right)} \quad (2-21)$$

En donde:

E: Módulo de elasticidad (30×10^6 LPC)

A: Area seccional de las cabillas. en pulgadas

La carga friccional, "F" es difícil su evaluación en cru-
 dos livianos se desprecia.

2.3.1.4.3. METODO LANGER Y LAMBERGER

Este método trabaja en forma directa para determinar la em-
 bolada efectiva del wistón. sin considerar wor separado el
 desplazamiento del pistón y la elongación de la tubería y
 la sarta de cabillas.

La expresión utilizada es la siguiente:

$$S = \frac{S}{P \cos(0.0004 \times L \times N)} - \frac{WF \times L}{2 \times 10^6} \times \left(\frac{1}{A_r} - \frac{1}{A_t} \right) \quad (2-22)$$

2.3.1.4.4. METODO API

El método API usado en el presente trabajo incluye para el cálculo de S_D una fórmula **altamente** simplificada y basada en **la** experiencia, pero bastante simplificada y basada en **la** experiencia y bastante acertada para la aplicación práctica. Dicha fórmula es:

$$S_D = (S_P / S) \times S - \frac{F}{K} \quad (2-23)$$

Donde :

S_D = **Carreta** neta del pistón de **la** bomba en pulg.

S_P / S = Se **calcula** a partir de **la** fig. 3-5

S = Carrera del vástago **pulido** en pulgadas.

F = Carga diferencial **del** fluido en **el** área **total** del pistón. **en libras.**

K = Constante elástica para **la** porción de tubería no anclada pulg./libras. donde:

K representa la carga en **1** libras requerida para **alargar** una pulgada. **la** porción de tubería no **anclada** entre **el** ancla y **la** bomba.

Examinando **la** fórmula (2-23) nos daremos cuenta que **la** con- tracción de **la** tubería causada por **la** transferencia de **la** carga de fluido desde **la** válvula **viajera** es restada del

cálculo de la carrera del pistón.

Con el valor de S se puede calcular la producción (Q) a obtenerse aue para el método e Man Coberly y Asociados es:

$$Q = K \frac{S}{D} N E_v \text{ BBLS / DIA} \quad (2-24)$$

Donde:

K = Constante de la bomba en BBLS / día / Pulg / SPM

S = Carrera neta del pistón, en pulgada5.

N = Velocidad de bombeo, en SPM

E = Eficiencia volumétrica de la bomba en %

v

El método API calcula en cambio el desplazamiento de la

bomba como:

$$PD = 0.1166 \frac{S}{D} N D^2 \text{ BBLS/DIA} \quad (2-25)$$

Donde :

0.1166 = constante

S = Carrera neta del pistón, en pulgadas.

0

N = Velocidad de bombeo en SPM

D = Diámetro del pistón de la bomba, en pulgadas.

La ecuación (2-25) es equivalente a la ecuación (2-24) ya que el valor $0.1166 \times D^2$ es la constante K de la bomba.

Para calcular la producción a obtenerse, por medio del mé-

todo WI deberá multiplicarse al valor obtenido en la ecuación 2-13. el valor de E_v que es asumido en función de las características de operación.

Ejemplo para desarrollar:

Nivel fluido: 4000 pies

Profundidad de válvula fija: 4500 pies

Tubería de producción: 3- 1/2 pulg.

Diámetro de pistón 2 - 1/4 pulg.

Sarta de cabillas 63.6% de 7/8 + 36.4% de 1.0"

Embolada de superficie: 107-3/4 pulg.

Velocidad de bombeo 6-1/2 SPM

API del crudo: 9⁰

Si el potencial del pozo es 450 BFPD. determine la embolada efectiva del pistón y la capacidad de desplazamiento del equipo de subsuelo.

Haga las recomendaciones pertinentes.

(1.3.4)

2.3.2. DISEÑO DE UNA SARTA DE CABILLAS

Para determinar una sarta de cabillas lo primero en analizar son los factores que influyen con mayor fuerza. así como las partes del sistema de bombeo. incluyendo equipos de subsuelo y superficie. un diseño puede ser de diámetro u-

niforme o combinado. siendo este último el más utilizado. pues un diseño combinado es más liviano y económico.

Es recomendable para todo diseño realizar el análisis de esfuerzos por el diagrama de Goodman modificado. para cuantificar el porcentaje de carga de cada sección de la sarta esto se verá en el siguiente punto.

Los diseños de sargas de cabillas se encuentran tabulados en el RPLLL de AP 1 . y dependen exclusivamente del diámetro del pistón de la bomba de subsuelo. estos diseños funcionan bajo el principio de igualación de esfuerzos en el tope de cada tramo de cabillas.

El problema se presenta cuando se va a instalar en un pozo un diseño diferente a los API. Cómo evaluar los esfuerzos?

Dependiendo del tipo de bomba. profundidad de colocación de la misma y la presión en el cabezal del pozo: se puede determinar la longitud óptima de cada tramo de cabillas con esfuerzos iguales en cada tope. Este método está basado en proceso de "ensayo y error" y considera los siguientes aspectos:

A.- Considera la gravedad específica del fluido presente

en el pozo.

B.- Profundidad de asentamiento de la bomba **del** subsuelo.

(este parámetro reopresenta **el** 2% de **la** longitud total de la sarta de cada 100 pies.)

C.- Efecto de sobrecarga de **la** presión en **el** cabezal.

Las ecuaciones que intervienen en el desarrollo del método son **las** siguientes. de acuerdo a **la** figura 2-11

$$i. \quad \% Ra + \%Rb + \%Rc = 1.0 \quad (2-26)$$

ii. En la sección **inferior** **la** carga se determina oor:

$$W_a = W_D + (M_a \times \% Ra \times L) \quad (2-27)$$

El esfuerzo será: $E_a = W_a/A_a$

W_b : Carga sobre el oistón ($W_b = W_f$)

iii. En la sección intermedia de carga viene dada oor:

$$W_b = W_a + (M_b \times \% Rb \times L) \quad (2-28)$$

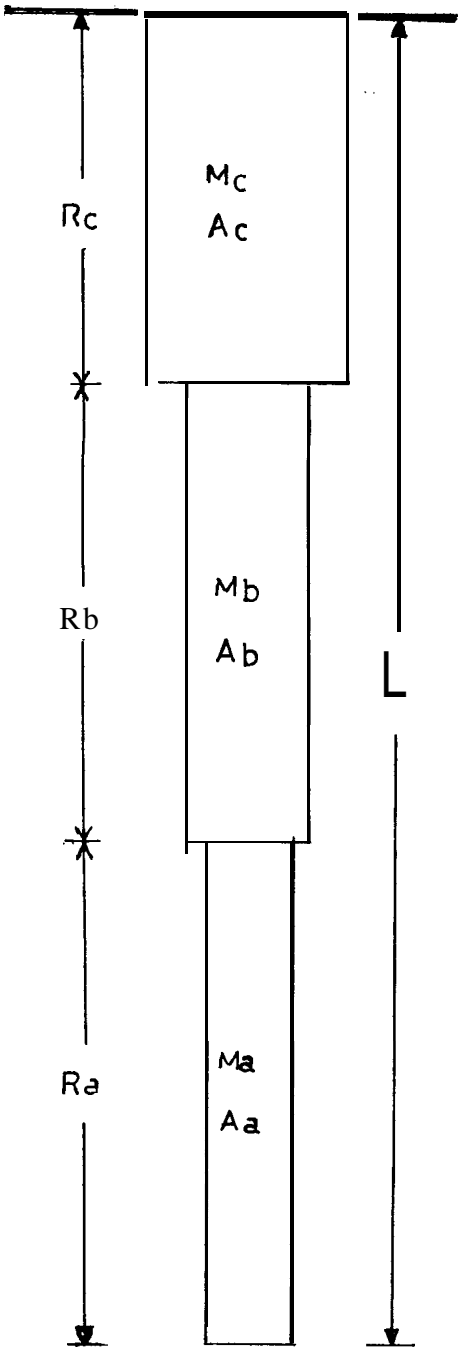
iv. En la sección sueriro **la** carga y **el** esfuerzo. vienen dados oor:

$$W_c = W_b + M_c \times \%Rc \times L \quad (2-29)$$

$$E_c = W_c/A_c$$

Entonces igual ando **los** esfuerzos en cada **tooe** de **cabillas** se tiene:

FIGURA 2-11



$$Ea = Eb (a) \quad \gamma \quad Ea = Ec (b) \quad (2-30)$$

$$\frac{Wa}{Aa} = \frac{Wb}{Ab} \quad \gamma \quad \frac{Wa}{Aa} = \frac{Wc}{Ac} \quad (2-31)$$

En la determinación de los porcentajes de cada sección de cabillas. las ecuaciones que intervienen se deducen de la manera siguiente:

Para una sarta doble:

$$Ea = Eb \quad \text{=====} > \quad \frac{Wa}{Aa} = \frac{Wb}{Ab} \quad (2-30a)$$

Despejando %RB y luego sustituyendo las carpas Wb y Wa por sus ecuaciones correspondientes resulta:

$$\% RB = \frac{(WP + MA \times RA \times L) (Ab/Aa - 1)}{Mb \times L} \quad (2-32)$$

Entonces el procedimiento de ensayo y error es el siguiente: Se asume el valor cualquiera de %Ra (Ej. % Ra = 0.25) y se calcula %Rb, luego por diferencia Rac = 1 - %Rb se determina un valor de Ra calculado y se compara con el valor asumido de %Ra. Si son diferentes entonces, en la nueva iteración el valor calculado de %Ra sustituye al valor asumido en el paso anterior y se inicia de nuevo la iteración hasta que el valor asumido y calculado sean iguales.

En ese momento se obtiene el porcentaje de cada cabilla.

con esfuerzos iguales en cada toee.

Para una sarta simple:

$$Ea = Eb = Ec : \%Ra + \%Rb + \%Rc = 1.$$

$$\frac{Wa}{Aa} = \frac{Wb}{Ab} \quad y \quad \frac{Wa}{Aa} = \frac{Wc}{Ac}$$

Sustituyendo los valores de Wa , Wb y Wc en las ecuaciones anteriores y despejando $\%Rb$ y $\%Rc$ como una función de $\%Ra$, se obtienen las siguientes expresiones:

$$\%RB = \frac{(WP + MA \times \%Ra \times L) \left(\frac{Ab}{Aa} - 1 \right)}{Mb \times L} \quad (2-33)$$

$$\%Rc = \left((WP + Ma \times \%Ra \times L) \times \frac{Ac}{Aa} - 1 \right) - Mb \times \%Rb \times L \quad (2-34)$$

En la tabla (IV-8) se encuentran tabulados los valores de R para todas las orobalbes combinaciones de tamaños de varillas.

Es necesario chequear la tensión máxima con la tensión disponible de las varillas a ser usadas. esto se hace por medio del cálculo de la máxima tensión en el tope de la sarta que es la carga máxima en el vástago pulido dividido pa

ra el Br-*e*a transversal de la sección tope de las varillas: dicha tensión será también la tensión máxima que probablemente se encontrará en cualquier punto bajo el tope.

La tabla IV-10 a usarse en el método API presenta las diferentes combinaciones y porcentajes de cada sección de varillas de una sarta telescópica que se pueden utilizar en función del diámetro del pistón escogido.

(4)

2.3.3. ANÁLISIS DE ESFUERZOS

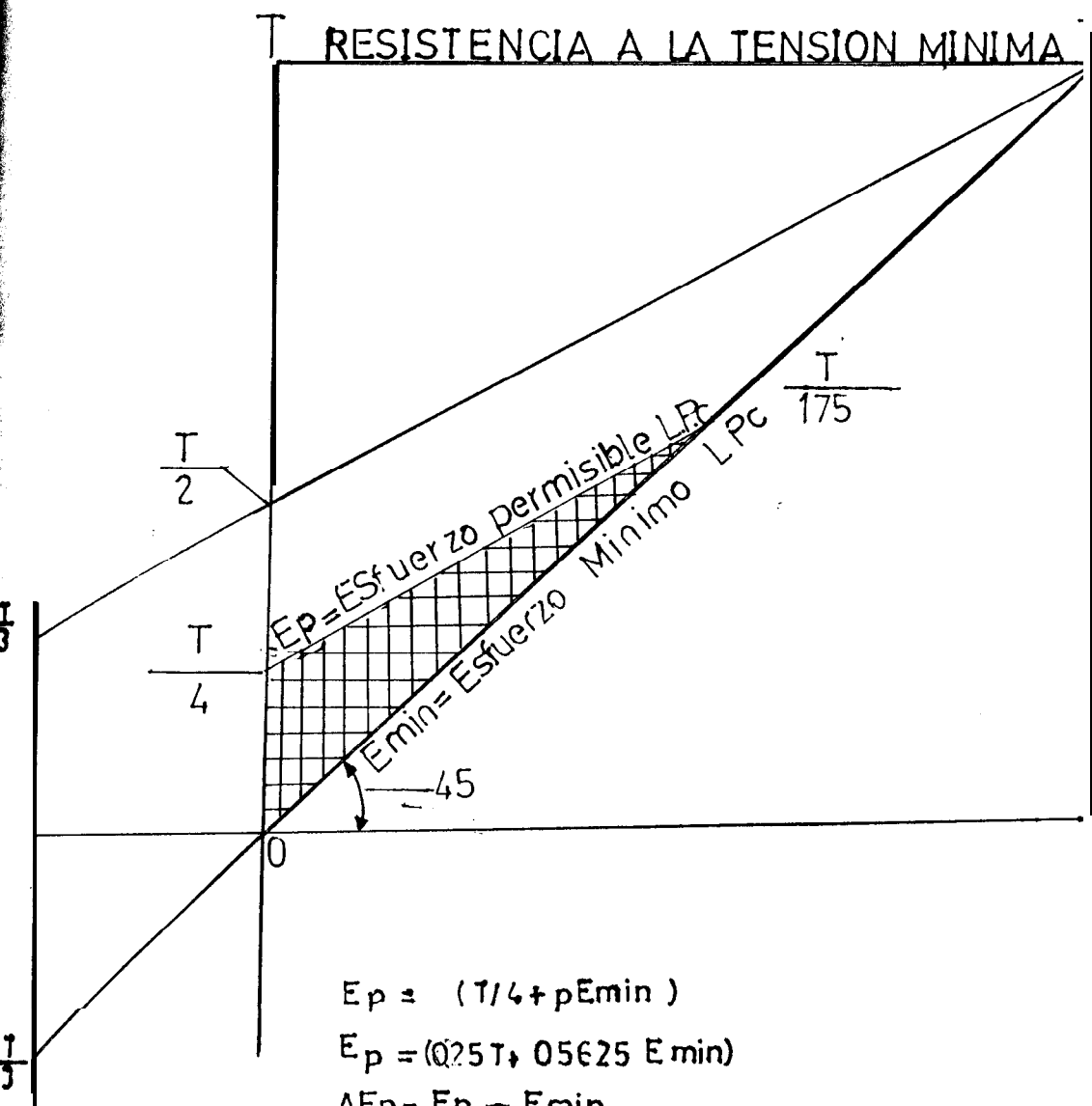
El método más efectivo para evaluar las cargas sobre la sarta de cabillas se basa en el diagrama de Goodman modificado, ya que considera en su análisis los rangos y máximos esfuerzos permisibles (ver fig. 2-12)

El proceso de evaluación gráfica de una sarta de cabillas es el siguiente: (ver fig. 2-13)

Ejemplo: Carga Máxima : 27060 libras
 Carga Mínima : 9020 libras
 Cabilla : 7/8" Clase D

Paso 1: Determinar la resistencia mínima, "T", de la cabilla utilizada. La resistencia mínima establecida por la

FIGURA 2-12
DIAGRAMA DE GOODMAN



$$E_p = (T/4 + p E_{\text{min}})$$

$$E_p = (0.25T + 0.5625 E_{\text{min}})$$

$$\Delta E_p = E_p - E_{\text{min}}$$

DONDE:

$\Delta E_p =$ RANGO DE ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE

API. es la siguiente:

CABILLA	RESISTENCIA
GRADO API	A LA TENSION (LPC)
C	90.000
D	115.000
K	85.000

Paso 2: En papel milimetrado se traza una línea a 450, donde se establece el límite inferior **del** rango de esfuerzo permisible, o sea **la** línea de esfuerzo mínimo. En **la** ordenada se distribuye una **escala** adecuada, para reoresentar los esfuerzos, en LFC.

Paso 3: Usando **la escala** de esfuerzos **marque el** punto ---- $T/1.75$ en **la** línea de 450 (esfuerzo mínimo).

Paso 4: En **el eje vertical localizar el** punto $T/4$ y trace una línea entre **los** puntos $T/4$ y $T/1.75$. Esta **línea** define **el** esfuerzo máximo **oermisible, en este** caso con factor de servicio igual a uno.

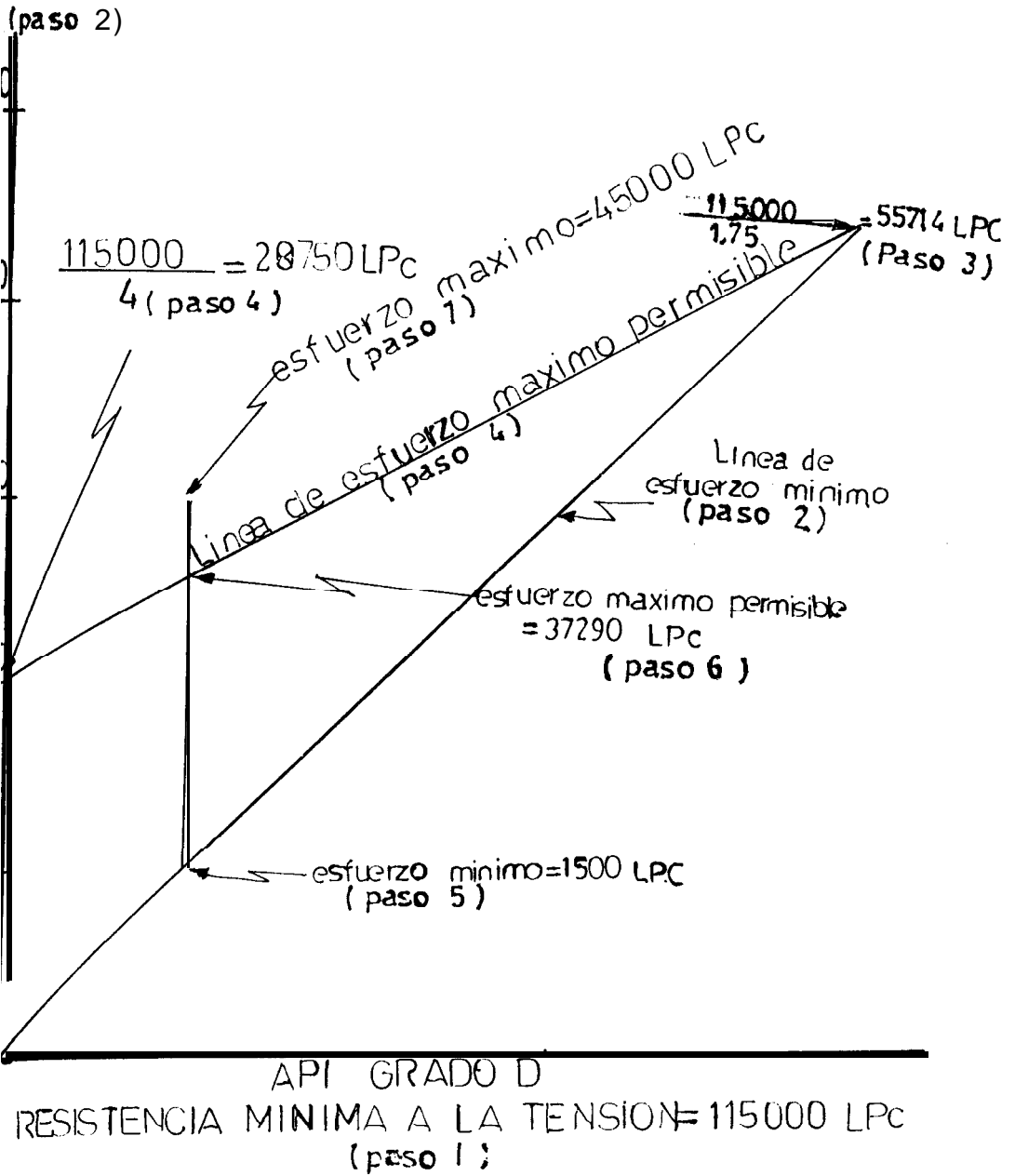
Paso 5: Marque **el** esfuerzo mínimo esto es:

$EMIN = \text{Carga mínima} / \text{área de la cabilla}$

Para este ejemplo es 15000 LPC.

Paso 6: El máximo esfuerzo se obtiene **al** trazar **vertical-**mente desde el punto EMIN hasta cortar **la línea de** esfuerzo máximo.

FIGURA 2-13



Paso 7: Ubique el esfuerzo máximo calculado o medido en la vertical trazada en el paso anterior. Si sobrepasa a la línea de esfuerzo máximo implica que las cabillas están sobrecargadas. el porcentaje de sobrecarga se determina dividiendo el esfuerzo máximo permisible entre el esfuerzo máximo o calculado y luego se multiplica por cien si cae por debajo de la línea de esfuerzo máximo permisible indica que la cabilla está en el rango de operación óptimo.

Ejemplo para desarrollar:

Evalúe para una sarta doble los esfuerzos. si las cabillas son grado k y las cargas son:

Carga máxima: 18500 libras

Carga mínima: 10200 libras

Analice el caso. haga recomendaciones y conclusiones:

(1.3)

2.3.4. CARGAS EN LA BARRA PULIDA

En la selección de una instalación de bombeo se debe estimar el rango de carga máxima sobre la barra pulida. esta depende del diseño de cabillas. tipo de bomba y diámetro del pistón. La carga mínima se estima para determinar por Goodman el rango de esfuerzos de la sarta de cabillas.

Existen varios métodos para cuantificar las cargas en la barra pulida entre ellos están:

- Método de Mills
- Método de Slonneger
- Método de Lambaer

2.3.4.1. METODO DE MILLS

En este método se consideran los factores siguientes: Peso muerto de la sarta de cabillas (W_r), carga de fluido sobre el pistón (W_f) y el factor de aceleración (α) del sistema de cabillas: el cual depende de la combinación de velocidad de bombeo y la embolada de la barra pulida en su superficie, entonces, se tiene carga máxima como:

$$PPRL = W_f + W_r + W_r \times \alpha$$

$$PPRL = W_f + W_r (1 + \alpha) \quad (2-35)$$

El término $(1 + \alpha)$ también se conoce como el factor de impulso de Mills. La aplicación de la fórmula anterior se hace posible tanto para el diseño simple o combinado porque en este método el valor de W_r es el peso promedio de la combinación de varillas escogida, dicho valor está tabulado en la tabla IV-10.

La expresión para calcular la carga del fluido sobre el pistón es:

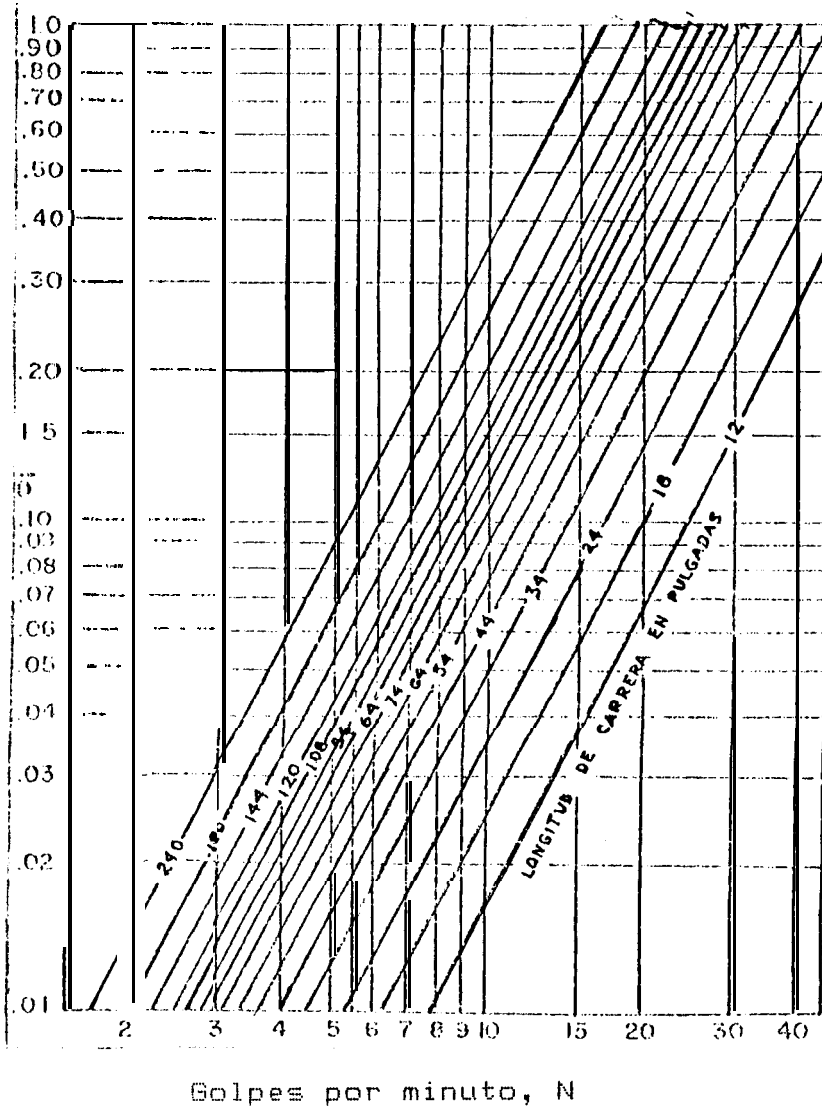


Fig.2.14 Factor d e Aceleración (Ref 1).

$$W_f = 0.433 \times G \times L \times APN$$

$$APN = AP - AR$$

En donde:

$$APN = \text{At-ea neta del oiston. en pulgadas}^2$$

$$AP = \text{Area bruta del oiston. en pulg.}^2$$

$$AR = \text{At-ea de la cabilla. en pulg.}^2$$

Existe otra expresión equivalente para determinar el peso de la columna de fluido sobre el oiston. esta es:

$$W_f = 0.433 \times G \times (L A_p - 0.294 W_r) \quad (2-37)$$

La carga mínima. se estima por la formula siguiente:

$$MPRL = W_r (1 - \alpha - 0.127 G) \quad (2-38)$$

Esta expresión se puede interpretar como la fracción de peso de la cabillas perdido en la embolada descendente. en función de la aceleración. Menos la flotabilidad de la sarta de cabillas en el fluido.

Frb (fuerza de flotación) Es el peso del flujo desplazado por las cabillas.

$$Frb = \left(\frac{WC}{490} \right) 62.4 G$$

$$Frb = 0.127 W_r G \quad (2-39)$$

Estas formulas difieren muchas veces de los resultados obtenidos en campo. por ello es necesario ajustar ambas ex-

aciones por medio de un factor de campo, el cual se determina con un seguimiento a través de las cartas dinámicas.

2.3.4.2. METODO DE SLONNEGER

Es un método que no considera la flotación de las cabillas en el fluido ni la fricción entre el pistón y la camisa o barril de la bomba del subsuelo.

La carga máxima se determina por:

$$PPRL = (W_f + W_r) \left(1 + \frac{s \times N}{5400} \right) \quad (2-40)$$

$$W_f = 0.433 \times G \times L \times AP$$

2.3.4.3. METODO DE LANGER Y LAMBERGER

La carga máxima sobre la barra pulida, se determina por una expresión que depende del peso de la sarta de cabillas, la flotabilidad, la carga diferencial del pistón en función del nivel de fluido de trabajo y la profundidad de asentamiento de la bomba y además de la vibración de la sarta de cabillas como una función de la longitud, la embolada y la velocidad de bombeo.

Carga máxima :

$$PPRL = \text{FRB} + WD + 0.75 \times S \times N \quad (2-41)$$

$$Wr = \text{FRB} + WD + 0.75 \times S \times N \quad (17AR \times \text{TAN} (0.004 \text{ LN}) + AN)$$

En donde:

Wr: Peso muerto de las cabillas. en libras

FRB: Flotabilidad de las cabillas. en libras.

$$\text{FRB} = 0.177 \text{ G Wr}$$

WD: Carga diferencial de fluido en libras

$$WD = 0.433 \text{ G D A}$$

0

D: Nivel de fluido. en pies

2

AN Area neta del pistón. en pulg.

2.3.4.4. METODO API

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

$$PPRL = W_{rf} + \left(\frac{F}{S} \times \frac{S}{kr} \right) \text{ LBS.} \quad (2-42)$$

Donde :

W_{rf} : Peso total de las varillas en fluido

F₁ : factor de carga máxima

S_{kr} : Libras de carga necesarias para alargar la sarta total de varillas una cantidad igual a la carrera del vástago pulido S.

Y para la carga mínima:

$$\text{MPRL} = \text{WRF} - (\text{F2/SKR}) \times \text{SKR} \quad \text{LES.} \quad (2-43)$$

F2 = Factor de la carga mínima

Ejemplo para desarrollar:

Se tiene un pozo cuya información es:

Crudo 10 API

Velocidad de bombeo: 8 - 1/2 SPM

Embolada: 104 Pulg.

Cabillas orado K

Profundidad de asentamiento: 3500 pies

Nivel de fluido: 2200 pies.

Sarta de cabillas: 78 Cabs. 7/8" + 39 CAB. de 1.8". tubería anclada.

Determine la carga máxima, carga mínima sobre la barra pulida y el análisis de esfuerzos de la sarta de cabillas.

2.4. CALCULOS EN LOS EQUIPOS DE SUPERFICIE

Este punto contempla el análisis de la instalación en superficie. las partes principales son:

- Contrabalance
- Potencia del motor
- Rango de Unidades API

2.4.1. CONTRABALANCE

Este efecto tiende a equilibrar las fuerzas **generales** en **el ciclo de bombeo**, pues en **el ascenso** se produce **las condiciones** de mayor trabajo **al levantar la carga**, por **el aceleramiento** de la sarta de **cabillas** durante **la embolada**, **el descenso** presenta un trabajo menor. Si **el contrabalance** no es adecuado, se producirá un **desiquilibrio** de fuerzas en **el sistema** y **el consumo** de energía es mucho mayor, desde luego también puede presentarse daño en **los equipos**.

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

El efecto de contrabalance ideal C_i ; será tal, que **el motor primario** acarree **las mismas cargas promedias** en **la carrera ascendente y descendente**, por **lo que**:

$$W_{MAX} - C_i = C_i - W_{min}. \quad (2-44)$$

El efecto de contrabalance ideal es:

$$C_i = 0.50 (W_{MAX} + W_{MIN}) \text{ LBS.} \quad (2-45)$$

$$\text{Pero } W_{MAX} = W_F + W_R (1 + \alpha) \text{ LBS.}$$

$$\text{Y } W_{MIN} = W_R (1 - \alpha - (0.127 G)) \text{ LBS.}$$

$$C_i = 0.5 W_F + W_R (1 - 0.127 G) \text{ LBS.} \quad (2-46)$$

De la ecuacion anterior se deduce que el efecto de contrabalance ideal se balancea con un medio de la carga del fluido mas el peso de las varillas en el fluido.

La formula para el efecto de contrabalance usada en el metodo API es:

$$CBE = 1.06 (WRF + 1/2 F_o) \text{ LBS.} \quad (2-47)$$

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

La ecuacion para el toroué máximo a esperarse en una determinada instalación está dada por:

$$T = (W_{MAX} - 0.95 C_i) (S) \quad \text{LBS. PULG.} \quad (2-48)$$

2

El valor de 0.95 aplicado al efecto de contrabalance ideal (C_i) se hace necesario, ya que en la práctica la unidad puede ser contrabalanceada con un margen del 5 al 10% del valor ideal.

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

$$PT = \left(\frac{2T}{S_{kr}} \right)^2 \times S_{kr} \times \frac{S_{kr}}{2} \times TA \quad (2-49)$$

Donde:

$$\left(\frac{2T}{S_{kr}} \right)^2 = \text{FACTOR ADIMENSIONAL DE TORQUE}$$

T: Constante de ajuste de torque para valores de $\frac{W}{S_{kr}}$ diferentes de 0.3.

Veamos un ejemplo de aplicación:

Supóngase que se hace un análisis de torque a una instalación tipo convencional C-640-305-144. las características de contrabalance son:

Manivela K - 117-53

Pesa 4J. en la posición 5

Desbalance estructural = 1500 Libras

Resultado del análisis

	REAL	COND EQUILIBRIO
Torque Máximo	686380	599340
Contrabalance	84 1900	923690

Este análisis indica que el contrabalance actual es 841900 lbs-dulg. y para lograr el perfecto balance con 923690 lbs-dulg.

TABLA II-1

ESPECIFICACIONES TIPICAS DE CONTRABALANCE

DESCRIPCION DE LAS MANIVELAS	MAXIMO MOMENTO (Lbs-pulg)	POSICION DE CONTRAPESO	DESCRIPCION DE LAS MANIVELA	MAXIMO MOMENTO (Lbs - Pulgs)	POSICION DE CONTRAPESOS
K-117-53		0	K-117-53		0
4-T12M	655140	1	4-T12M	708760	1
	660340	2	4-T12M	720020	2
	661540	3		749000	3
	664740	4		768240	4
	707940	5		789400	5
	721140	6		809500	6
	734340	7		829720	7
	747540	8		849800	8
	760740	9		870040	9
	773940	10		890200	10
K-117-53		0	K-117-53		0
4-T14M	700850	1	4-T14M	783520	1
	727530	2	4-T14M	811120	2
	746010	3	4-T14M	838720	3
	764490	4		866320	4
	782970	5		893920	5
	801440	6		921520	6
	819920	7		949120	7
	838400	8		976720	8
	856880	9		1004320	9
		10			10
K-117-53		0	K-117-53		0
4-T17M		1	4-J		1
	760300	2		785900	2
	780240	3		791020	3
	814120	4		818460	4
	839000	5		841900	5
	861980	6		867340	6
	885760	7		892780	7
	909640	8		918220	8
	933520	9		943660	9
		10		969100	10

Esto implica que la unidad necesita más contrapeso. Utilizando las tablas de contrabalance de la unidad (ver tabla II-i), se busca el valor menor inmediato a 923690 lbs-pulg. Analizando las tablas se puede determinar que la posición de las pesas debe estar entre las posiciones 8 y 9. Por interpolación se busca la posición exacta. esto es:

$$\begin{array}{r} 8 + 923690 - 918220 \\ \text{-----} \quad \text{-----} = 8.22 = 8.2 \\ 943660 \quad 91822'3 \end{array}$$

Con la unidad equilibrada el torsue máximo se reduce de 686380 lbs-pulg. a 599340 lbs-pulg.

2.4.2. POTENCIA DEL MOTOR

Es el caballaje requerido para levantar la carga de fluido del pozo a través de una longitud dada a una cierta velocidad de bombeo.

Se pl antean dos maneras para calcular ta potencia requerida. es tas son :

- Potencia Promedio
- Potencia Máxima.

2.4.2.1. POTENCIA PROMEDIO

Es la potencia suministrada al pozo en superficie y se calcula a partir del área (A) de la carta dinográfica y la velocidad de bombeo. También se denomina como potencia en la barra pulida. por API se identifica por PRHP.

POTENCIA PROMEDIO

$$HP = \frac{Area \times N}{33000} \quad (2-50)$$

Entonces para determinar la potencia requerida por el motor, el API recomienda el doble de la potencia Promedio.

$$HP = 2 \times HP_P \quad (2-51)$$

En donde:

A: Área de la carta en Lbs-Pie

N: Velocidad de bombeo

HP: Potencia del motor, en HP

2.4.2.2. POTENCIA MAXIMA

Debido a la secuencia de las cargas en un ciclo de bombeo y la variación del torque en el reductor de engranajes, se puede determinar la potencia máxima del motor en función

del torque máximo y la velocidad de bombeo.

$$\text{HP MAX} = 0.000016 \times \text{PT} \times \text{N} \quad (2-52)$$

En donde:

HP MAX: Potencia máxima, en HP

PT : Torque máximo, en lbs-pulg.

N : Velocidad de bombeo.

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

La fórmula aplicada al caso es:

$$\text{PRHP} = \left(\frac{F}{S} \right) \frac{S}{3} \times \frac{S \times \text{SXN}}{\text{kr}} \times 2.53 \times 10^{-6} \text{ HP} \quad (2-53)$$

Donde :

$\frac{F}{S}$ = Factor adimensional de potencia
 $\frac{S}{3}$ kr

(3)

2.4.3. RANGO DE UNIDADES API

Antes de evaluar diseños de instalaciones de bombeo se hace necesario conocer las normas de especificaciones de diseño que la API presenta, las cuales sirven de patrón a otras unidades como Lufkin, Legrand, American y otras más.

Más normas aparecen en la Tabla II-2 esta tabla contiene tres clasificaciones que son:

Serie A. Serie B y Serie C

La serie A abarca las unidades de caja de engranajes y emboladas pequeñas. Las serie B y C están diseñadas para manejar grandes cargas y emboladas mucho mayores.

TABLA II-2

ESPECIFICACIONES API PARA LAS UNIDADES DE BOMBEO (Ref. 3)

Pumping Unit Ref.	Series A			Series B			Series C		
	Reducer Rating, in. lb.	Structure Capacity, lb.	Max. Stroke Length, in.	Reducer Rating, in.-lb.	Structure Capacity, lb.	Max. Stroke Length, in.	Reducer Rating, in.-lb.	Structure Capacity, lb.	Max. Stroke Length, in.
22-16	7,400	3,200	10	---	---	---	---	---	---
22-24	---	---	---	6,400	2,100	24	---	---	---
22-24	---	---	---	6,400	2,200	24	---	---	---
22-16	10,000	3,200	16	---	---	---	---	---	---
21-24	---	---	---	10,000	2,100	24	---	---	---
22-24	---	---	---	10,000	2,200	34	---	---	---
40-20	10,000	4,000	20	---	---	---	---	---	---
27-30	---	---	---	10,000	2,700	30	---	---	---
40-30	---	---	---	10,000	4,000	30	---	---	---
40-20	16,000	4,000	20	---	---	---	---	---	---
27-30	---	---	---	16,000	2,700	30	---	---	---
40-30	---	---	---	16,000	4,000	30	---	---	---
63-24	16,000	5,300	24	---	---	---	---	---	---
73-30	---	---	---	16,000	4,300	30	---	---	---
13-30	---	---	---	16,000	5,300	30	---	---	---
53-24	25,000	5,300	24	---	---	---	---	---	---
43-20	---	---	---	25,000	4,300	30	---	---	---
63-30	---	---	---	25,000	5,300	30	---	---	---
67-30	25,000	6,700	30	---	---	---	---	---	---
66-36	---	---	---	25,000	5,600	36	---	---	---
67-36	---	---	---	25,000	6,700	36	---	---	---
67-30	40,000	6,700	30	---	---	---	---	---	---
56-36	---	---	---	40,000	5,600	36	---	---	---
67-36	---	---	---	40,000	6,700	36	---	---	---
66-36	40,000	8,900	36	---	---	---	---	---	---
76-42	---	---	---	40,000	7,600	42	---	---	---
80-42	---	---	---	40,000	8,900	42	---	---	---
80-36	57,000	8,900	36	---	---	---	---	---	---
76-42	---	---	---	57,000	7,600	42	---	---	---
80-42	---	---	---	57,000	8,900	42	---	---	---
100-42	57,000	10,900	42	---	---	---	---	---	---
97-48	---	---	---	57,000	9,600	48	---	---	---
100-48	---	---	---	57,000	10,900	48	---	---	---
100-42	80,000	10,900	42	---	---	---	---	---	---
95-48	---	---	---	80,000	9,500	48	---	---	---
100-48	---	---	---	80,000	10,900	48	---	---	---
113-48	80,000	13,300	48	---	---	---	---	---	---
114-54	---	---	---	80,000	11,900	54	---	---	---
113-54	---	---	---	80,000	13,300	54	---	---	---
114-54	114,000	16,900	54	---	---	---	---	---	---
113-64	---	---	---	114,000	14,300	64	---	---	---
116-64	---	---	---	114,000	16,900	64	---	---	---
113-48	114,000	13,300	48	---	---	---	---	---	---
114-54	---	---	---	114,000	11,900	54	---	---	---
113-54	---	---	---	114,000	13,300	54	---	---	---
114-64	---	---	---	114,000	14,300	64	---	---	---
116-64	---	---	---	114,000	16,900	64	---	---	---
116-64	160,000	16,900	64	---	---	---	---	---	---
113-64	---	---	---	160,000	14,300	64	---	---	---
116-64	---	---	---	160,000	16,900	64	---	---	---
120-64	160,000	20,000	64	---	---	---	---	---	---
173-74	---	---	---	160,000	17,300	74	---	---	---
200-74	---	---	---	160,000	20,000	74	---	---	---

(Table 22 continued next page)

TABLA II - 2

ESPECIFICACIONES API PARA LAS UNIDADES DE BOMBEO (Cont.)

	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Series A			Series B			Series C		
Unit	Reducer Rating, in.-lb	Structure Capacity, lb	Max. Stroke Length, in.	Reducer Rating, in.-lb	Structure Capacity, lb	Max. Stroke Length, in.	Reducer Rating, in.-lb	Structure Capacity, lb	Max. Stroke Length, in.
64	225,000	20,000	64	-----	-----	-----	-----	-----	-----
74	-----	-----	-----	225,000	17,500	74	-----	-----	-----
74	-----	-----	-----	225,000	20,000	74	-----	-----	-----
74	225,000	24,500	74	-----	-----	-----	-----	-----	-----
86	-----	-----	-----	225,000	21,200	86	-----	-----	-----
86	-----	-----	-----	225,000	24,600	86	-----	-----	-----
74	320,000	24,600	74	-----	-----	-----	-----	-----	-----
86	-----	-----	-----	320,000	21,200	86	-----	-----	-----
86	-----	-----	-----	320,000	24,600	FC	-----	-----	-----
86	320,000	29,800	86	-----	-----	-----	-----	-----	-----
100	-----	-----	-----	320,000	25,600	100	-----	-----	-----
100	-----	-----	-----	320,000	29,800	100	-----	-----	-----
120	-----	-----	-----	-----	-----	-----	320,000	21,300	120
120	-----	-----	-----	-----	-----	-----	320,000	25,600	120
86	456,000	29,800	86	-----	-----	-----	-----	-----	-----
100	-----	-----	-----	456,000	25,600	100	-----	-----	-----
100	-----	-----	-----	456,000	29,800	100	-----	-----	-----
120	-----	-----	-----	-----	-----	-----	456,000	21,100	120
120	-----	-----	-----	-----	-----	-----	456,000	25,600	120
100	456,000	36,500	100	-----	-----	-----	-----	-----	-----
120	-----	-----	-----	456,000	30,400	120	-----	-----	-----
120	-----	-----	-----	456,000	36,500	120	-----	-----	-----
144	-----	-----	-----	-----	-----	-----	456,000	25,300	144
144	-----	-----	-----	-----	-----	-----	456,000	30,400	144
100	640,000	36,500	100	-----	-----	-----	-----	-----	-----
120	-----	-----	-----	640,000	30,400	120	-----	-----	-----
120	-----	-----	-----	640,000	36,500	120	-----	-----	-----
144	-----	-----	-----	-----	-----	-----	640,000	25,300	144
144	-----	-----	-----	-----	-----	-----	640,000	30,400	144
120	640,000	42,700	120	-----	-----	-----	-----	-----	-----
144	-----	-----	-----	640,000	35,600	144	-----	-----	-----
144	-----	-----	-----	640,000	42,700	144	-----	-----	-----
168	-----	-----	-----	-----	-----	-----	640,000	30,500	168
168	-----	-----	-----	-----	-----	-----	640,000	35,600	168
120	912,000	42,700	120	-----	-----	-----	-----	-----	-----
144	-----	-----	-----	912,000	35,600	144	-----	-----	-----
144	912,000	42,700	144	912,000	42,700	344	-----	-----	-----
168	-----	-----	-----	-----	-----	-----	912,000	30,500	168
168	-----	-----	-----	-----	-----	-----	912,000	35,600	168
168	-----	-----	-----	912,000	42,700	168	-----	-----	-----
192	-----	-----	-----	-----	-----	-----	912,000	38,000	192
192	-----	-----	-----	-----	-----	-----	912,000	42,700	192

C A P I T U L O I I I

DINAMOMETROS Y DINAGRAMAS

Los dinamómetros son dispositivos mecánicos o eléctricos, que registran en forma continua la carga del pozo impuesta en la barra pulida con respecto a la posición de esta última. Entre los dinamómetros mecánicos están: Johnson-Fagg, Leutert - DYN 77, D-JAX y otros. Entre los electrónicos están: Discomaster DYC 85 y la versión más sofisticada es el Delta IV por la computarización del sistema.

Los Dinagramas son de importancia mayor para el programador o supervisor de producción, la interpretación de un Dinagrama es bastante compleja, pues la forma que presenta depende de la completación del pozo, condiciones de bombeo trabajos realizados al pozo, estimulación del pozo, etc. Por esto es menester considerar estos aspectos para interpretar una carta y luego correctamente diagnosticar el problema del pozo.

3.1 CLASES DE DINAMOMETROS

A. DINAMOMETROS ELECTRONICOS

Consiste de un medidor electrónico de cargas y de un medidor de desplazamiento, los cuales están conectados a dos canales de un amplificador electrónico que registra las cargas u desplazamiento en una carta durante todo ciclo de bombeo.

Los datos obtenidos son sometidos a un estudio matemáticos con computadora electrónica, que permite calcular las verdaderas condiciones al fondo del pozo.

B. DINAMOMETROS HIDRAULICOS

El Dinamometro F. Leuter es un aparato que mide las cargas sobre el vástago, con presión hidráulica y puede ser instalado rápidamente en cada pozo sin necesidad de detener su marcha, de manera tal, que la bomba de profundidad no se alteren las condiciones de trabajo.

Este dinamómetro da un registro de cargas y posición.

C. DINAMOMETRO MECANICOS

El más comúnmente usado es el dinamometro Johnson - Fagg

y es un instrumento que registra la **deflexión** de un anillo de acero. debiendo a las cargas existentes en el **vástago pulido**. La deflexión del anillo **es** proporcional a **la carga**, la cual se registra en un tambor por medio de una plumilla que construye un **gráfico** sobre el papel de la carta.

Este tipo de **dinamómetro**, mide el **efecto** de contrabalance en el **vástago pulido**. indica cuando la **válvula** viajera abre durante la carrera descendente. **dá una indicación** del peso del fluido y la estabilidad de **operación** de bombeo registrado también las cargas innecesarias que son la causa de numerosas fallas **mecánicas**.

3.2 INTERPRETACION DE CARTAS DINAMOMETRICAS

El **Dinamómetro** registra un diagrama de cargas en el **vástago pulido** y de su recorrido, ya que no **se** trata de un movimiento uniforme. Los caminos recorridos por el **vástago pulido** en la unidad de **tiempo** son **distintos**. **así** en el punto muerto superior e inferior. la velocidad es igual a cero siendo la máxima en la mitad de la carrera . El **dinamómetro** no solo mide las carga5 **estáticas**, sino también los esfuerzos **dinámicos** que pueden aparecer en el ciclo de bombeo.

Al considerar un sistema de bombeo ideal, es decir donde

A) El pozo bombeado **lentamente**: B) **no existen esfuerzos de vibraciones** ni de **fricción** C) **al comienzo de la carrera ascendente, la válvula de pie se abre y la válvula viajera cierra instantaneamente**: D) **al comienzo de la carrera descendente, la válvula de pie cierra la válvula viajera abre instantaneamente**. y E) La longitud de **las varillas** no varía debiendo a la transferencia de carga de fluido, **la carga dinámometrica** tendría **la forma** que se muestra en **la fig. 3.1**

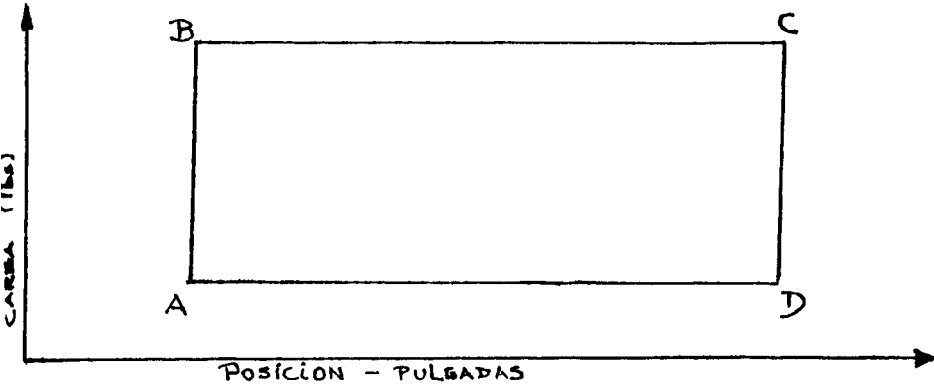


FIG. 3.1 CARTA DINAMOMETRICA IDEAL

Donde :

AB: Representa la carrera ascendente en donde **la carga** en **el vástago pulido** es debido a **la carga del fluido más el peso de las varillas en el fluido**.

BC: Final de la carrera ascendente, **la carga es transferida inmediatamente a la válvula de pie**.

CD) Representa la carrera descendente donde **la carga** en el

vástago pulido se debe solo al peso de las varillas en el fluido.

DA: Final de la carrera descendente y la carga es transferida inmediatamente a la válvula viajera.

A continuación se procede a analizar el trazado de una carta dinamoétrica de un pozo de bombeo normal y una vez en conocimiento de su significado, se pasa a describir los casos típicos de problemas de pozos en bombeo que puedan detectarse a través de estas cartas. Al observar la figura 3-2 donde está graficada una carta dinamoétrica, se podrá observar que la escala vertical representa la carga en el vástago pulido y la escala horizontal llamada deflexión representa la longitud de la carrera.

Analizando la carta tenemos:

En el punto 1 el vástago pulido ha terminado la carrera ascendente. en este momento la válvula viajera cierra y el vástago pulido comienza a ascender por lo que consigue un aumento de carga que se registra entre los puntos (1) y (2). Desde el punto (2) las varillas sufren una elongación ya que se ha tomado todas las cargas de fluido por lo que entre los puntos (2) y (3) se registrará un decremento de la carga, como las varillas van hacia arriba se incrementa la carga debido a la aceleración, llegando a

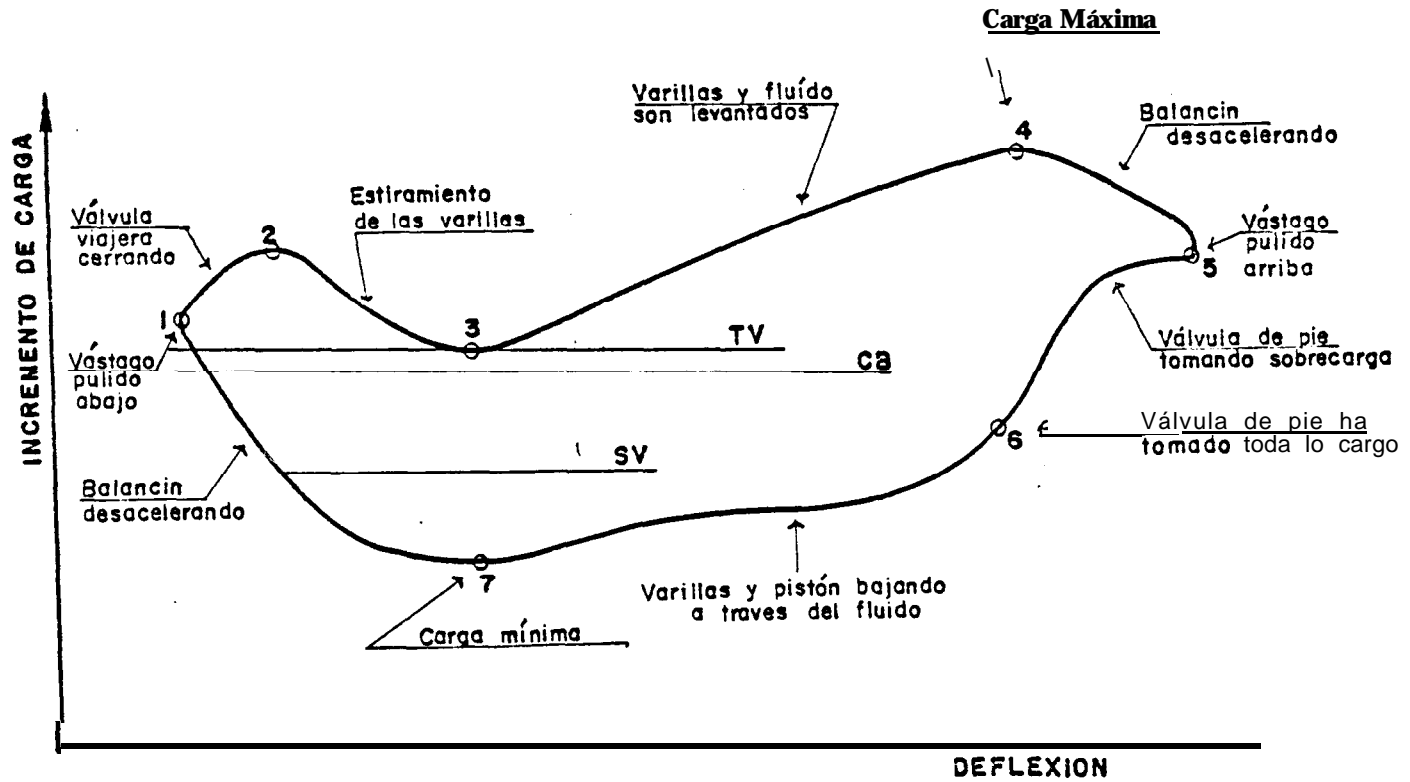


FIG. 3-2. CICLO DE BOMBEO TIPICO

un punto máximo en el punto (4). A partir de este y hasta el (5) el vástago pulido **desacelera** obteniéndose un **descricimiento** de **la carga** en dicho **vástago**. En el punto (5) **la** carrera ascendente ha **finalizado**. Entre los puntos (5) y (6) las **varilla5** comienza a descender, por lo que hay un inmediato descenso de **la carga** debido a que **la** carga **del** fluido de transferencia **a la** tubería de **producción** lo que **significa** **que la válvula viajera** se abrió al comienzo de **la** carrera descendente. En el punto (6) **la** válvula de pie ha tomado toda **la carga del fluido** y hay un marcado decremento de **la carga** en el **vástago pulido**. El punto (7) representa **la** carga mínima y desde este punto hasta (1) **la** aceleración decrece dando como **resultado** un incremento de **carga** en el **vástago pulido**.

La **línea** TV reopresenta **la carga en la válvula viajera** y SV **la carga en la** válvula de pie.

La **línea** CB demuestra que **la** instalación se encuentra correctamente **contrabalaceada** ya que dicha **línea** está a **igual distancia** entre **la carga** máxima y mínima.

3.3 CARTA DINAGRAFICA

Es un registro continuo, el cual representa **la carga** ins-

tantánea con respecto a la posición de la barra pulida en el ciclo de bombeo la figura 3-1 presenta la forma de una carta próxima a la ideal.

3.3.1 CICLO DE BOMBEO

En el capítulo II se **escribió** el funcionamiento de la bomba de subsuelo. ahora vemos el ciclo de bombeo registrado en la carta **Dinagráfica** presentado de manera gráfica lo **que** sucede en el interior del pozo.

La figura 3-3 simula el ciclo de bombeo, para facilitar la **interpretación** de la carta. se ha dispuesto el funcionamiento de la bomba al mismo tiempo en la **gráfica**. Comenzando de izquierda a derecha la **explicación** es la siguiente:

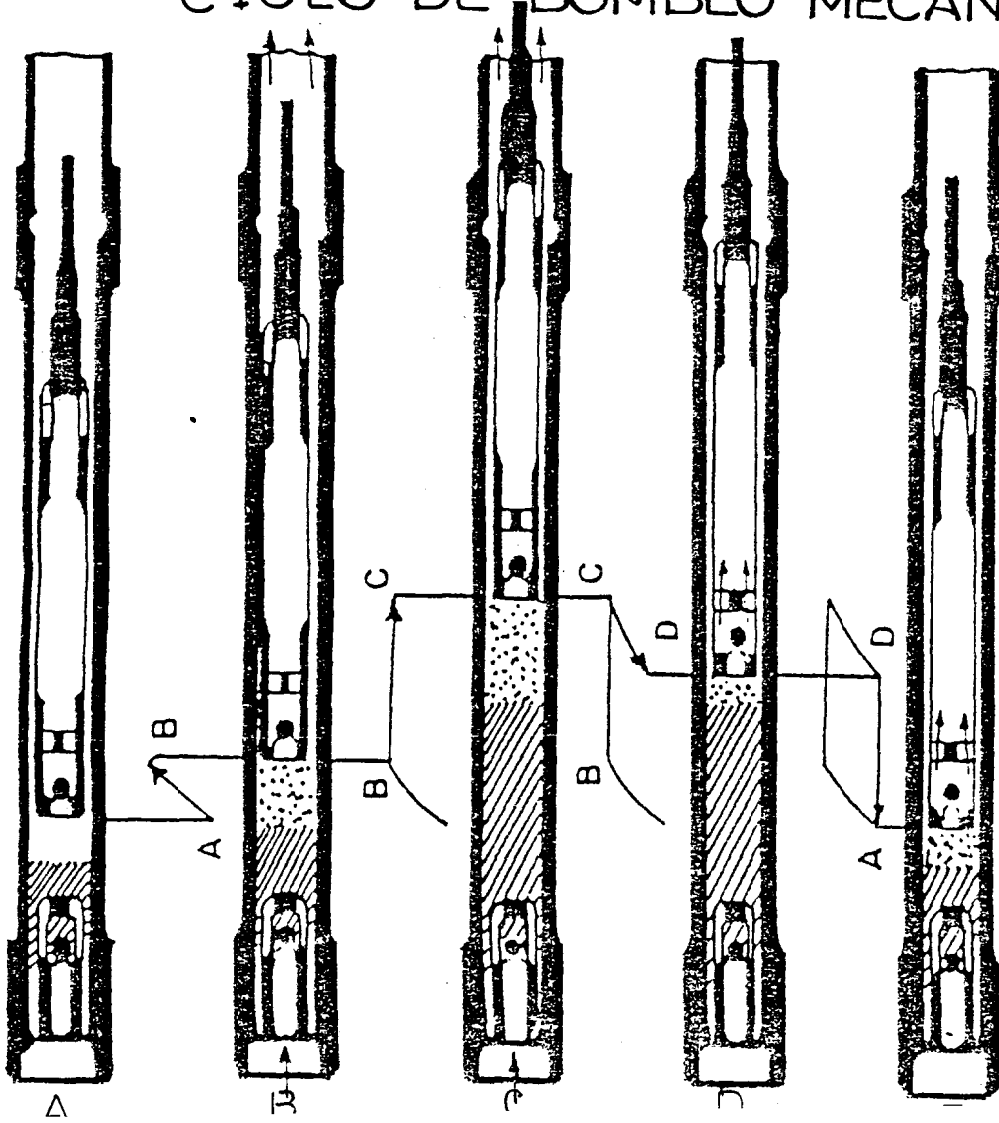
POSICION A

Posición de punto muerto inferior. ambas válvulas se encuentran cerradas.

POSICION B

Se inicia la carrera ascendente con la válvula viajera **ce-**

FIGURA 3-3
CICLO DE BOMBEO MECANICO



trada en vista de la transferencia de carga desde la tubería a la sarta de cabillas.

POSICION C

El pistón se mueve desde la B hasta C conservando la válvula viajera cerrada. este desplazamiento permite el paso del crudo del pozo a la cámara de la bomba.

POSICION D

Al llegar el pistón el punto muerto superior, de inmediato se transfiere la carga desde las cabillas a la tubería. Se inicia la carrera descendente con el cierre de la válvula fija debido al incremento de presión resultante por la compresión de los fluidos entre las válvulas. La válvula viajera abre dependiendo del porcentaje de gas libre existente en la bomba, esto es cuando la presión interna sea mayor a la ejercida por la columna de fluido sobre el pistón (punto D).

POSICION E

El fluido pasa a través de la válvula viajera (D-A) mientras el peso de la columna es soportado por la tubería. En este punto se llega hasta A, para iniciar de nuevo el ciclo de bombeo.

3.3.2 CARGAS EN UNA CARTA DINAGRAFICAS

Una carta Dinagráfica puede mostrar cinco tipos de cargas estas son:

- Carga Máxima
- Carga Mínima
- Carga de válvulas viajera
- Carga de válvula fija
- Carga de contrabalance

De la figura 3-2 se puede observar la posición de cada carga. de acuerdo a la definición, se tiene:

Carga máxima (PPRL)

$$PPRL = WF + WR (1+d) - FB + FR$$

Carga mínima (MPRL)

$$MPRL = WR (1-d) - FB - FR$$

Carga de la válvula viajera (V.V.)

$$V.V. = WF + WRT (1-0.128 G)$$

Carga de la válvula fija (V.F.)

$$V.F. = WRT (1-0.128G)$$

Carga de contrabalance

$$CB = (PPRL + MPRL) / 2$$

3.4 EFEECTO DE CONTRABALANCE

El efecto de contrabalance se entiende como la condición de equilibrio de la instalación en función de las cargas cíclicas del sistema de bombeo. este efecto se determina por el contraoese proporcionado en la nivela respecto a la ubicación de las pesas. si la5 lleva.

La forma de determinar el contrabalance en forma práctica. es la siguiente: se detiene la unidad en la posición de máximo efecto de contrabalance. esto ocurre cuando la manivela está a 90° o 270° . o sea. en posición horizontal. La condición se da cuando la pluma del Dinamómetro traza la recta entre la carga máxima y carga mínima. si el contrabalance se apróxima a la carga mínima. esto indica aue la unidad está más pesado hacia el pozo y de esta forma se genera un consumo excesivo de energía. Si ocurre lo contrario se produce un esfuerzo torcional mayor en la caja de engranaje. en ambo5 casos se recomienda hacer la corrección o ajuste necesario inmediato.

3.5 POTENCIA EN LA BARRA PULIDA

En el capítulo anterior se planteó la forma de calcular la potencia del motor en función del brea de la Carta

Dinográfica, ya que el brea de la carta representa el trabajo neto efectuado para levantar la carga del pozo. El Instituto Americano de Petróleo recomienda para el calculo del motor el doble de la potencia en la barra pulida esto es:

$$PRHP = \frac{K(A) \times (S) \times N}{L \times 12} / 33000$$

En donde: K: Constante de carga. en LBS/PULG. LBS/CMS.

(SI K = LBS / CMS . se últiplica 0.3937)

A: Area en carta. en pulq. 2

L: Longitud de la carta, en pulg.

S: Embolada de la barra pulida, en pulq.

N: Velocidad de bombeo. en spm:

HP: Motor = 2 X PRHP

3.6 TORQUE EN LA CAJA DE ENGRANAJES

Es el momento de torción con relación al eje de la baja velocidad del reductor de engranajes, como producto de ésta por la distancia perpendicular desde la línea de acción de la conexión biela-manivela al eje de rotación.

El análisis torsional de la caja de engranajes se puede realizar en la manera más rigurosa por el método del fac-

or de toroue y de otra manera práctica y sencilla por el método de la corriente del motor.

3.6.1 METODO DEL FACTOR DE TORQUE

Es deseable conocer el arreglo de la carga torsional im-
puesta al eje del reductor de engranaje. Esto puede ha-
cerse a través de la carga dinaográfica teniendo el conoci-
miento de los factores de torque, efectos de contrabalance
pérdidas de eficiencia mecánica y **desequilibrio estructu-
ral** de la unidad de bombeo. **Basicamente** el torque en el
eje del reductor de engranaje. Es la **diferencia** entre el
torque que genera l a carga del pozo y el torque del con-
trabalance. para cualquier ángulo en la manivela.

El método depende del tipo de geometría de la unidad y el
procedimiento para desarrollar es:

Para unidades convencionales:

Pasos :

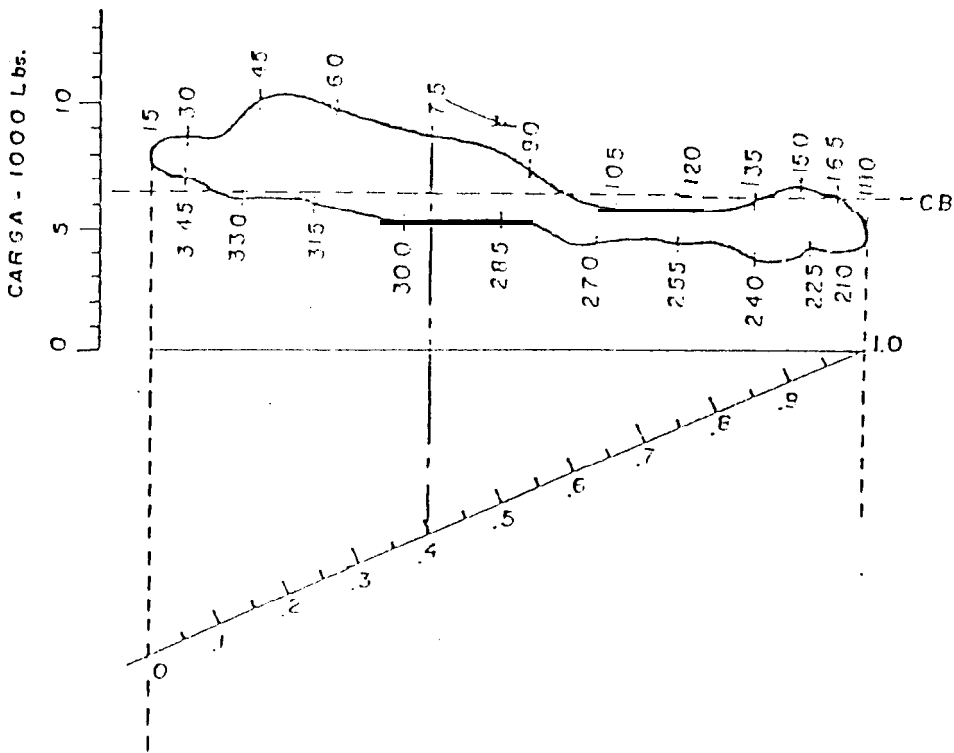
- 1.- Obtener la carta dinaográfica del pozo
- 2.- Trazar dos líneas perpendiculares de la carga. cero.
que pasen por los extremos de la carta, esta longitud es
proporcional a la longitud de la embolada (ver figura 3-4)

- 3.- Trazar una línea inclinada de longitud igual a 5 pulgadas o 10 pulgadas. entre las líneas verticales, como aparecen en la figura 1. luego dividir esta línea en 10 partes iguales.
- 4.- De las tablas de factores de torque, de la columna correspondiente a la posición de las cabillas tomar los valores cada 15 arados de rotación de la cabillas y ubicar el valor de la columna en la línea inclinada. luego verticalmente cortar la carta dinográfica para determinar la carga para el ángulo correspondiente.
- 5.- Después de obtener la carga cada 15 grados se le resta a cada una el equilibrio estructural de la unidad de bombeo (SUB).
- 6.- El valor obtenido en el paso anterior se multiplica por el factor de torque correspondiente a ese ángulo para obtener el toraue de la carga del poro para cada ángulo.
- 7.- Calcular el toraue de contrabalance. para ello se determina de la carta de contrabalance el máximo torque de contrabalance. este valor depende del tipo de manivela y de la posición de las contrapesas en la misma si la 5 lleva. luego el torque de contrabalance es igual al máximo toraue de contrabalance por el seno del ángulo para cada posición de la manivela.
- 8.- Calcular el toraue teórico neto, esto es la diferencia entre los valores obtenidos en el paso 6 menos paso 7.
- 9.- Calcular el toraue neto si el valor obtenido en el pa-

FIGURA 3-4

ANALISIS TORSIONAL (metodo API)

UNIDAD DE BOMBEO CONVENCIONAL



DIVISION DE LA CARTA DINAGRAFICA

POR EL ANGULO DE LA MANIVELA.

Si θ es negativo se divide por la eficiencia mecánica de la unidad de bombeo. si es positivo se multiplica por la misma eficiencia mecánica.

10. Determinar el torque de contrabalance requerida (QR) de acuerdo a la fórmula

$$QR = \frac{TMCA - TMCD}{\text{Sen}\theta A - \text{Sen}\theta D}$$

Donde:

TMCA es el torque máximo generado por el pozo en el ascenso.

TMCD es el torque máximo generado por el pozo

SEN θ A seno del ángulo correspondiente a TMCA

SEN θ D seno del ángulo correspondiente a TMCD

11.- Con el valor QR entrar en la carta de contrabalance y para determinar la nueva posición de las pesas en la manivela. su las lleva.

12. Para calcular el nuevo torque neto máximo alcanzando en ambas emboladas. se procede por medio de la ecuación

$$PT = TMCA - \text{Sen}\theta A \times QR$$

Si es positivo se divide entre la eficiencia mecánica de la unidad si es negativo se multiplica.

Para unidades Mark II

El procedimiento es idéntico, la única diferencia es el ángulo de desviación de la manivela que puede ser desde 28 grados esto depende de la unidad de bombeo.

$$\theta = \theta + \delta$$

θ : Angulo de Rotación

δ : Anaulo de Desviación

Para unidades balanceadas por aire

El procedimiento es igual el hasta el paso 6 del de las unidades convencionales.

7.- Determinar en ambas emboladas la presión máxima del cilindro.

8.- Se calcula el contrabalance efectivo para la presión máxima y mínima. por la fórmula:

$$CE = M' \times (P - S)$$

Donde P es presión máxima. en el primer caso. y presión mínima en el segundo.

M y S son constantes tabuladas para cada unidades de bombeo

CE contrabalance efectivo. en Lbs.

9.- Conocidos los contrabalances máximos en cada embolada se ubican en los extremos de la carta. como aparece en figura 3-S y se une por una línea recta. Las carpas sobre la línea de contrabalance se considera positivas y las cargas por debajo de la línea de contrabalance son negativas.

10.- Determinar las carpas para cada posición de la manivela. esto se multiplica por el torque teórico neto.

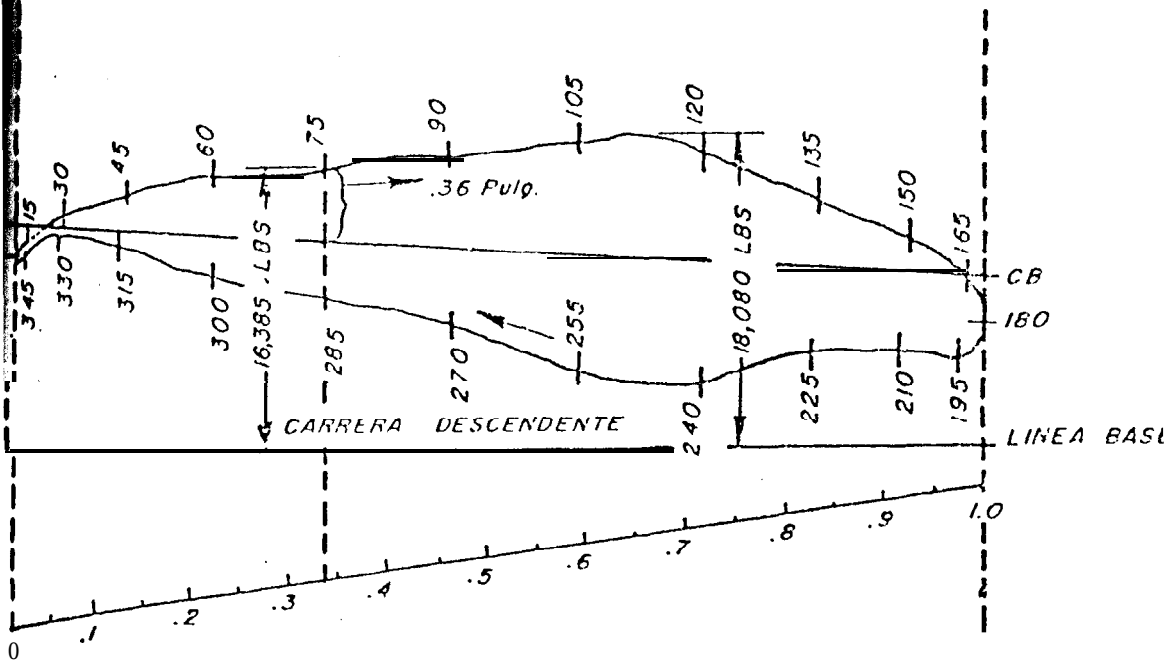
11.- El resultado del paso anterior se divide entre la E .

12.- Para determinar el contrabalance máximo requerido. se

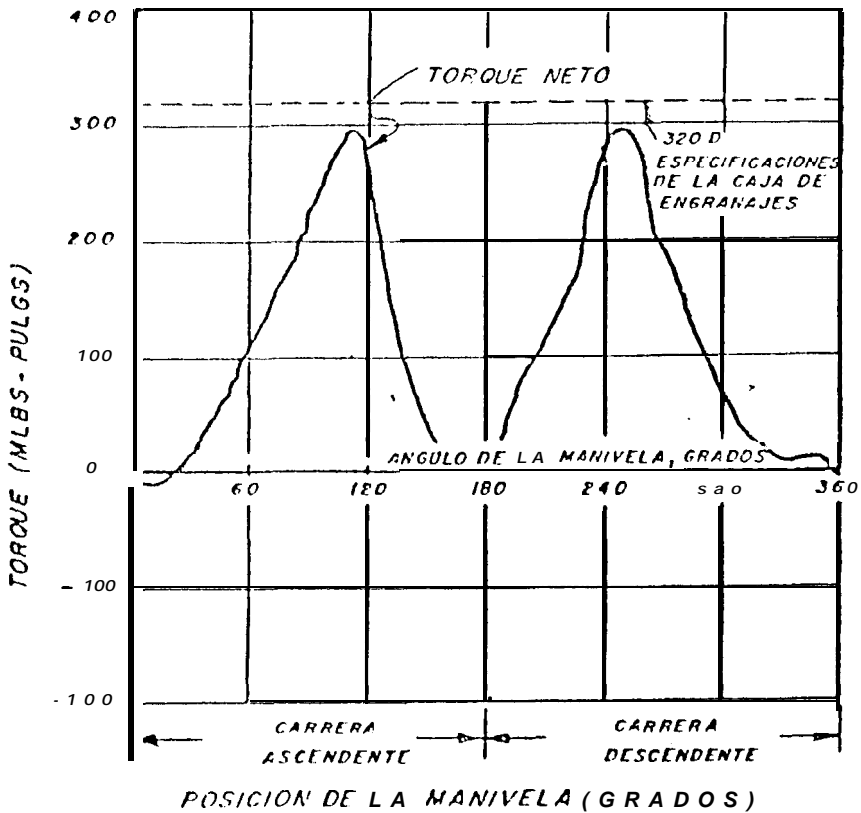
F I G U R A 3-5

UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA X AIRE

CARRERA ASCENDENTE



A. DIVISION DE LA CARTA DINAGRAFICA POR EL ANGULO DE LA MANIVELA.



cálcula por la expresión.

$$CBMR = \frac{QMD \times FTD - QMA \times FTA}{FTA - FTD}$$

Donde :

RMD: Carga correspondiente al torque neto máximo en el descenso. lbs.

QMA: Carga correspondiente al torque neto máximo en el ascenso. lbs.

FTA: Factor de torque en el ascenso

FTD: Factor de torque en el descenso

CBMR: Contrabalance máximo requerido, lbs.

13.- El cálculo de la presión requerida se realiza de acuerdo a la expresión:

$$PR = CBME - CBMR + (M \times S) / M$$

Esta expresión resultante es la necesaria para contrabalancear la unidad. esto es la nueva presión máxima alcanzada.

OBSERVACIONES

1.- Si la rotación de la manivela es contraria al sentido de las agujas del reloj. Los ángulos cambian 345 grados por 150, 330o, 315o por 45o, etc. Y los signos de factores de torque se invierten.

2.- El sentido de rotación de la unidad Mark II es opuesto a las agujas del reloj en su estado natural.

3.6.2 METODO DE LA CORRIENTE DEL MOTOR

En la práctica la forma común de contrabalancear una instalación de bombeo es mediante el uso del amperímetro, para medir la intensidad de corriente durante la embolada ascendente y descendente del balancín. Si estos valores son iguales o aproximados se considera que la unidad se encuentra en balance.

Las desventajas de este método son:

- A) Las fluctuaciones de la corriente afectan las lecturas
- B) Es un método de ensayo y error
- C) Hay que detener la unidad para mover las pesas en cada ensayo. durante este tiempo se modifican las condiciones de equilibrio del pozo.

3.7 FACTORES QUE INFLUYEN EN UNA CARTA

A. Velocidad de bombeo

El incremento de este parámetro genera el sobreviaje del pistón.

B. Profundidad de bombeo

A menor profundidad la carta tiene a ser más rectangular.

C. Fuga en las válvulas

Se debe sospechar una fuga en las válvulas fija o viajera cuando la carta presenta un llenado menor a la carta normal del pozo. sino se han modificado las condiciones mecá-

nicas de la instalación.

D. Embolada de superficie

A medida que la carga disminuye la carta presenta el fenómeno llamado subviaje, en otras palabras la embolada efectiva se hace menor y baja la eficiencia.

E. Carga sobre el pistón

Este fenómeno del diámetro del pistón de la embolada efectiva y la velocidad de bombeo si se incrementa la carta presenta un viaje del pistón.

F. Vibraciones

Este detalle se nota en la carta como incremento y decremento en la carga en la embolada descendente.

G. Relación gas-petróleo alta.

Se refleja como una curva en el descenso del pistón

H. Golpe de fluido

Esta condición se da en pozos bajo condiciones de bombeo completo, en la carta se nota como una disminución de la carga en el descenso, en un tiempo relativamente corto.

La carga se presenta inclinada hacia arriba.

Otros factores que influyen en la forma de las cartas dinámicas son: condiciones anormales de la bomba, cargas anormales de la bomba, cargas anormales restricción en el pozo etc.

3.8 CARTAS DINAGRAFICAS DE PROBLEMAS TIPICOS

Esta sección tiene como objeto presentar una serie de cartas dinagráficas, para determinar las condiciones típicas de bombeo en los pozos e interpretar la forma de la carta.

Las cartas presentadas son:

- Bombeo normal
- Bombeo desasentada
- Bombeo bloqueado por gas
- **Cabillas** sueltas o oar tidas
- Golpe de fluido
- Compresión de gas
- Bomba arenada
- Fuga de **la** válvula **v**iaj**e**ra
- Válvula fija dañada
- Golpe **d**e pistón al final del ascenso
- Bombeo de doble etapa
- Pozo agitado
- Pozo f luvente

3.8.1 BOMBEO NORMAL

En una carta de forma rectangular, no reopresenta defecto en **las** válvulas. interferencia de gas **pero** en cambio muestra un buen **llenado** de **la** bomba.

3.8.2 BOMBA DESASENTADA

Este tipo de carta muestra solo el peso de las cabillas en el fluido. la causa es que la bomba se ha salido de la zapata de enclaje, ver Fig. 3-6.

En la figura 3-7 se muestra la misma bomba después de asentarse y espaciar, cuando ha recuperado su condición de bombeo.

3.8.3 BOMBA BLOQUEADA POR GAS

La interferencia de gas influyen en la disminución de la eficiencia volumétrica de la bomba de subsuelo. La base del problema es el exceso de gas en la cámara de la bomba, por que no permite la apertura de ambas válvulas.

La carta se presenta como una elipse semejante a la carta de una bomba desasentada. la base del diagnostico en este caso es la relación gas-petróleo del pozo ver la fig. 3-8

Este problema puede corregirse empleando una ancla de gas, como parece en la figura 3-9.

3.8.4 CABILLAS SUELTAS O PARTIDAS

La característica **principal** de esta carta es la presentación de un espesor mínimo la figura 3-10 en este caso si se prueban ya que solo se estará midiendo el **peso** de las cabillas en el fluido.

3.8.5 GOLPE DE FLUIDO

Este tipo de carta se puede **identificar** por una disminución de carga en la embolada descendente, en un tiempo muy corto.

Este efecto puede causar fatiga prematura de las cabillas daños en los equipos de superficie, bomba y tubería de producción.

Se debe al choque del **pistón** contra el **fluido** de la bomba durante la carrera descendente, lo cual es registrado inmediatamente. lo cual es registrado inmediatamente junto con la disminución de carga sobre el **vástago**. Esta situación se debe a un llenado parcial de la bomba durante la carrera ascendente ello puede ser el resultado de la baja productividad del pozo o de una entrada restringida en la

bomba. La corrección de este problema generalmente se basa en la disminución de la embolada la velocidad de bombeo diámetro de la bomba de subsuelo o con controladores de bombeo ver fig. 3-11

3.8.6 COMPRESION DE GAS

Para este caso se presenta a la carta con una declinación suave en la embolada descendente. Este problema se origina por la liberación de gas dentro de la cámara de la bomba y su efecto es la embolada efectiva en la bomba figura 3-12

3.8.7 BOMBA ARENADA.

La forma típica de esta carta, es el incremento Drogresivo de cargas. como se indica en la figura 3-13 este efecto se genera como resultado de la deposición arena en la bomba de sistema pistón-barril. creando una fricción y estiramiento de cabillas.

3.8.8 FUGA DE LA VALVULA VIAJERA

En casos como estos. se puede identificar la falla en la

válvula viajera porque la transferencia de carga de la tubería a las cabillas no se produce a principio de la embolada ascendente del pistón. presenta esta carta la forma característica de la figura 3-14

A fin de determinar este problema la unidad de bombeo se frena en los $3/4$ de la carrera ascendente y el cordón del dinamómetro es movido intermitentemente una vez por segundo. La línea registrada reopresenta el peso de las varillas más el peso del fluido sobre el pistón pero si la carga del fluido sobre el pistón es transferida desde el pistón, pero la válvula de pie, la carta dinamométrica registrará una disminución en la carga.

3.8.9 VALVULA FIJA DAÑADA

Cuando la válvula fija presenta daño al final de la carrera ascendente, se abre la válvula viajera y la transferencia de carga de la tubería a las cabillas se oresenta en forma progresiva. vea f igura 3-15

Al pasar las varilla5 cerca del final de la carrera descendente. la válvula viajera se encuentra abierta y al pie cerrada. El cordón del dinamometro se lo hala rápidamente a intervalos de un segundo y se registra una línea

que representa **el** peso muerto de **las varillas** en **el** fluido. Si la **válvula** de pie está operando satisfactoriamente, la línea que representa **el** peso muerto de **las** varillas en **el** fluido. Si la válvula de pie está operando satisfactoriamente **la** línea registra estará en el mismo plano **vertical** pero, en el caso de que **exista** pérdida, la carga **se** incrementará ya que existirá una transferencia de fluido a la **sarta** de **varillas**.

3.8.10 GOLPE DEL PISTON DEL ASCENSO

El detalle de este espaciamento defectuoso se nota por un **incremento de la carga al** final de carrera ascendente, como se registra en la figura 3-16

3.8.11 BOMBA DE DOBRE ETAPA

La figura 3-17 **muestra la** forma característica de **la** operación en este tipo de bomba. La válvula **anular** permite la tensión constante en **el** descenso **de las cabillas** por razones de diseño este tipo de bomba presentan la **interferencia** de gas o golpe de fluido en **la carrera** ascendente. **Si la** válvula **anular** **Falla**, **la** carta se invierte y funciona como una bomba API de una **sola** etapa.

3.8.12 POZO AGITADO

Si el pozo produce poritación inducida por la bomba. El pozo fluye dejando las válvulas abiertas en ambas embo- ladas ya que la presión de fondo fluyente mantiene las bo- las de las válvulas separadas de sus asientos fig. 3-18.

3.8.13 POZO FLUYENDO

La característica resaltante es que el pozo fluye por la tubería como por el espacio anular. esto puede ocurrir en pozos sometidos a inyección de vapor y el anular conecta- lo a la línea de flujo vea la figura 3-19

FIGURA 3-6
BOMBA DESASENTADA
(fuera de la zapata de anclaje)

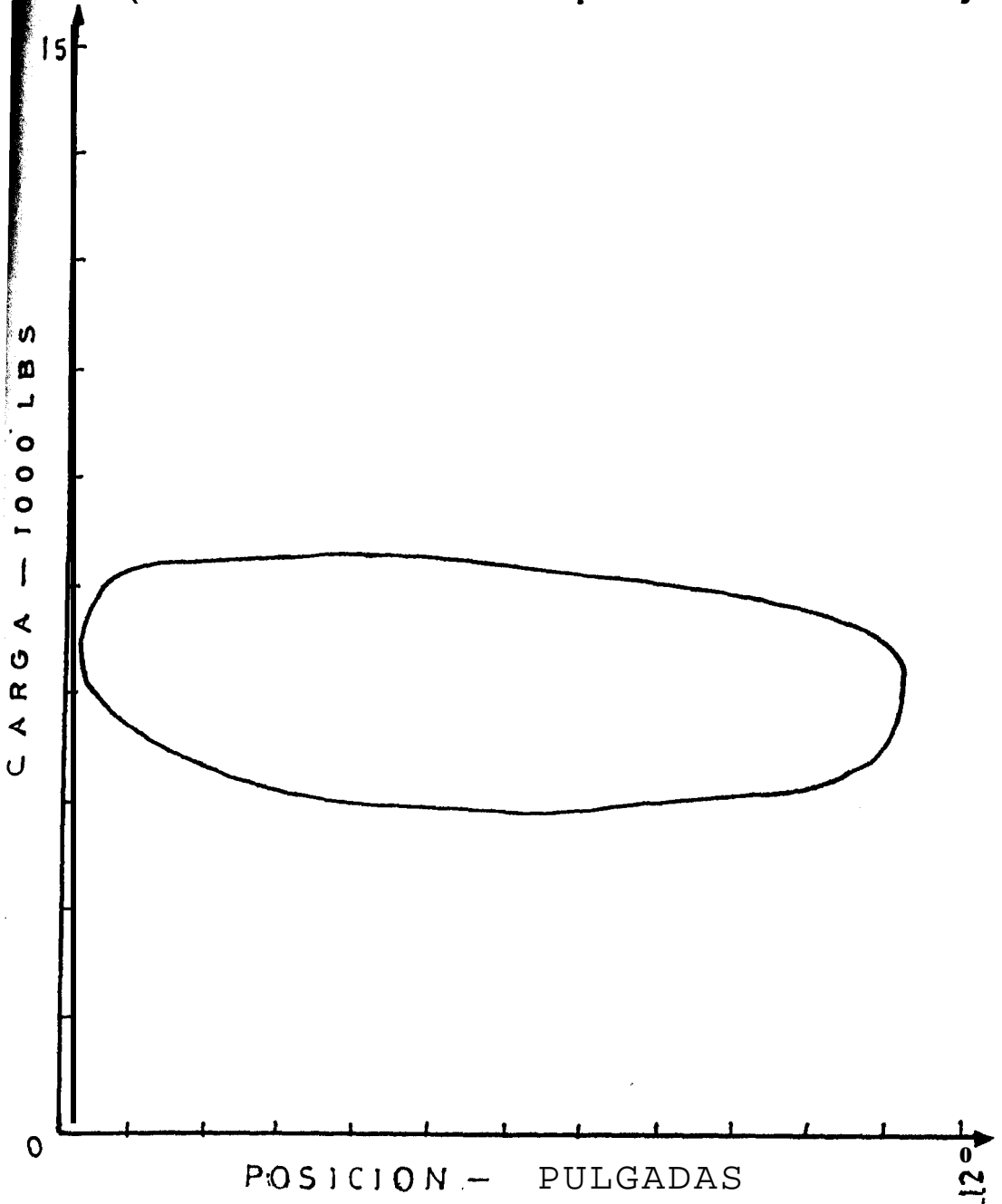
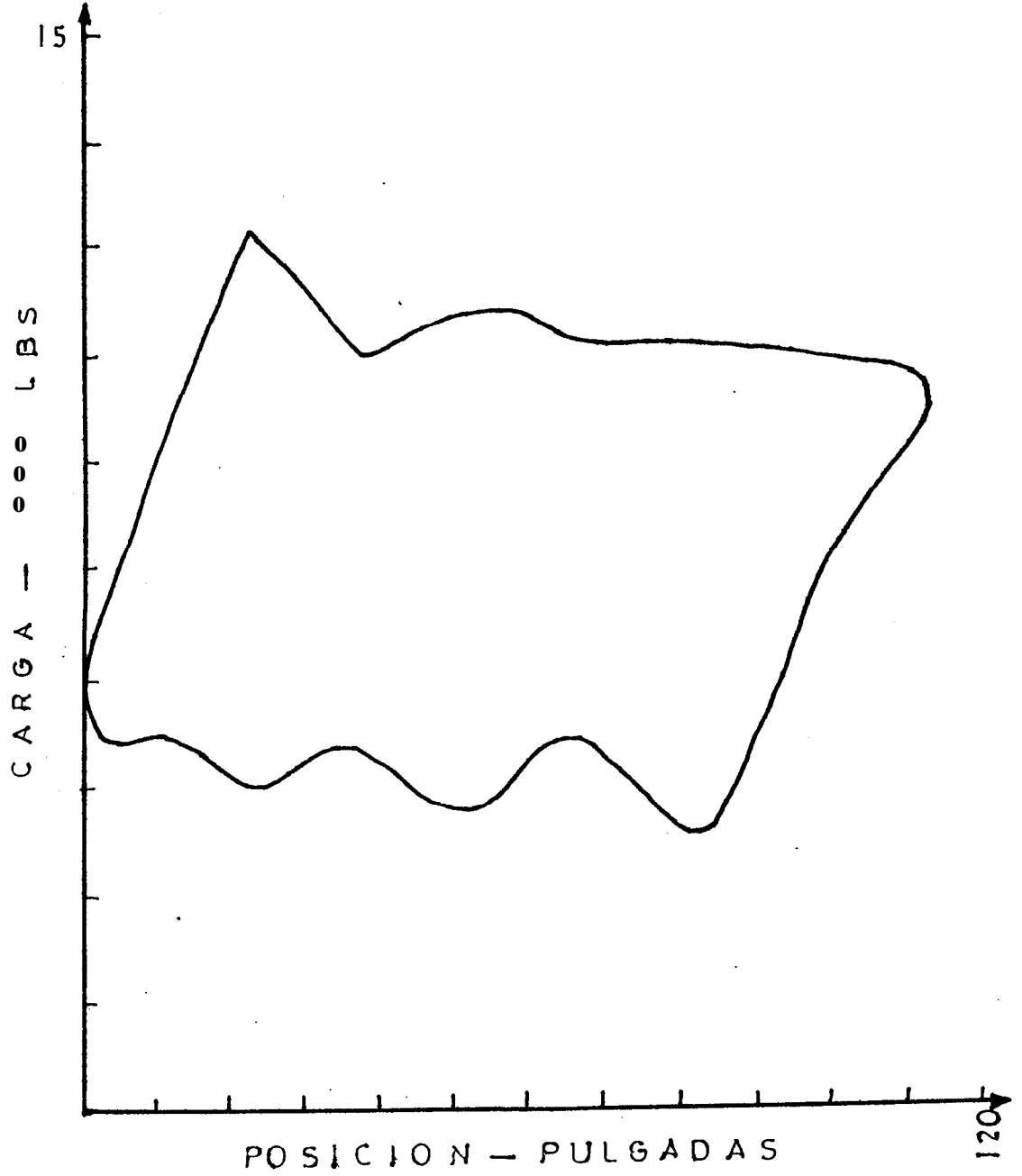


FIGURA 3-7
despues de asentar y espaciar la bomba



F I G U R A 343
BOMBA BLOQUEADA POR GAS
(gas lock)

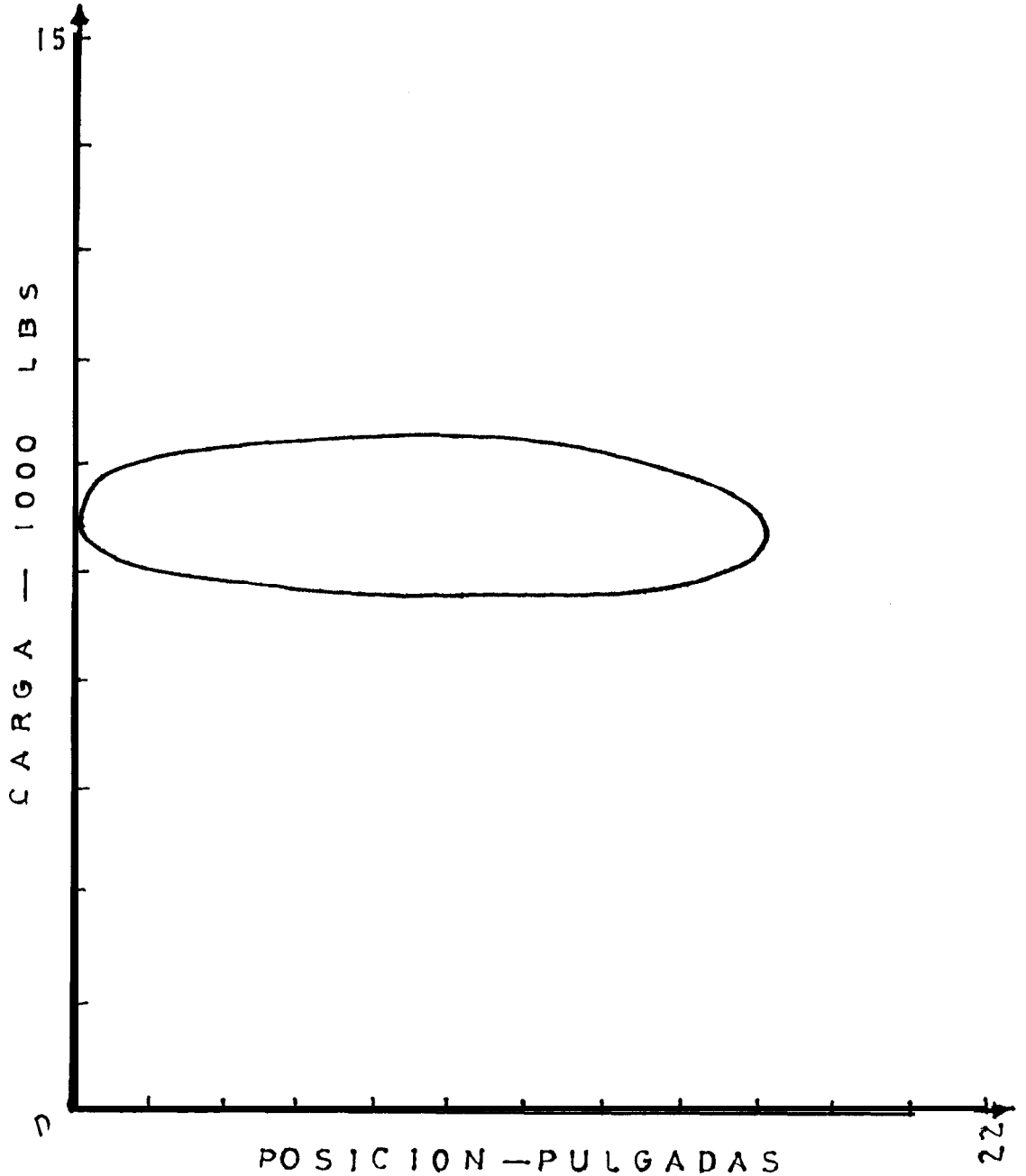


FIGURA 3 - Q
despues de instalar ancla de gas
(Tipo P-43)

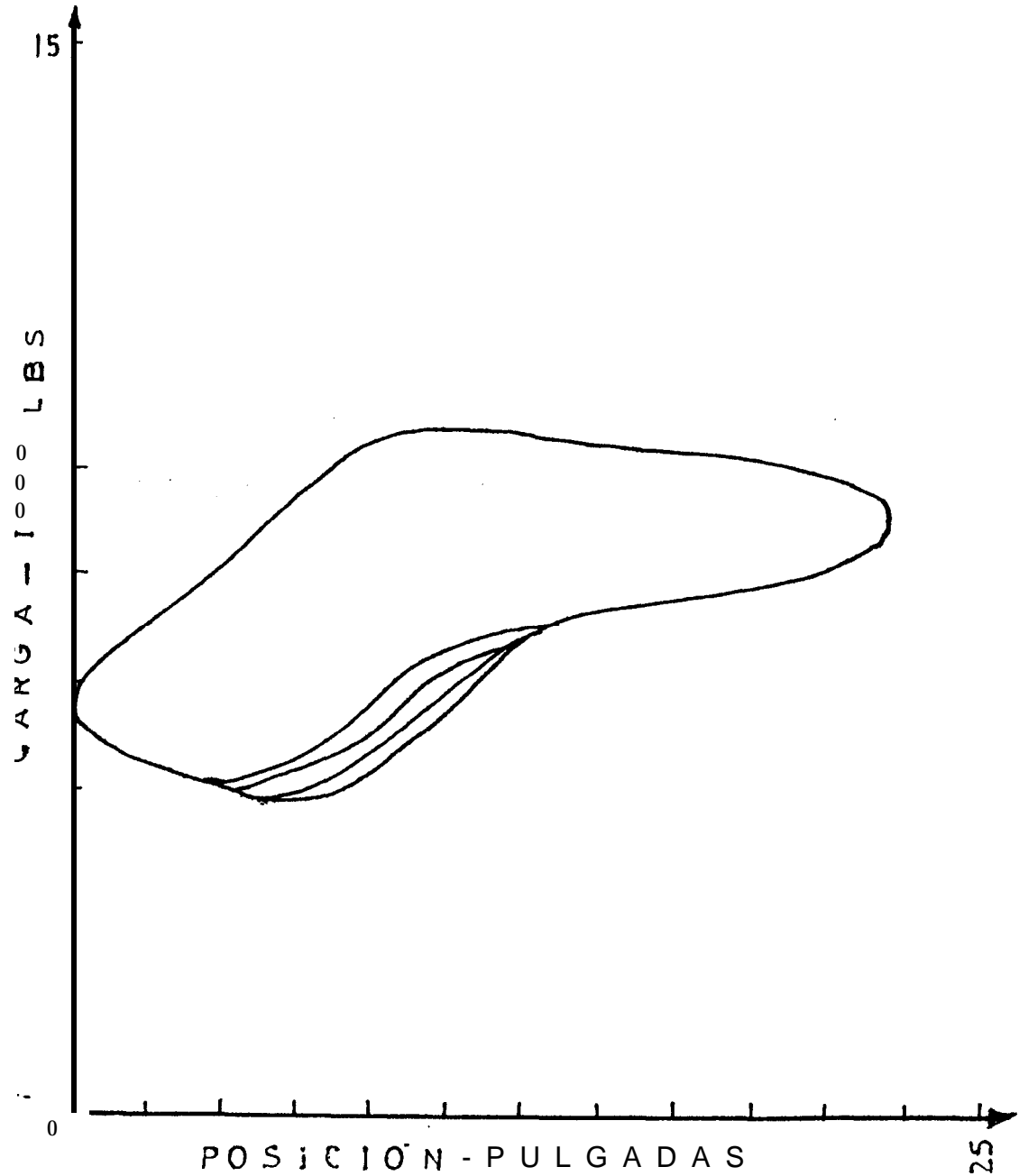


FIGURA 3-10
CARTA DI NAGRAFICA
(cabillas sueltas)

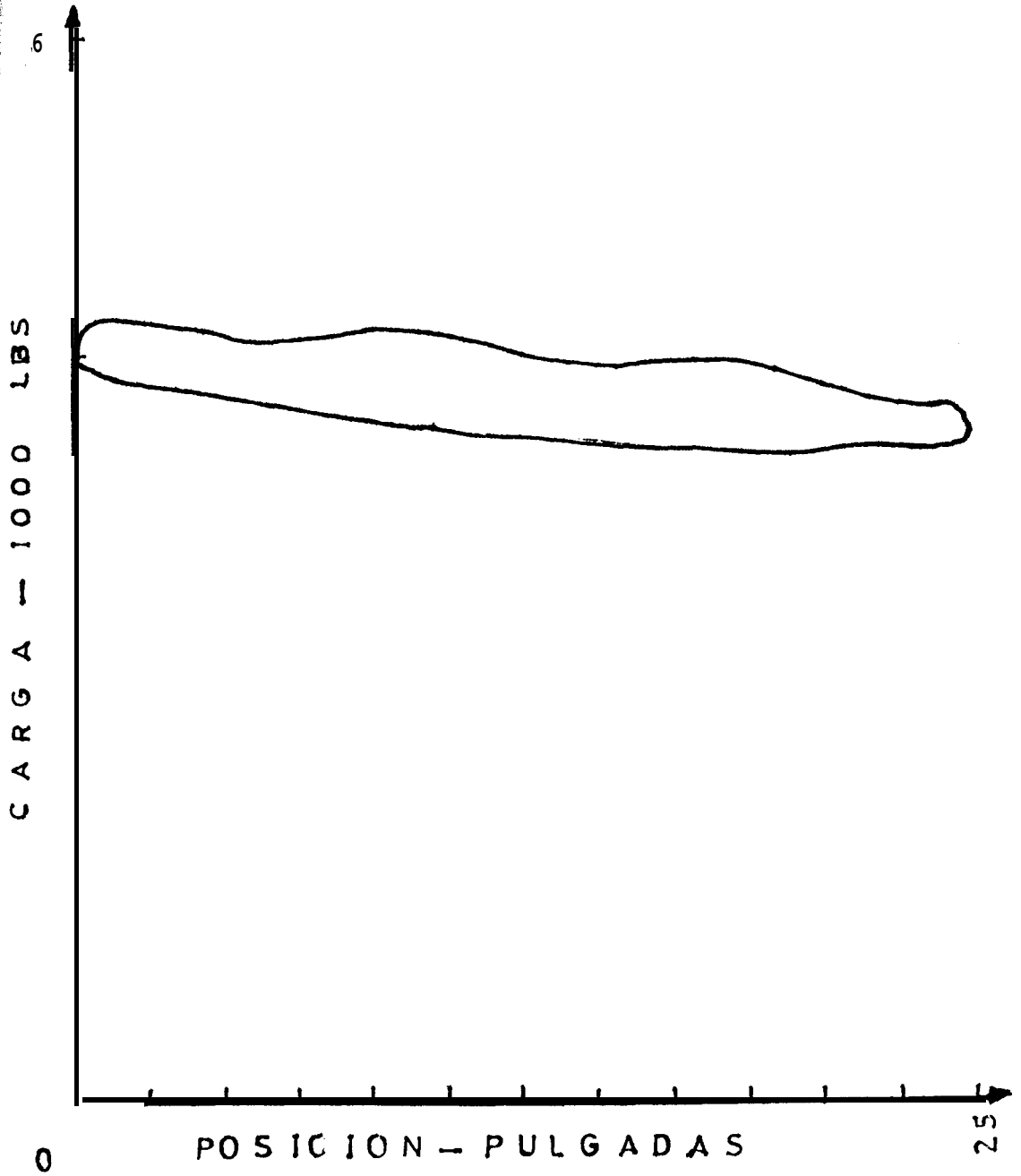
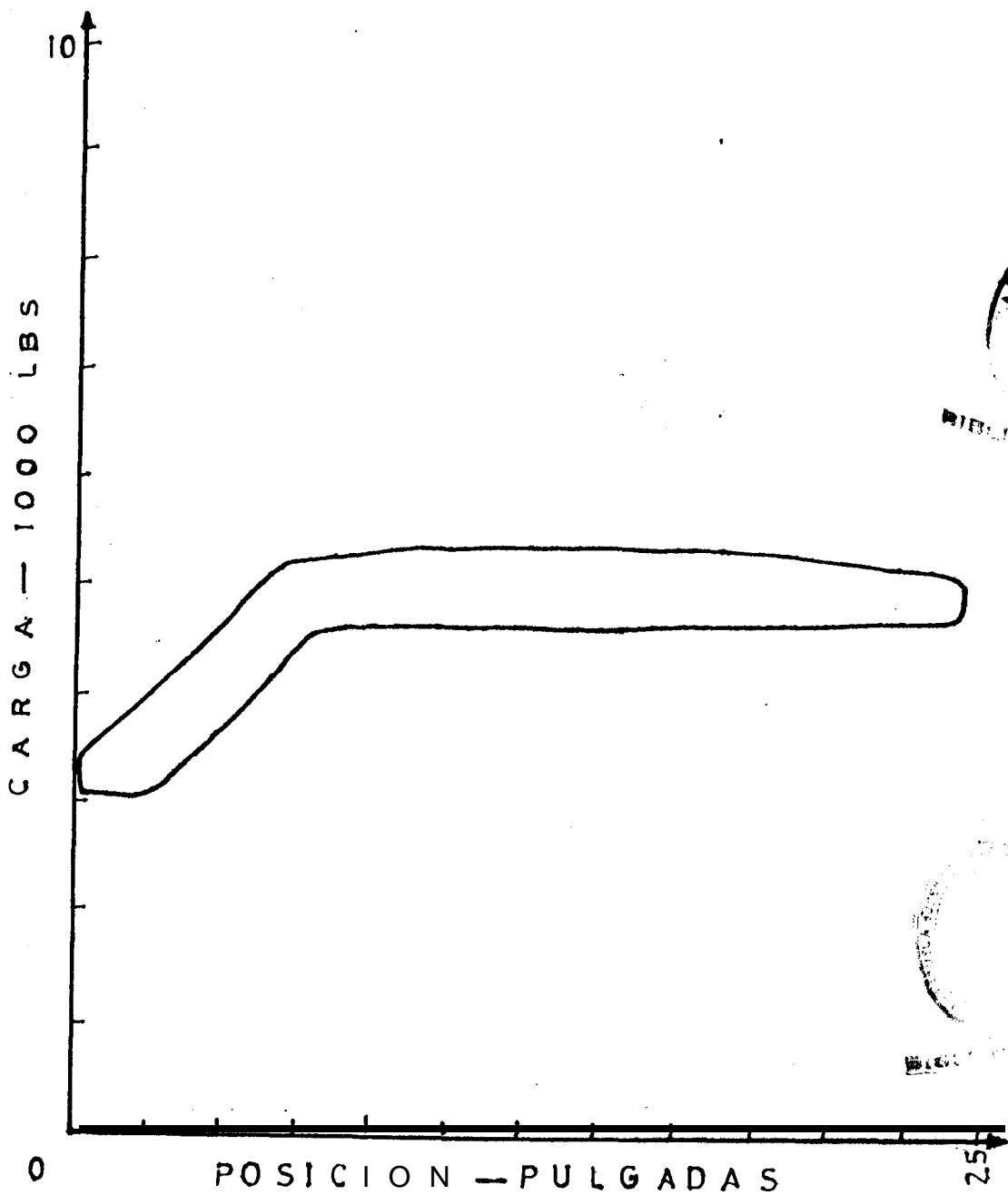


FIGURA 3-11
CARTA DINAGRAFICA
(mostrando golpe de fluido)



BIBLIOTECA

BIBLIOTECA

FIGURA 3-12
CARTA DINAGRAFICA
(compresion de gas)

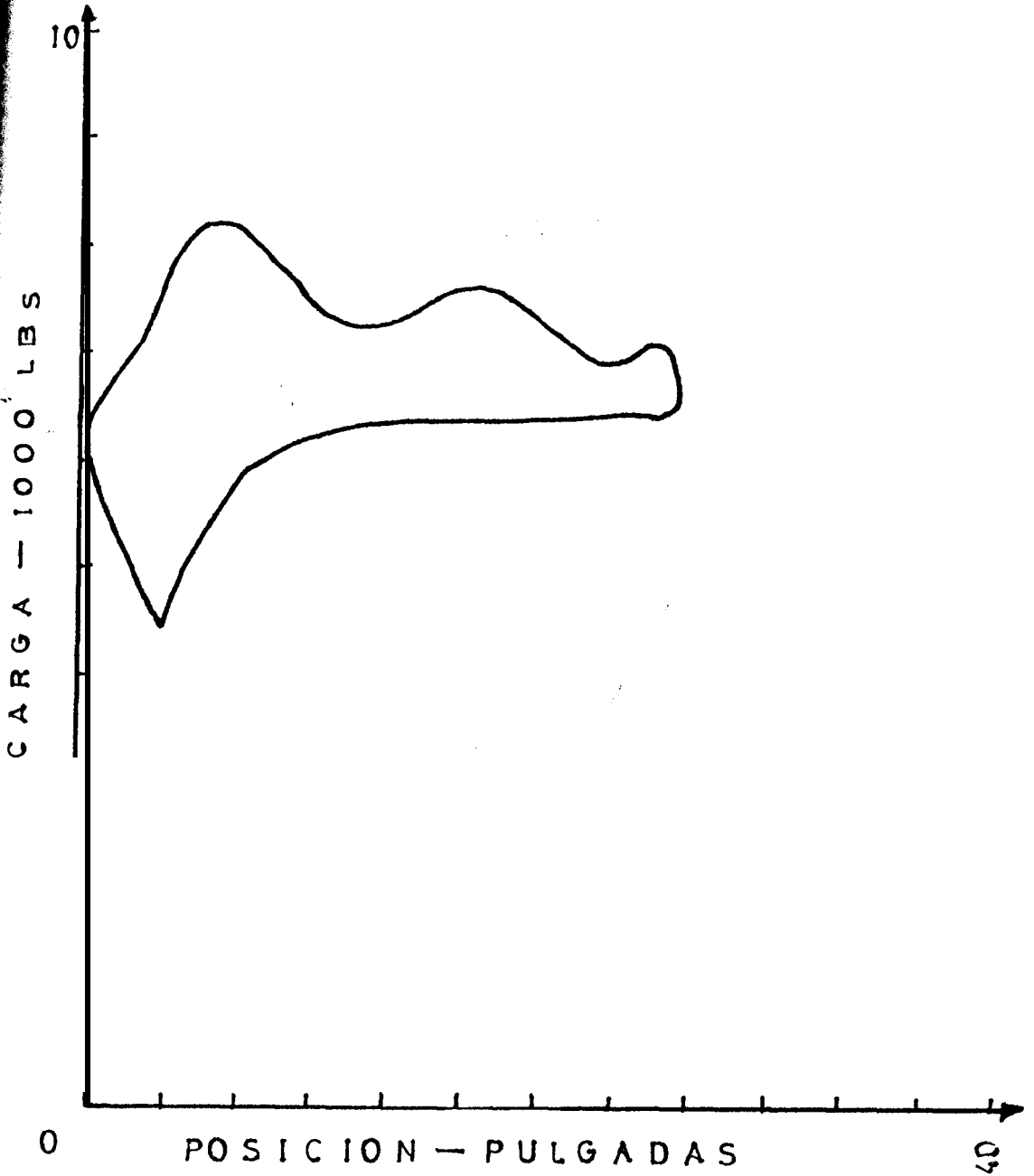


FIGURA 3-13
CARTA DINAGRAFICA
(mostrando bomba arenada)

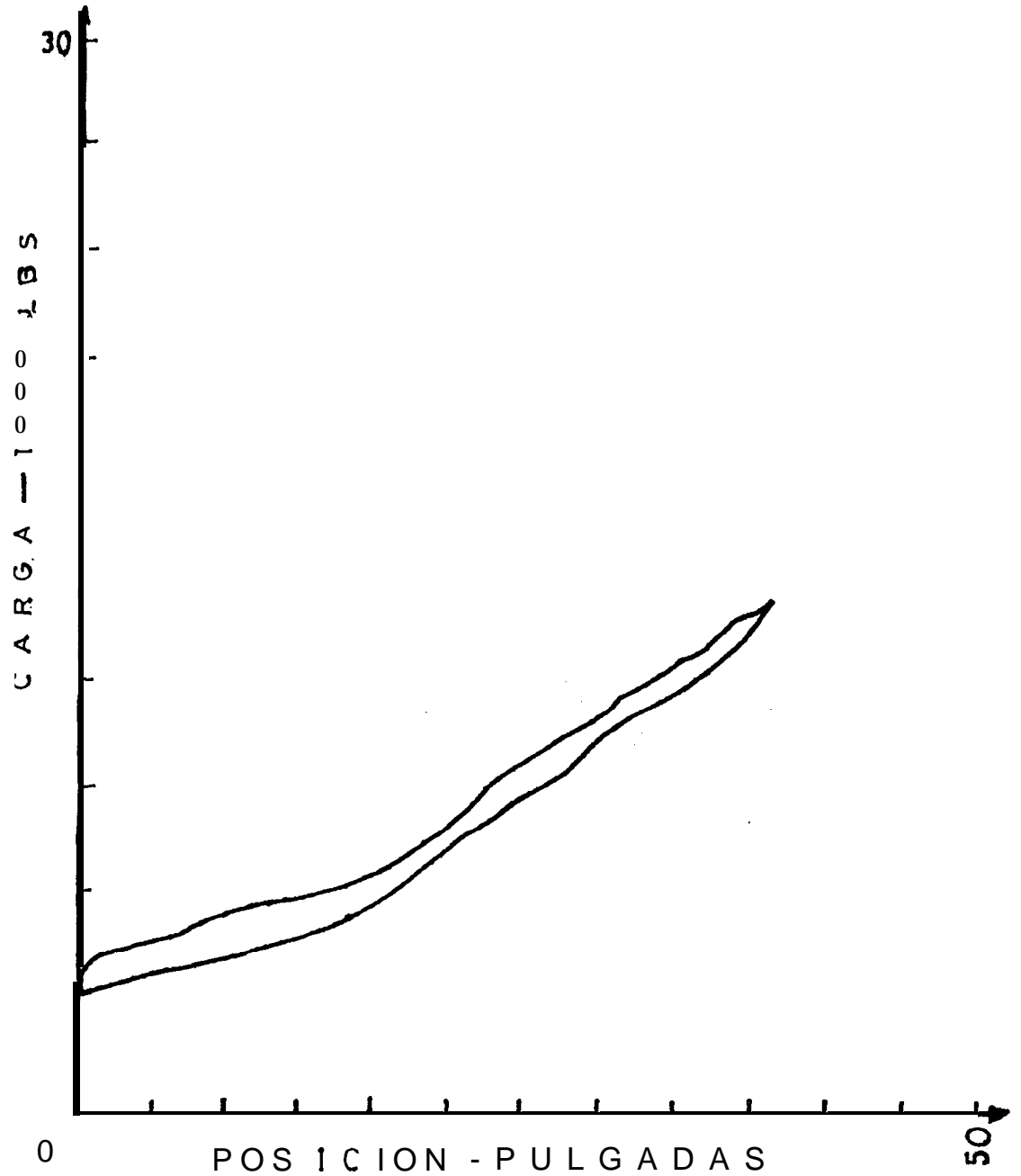


FIGURA 3-14

FUGA DE VALVULA VIAJERA/PISTON

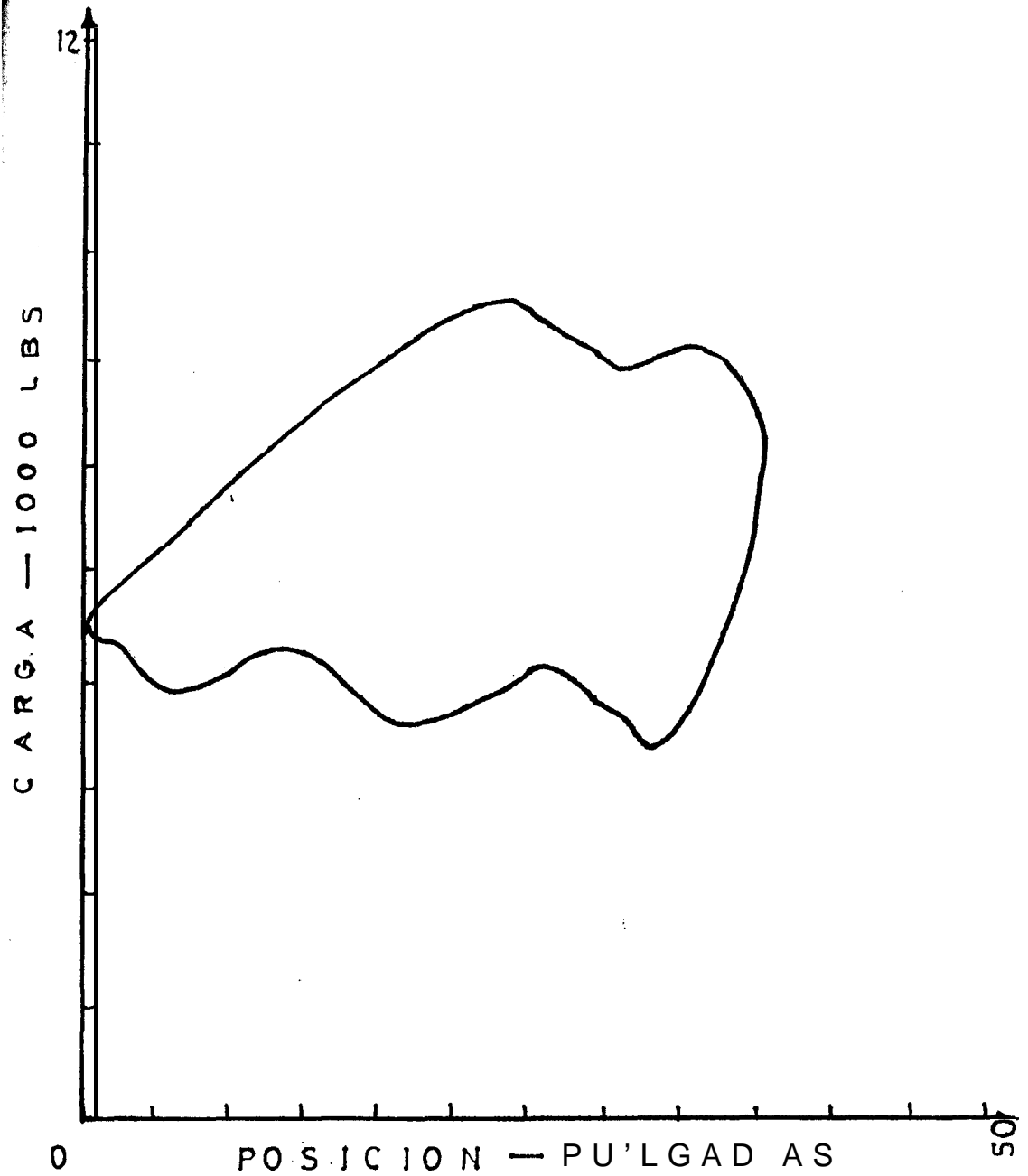


FIGURA 3-15
CARTA DINAGRAFICA
(valvula fija dañada)

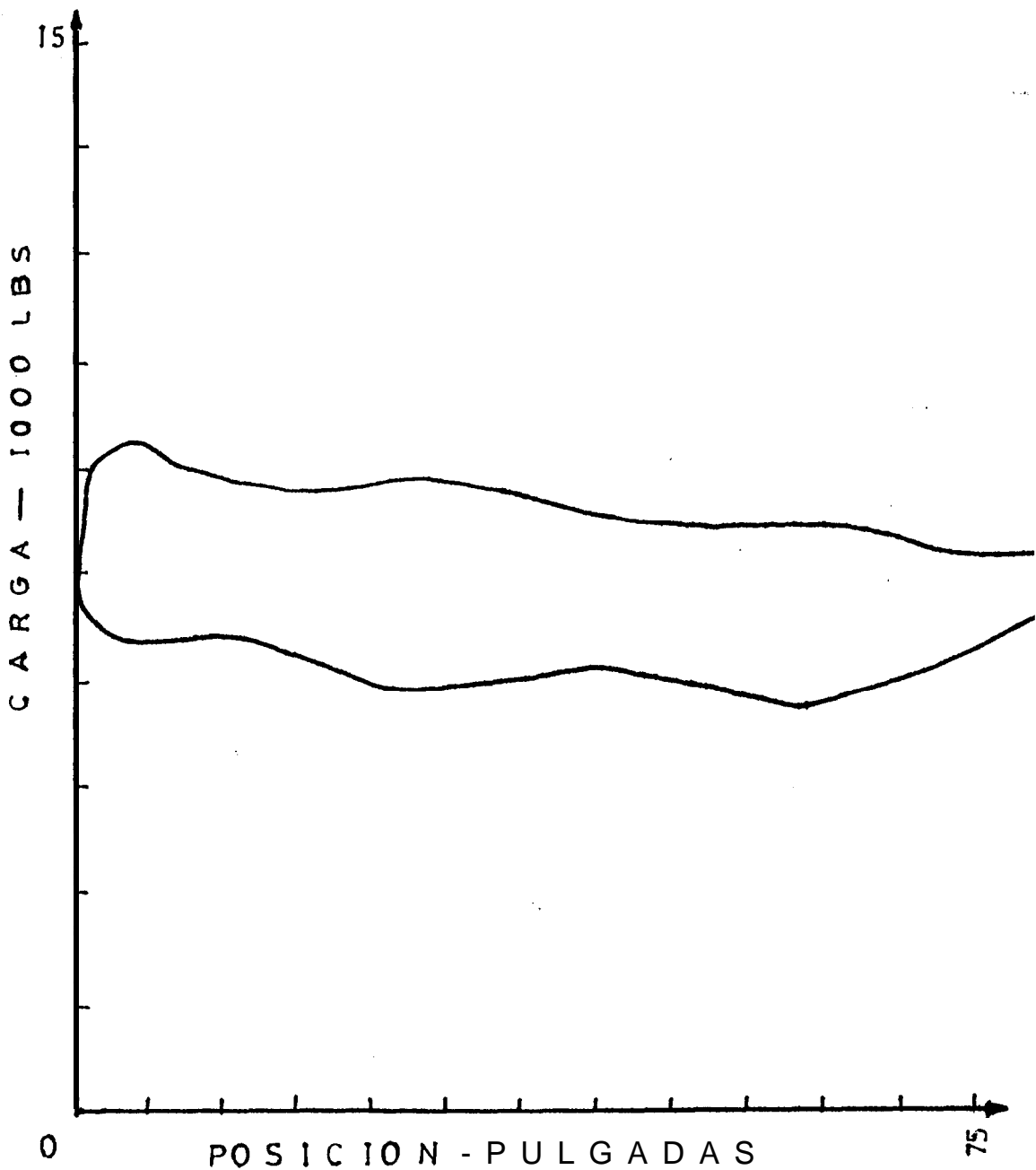


FIGURA 3-16
GOLPE DE BOMBA
al final de la carrera ascendente

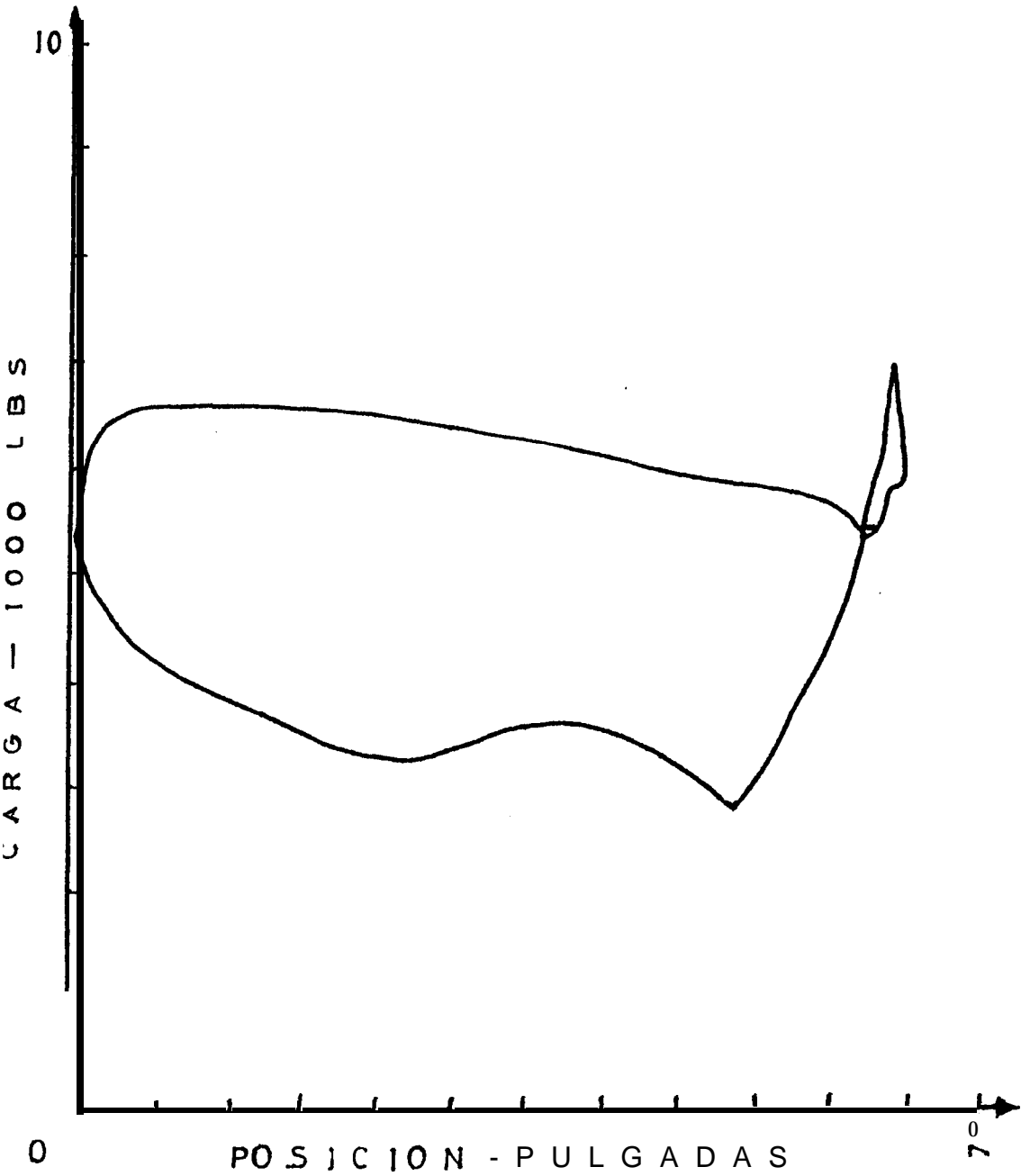


FIGURA 3-17.
BOMBA DE DOBLE ETAPA

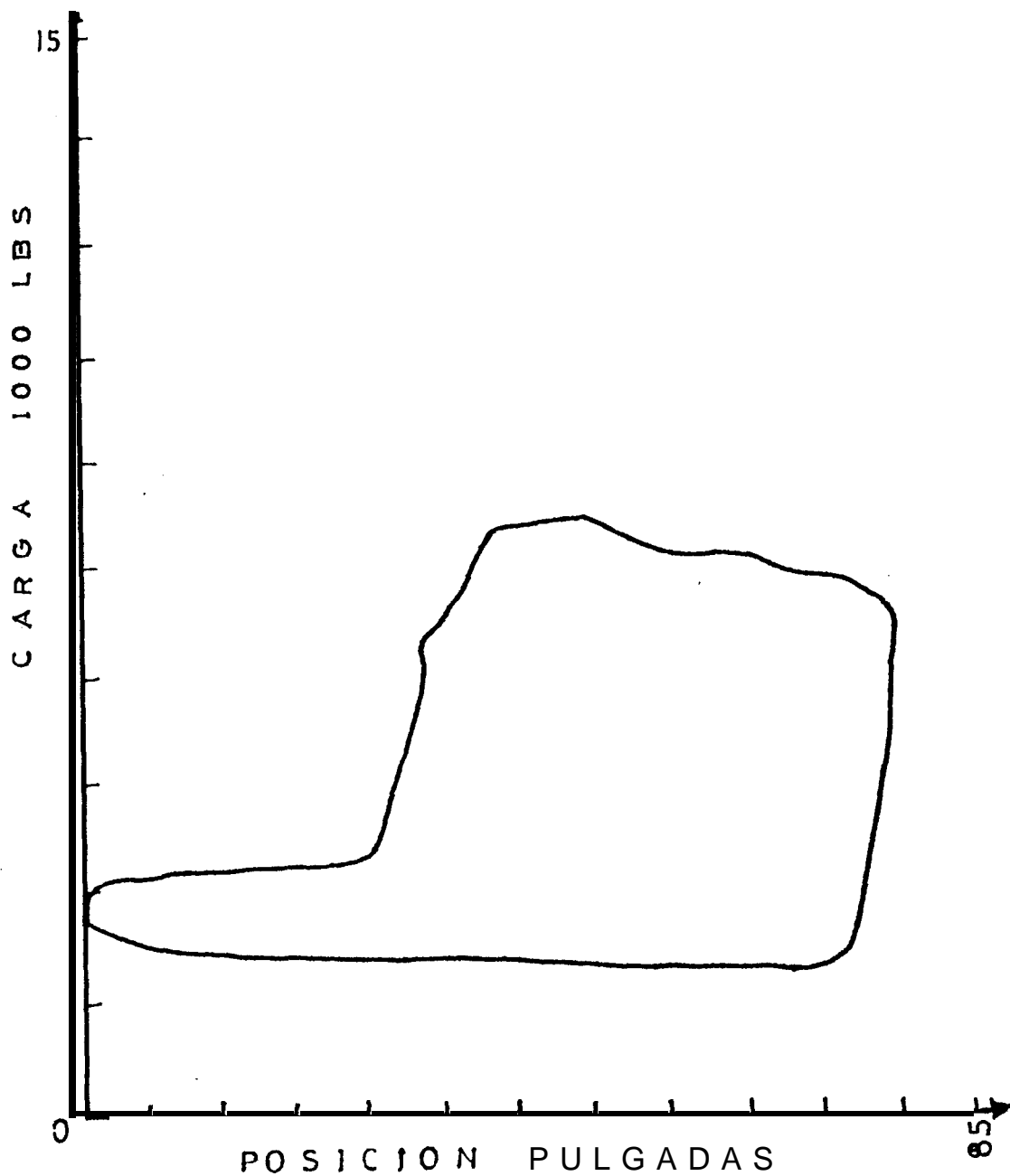


FIGURA 3-18
POZO DE: BOMBEO
(agitación)

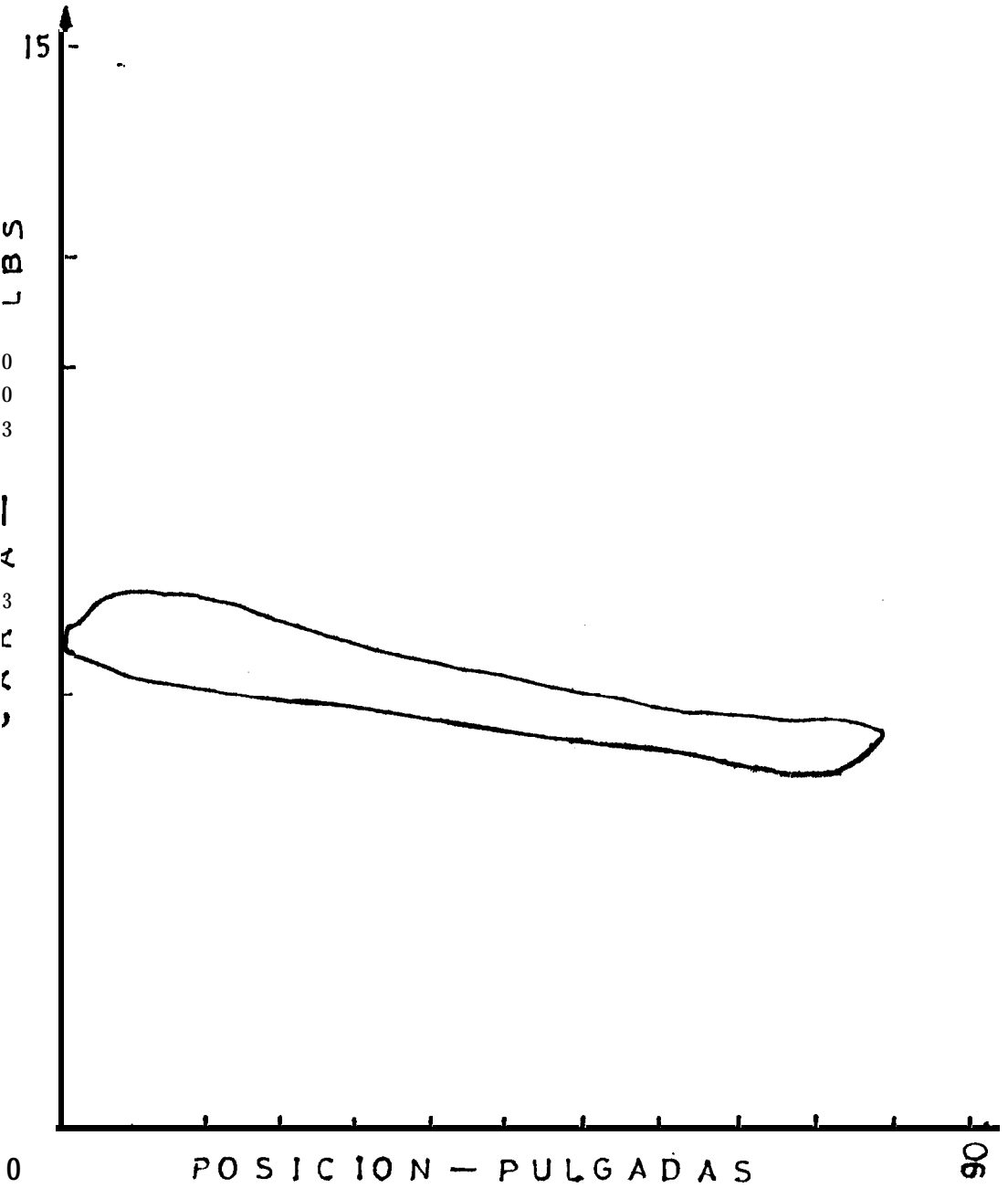
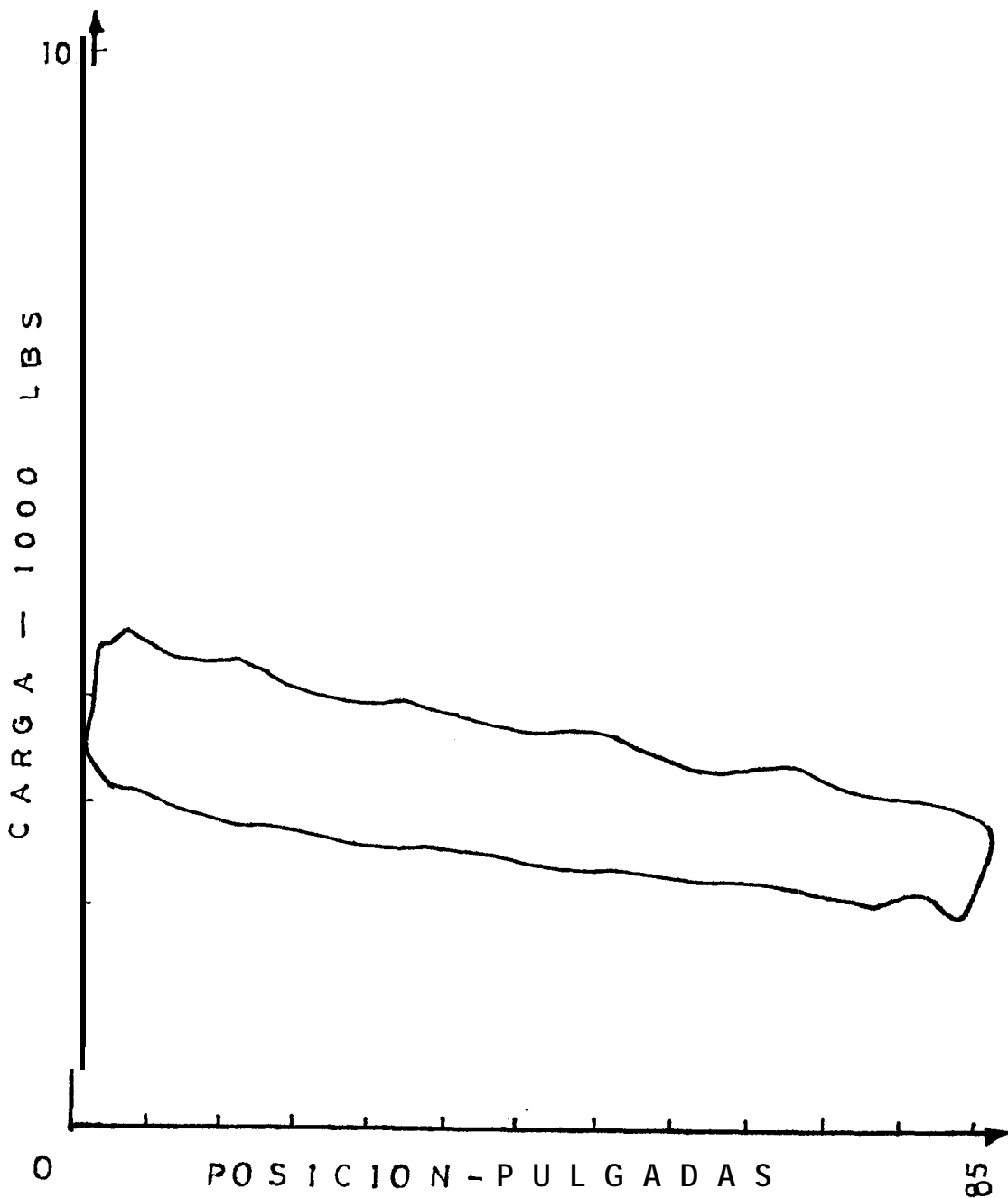


FIGURA 3-19
POZO FLUYENDO
(flumping)



C A P I T U L O I V

Diseño de bombeo mecánico

Se entiende por diseño, el procedimiento analítico mediante cálculos, gráficos y/o sistemas computarizados para determinar una función específica de un conjunto de elementos.

En bombeo mecánico el propósito de los diseños es seleccionar adecuadamente los equipos que conforman el sistema, con el objetivo de maximizar la operación en su rendimiento al menor costo posible por otro lado. los costos de operación se deben minimizar para no sobrediseñar porque una instalación bajo esta condición es insuficiente y antieconómica y en caso contrario de un subdiseño no se logra eficiencia y se pierde producción.

Los métodos de diseños de equipos de bombeo mecánico necesitan de datos reales. características de producción, ya-cimiento5 y completación del pozo.

En este programa se analizan 105 métodos API (RP!!!L), método Lufkin y método March Coberly y asociados.

4.1. MÉTODOS MARSH, COBERLY Y ASOCIADOS

Al presentarse el desarrollo detallado de este método se podrá apreciar dos etapas bien definidas: la primera, referente a la obtención de los datos necesarios para el diseño, sean estos conocidos o asumidos; y la segunda que comprende el procedimiento para el cálculo.

DATOS NECESARIOS

Los datos necesarios para el cálculo son los siguientes:

1. Producción actual. Q : en B/D

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 $J = 12$ B/D.

Si el diseño es efectuado por primera vez en un determinado pozo, el valor de V está dado directamente por el potencial del pozo obtenido por medio del pistoneo o "SWAB" cuyo valor es más cercano a la realidad que el calculado.

En la fórmula $V = \frac{Q}{B/D}$ 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 operacional del campo.

3. Gravedad específica del fluido: $G = 0.909$

Si no es 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 específica.

4. Nivel de fluido, $D = 1770$ 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, $L = 1770$ pies.

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

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

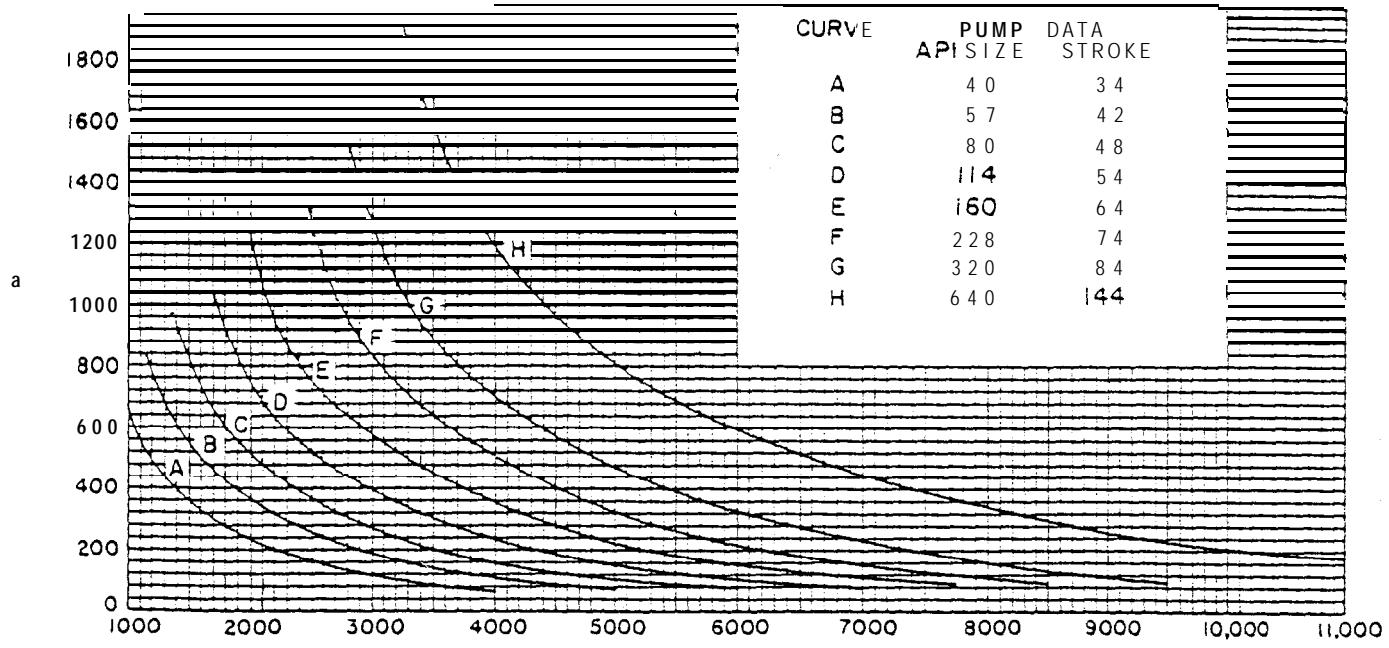
Procedimiento de cálculo

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

$$v = \frac{Q}{E_v} \quad B/D$$

Para nuestro caso específico se tiene que $v = 12$ B/D

Con el valor $v = 12$ B/D y la profundidad de asentamiento de la bomba $L = 1770$ pies, se entra en la figura 4-1 a fin



Profundidad de Asentamiento de la Bomba, pies.

α = Desplazamiento de la Bomba, BBL / DIA

Fig.4.1 Selección de la Unidad de Bombeo y Longitud de Carrera,

TABLA IV-1

ESPECIFICACIONES PARA LA UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA EN
LAS MANIVELAS.

DESIGNACIÓN DE LA UNIDAD

CAPACIDAD DE VÁSTAGO PULIDO, LBS.

LONGITUDES DE CARRERA, PULGADAS

BALANCIN

BIELAS

COLGADOR

MANIVELAS

DESBALANCE ESTRUCTURAL

C-912D-356-168 C-640D-356-168	C-912D-305-168 C-640D-305-168	C-912D-427-144 C-640D-427-144	C-912D-356-144 C-640D-356-144	C-640D-304-144 C-456D-304-144
35,600	30,500	42,700	35,600	30,400
168, 145, 124, 102	168, 145, 124, 102	144, 124, 106, 88	144, 124, 106, 88	144, 124, 106, 88
35" x 230 Lbs.	33" x 220 Lbs.	35" x 230 Lbs.	33" x 220 Lbs.	33" x 200 Lbs.
8" I-Beam				
1 $\frac{3}{8}$ " x 40'-2"	1 $\frac{1}{2}$ " x 39'-6"	1 $\frac{3}{8}$ " x 38'-2"	1 $\frac{3}{8}$ " x 38'-2"	1 $\frac{1}{4}$ " x 37'-6"
94110B	94110B	94110B	94110B	94110B
-1500 Lbs.	-1500 Lbs.	-650 Lbs.	-650 Lbs.	-520 Lbs.

DESIGNACIÓN DE LA UNIDAD

CAPACIDAD DE VÁSTAGO PULIDO, LBS.

LONGITUDES DE CARRERA, PULGADAS

BALANCIN

BIELAS

COLGADOR

MANIVELAS

DESBALANCE ESTRUCTURAL

C-640D-253-144 C-456D-253-144	C-912D-427-120 C-640D-427-120	C-640D-365-120 C-456D-365-120	C-640D-304-120 C-456D-304-120	C-456D-256-120 C-320D-256-120
25,300	42,700	33,500	30,400	25,600
144, 124, 106, 88	120, 105, 90, 74	120, 105, 90, 74	120, 102, 85, 67	120, 102, 85, 67
30" x 172 Lbs.	33" x 220 Lbs.	30" x 190 Lbs.	30" x 172 Lbs.	27" x 160 Lbs.
8" I-Beam			6" I-Beam	
1 $\frac{3}{4}$ " x 37'-6"	1 $\frac{3}{8}$ " x 37'-2"	1 $\frac{3}{8}$ " x 37'-2"	1 $\frac{1}{4}$ " x 31'-6"	1 $\frac{1}{4}$ " x 31'-6"
94110B	94110B	94110B	8495B	8495B
-400 Lbs.	570 Lbs.	570 Lbs.	-120 Lbs.	55 Lbs.

TABLA IV-D- (Cont.)

ESPECIFICACIONES PARA LA UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA EN LAS MANIVELAS.

DESIGNACIÓN DE LA UNIDAD

CAPACIDAD DEL VÁSTAGO PULIDO, LBS.

LONGITUDES DE CARRERA, PULGADAS

BALANCIN

BIELA

COLGADOR

MANIVELA

DESBALANCE

C-456D-213-120 C-320D-213-120	C-640D-365-100 C-456D-365-100	C-456D-298-100 C-320D-298-100	C-456D-256-100 C-320D-256-100	C-456D-298-86 C-320D-298-86
21,300	38,500	29,800	25,600	29,300
120, 102, 85, 67	100, 85, 70, 56	100, 85, 70, 56	100, 85, 70, 56	86, 74, 61, 48
27" x 145 Lbs.	30" x 172 Lbs.	27" x 160 Lbs.	27" x 145 Lbs.	24" x 145 Lbs.
I-Beam				
1 1/8" x 31'-6"	1 1/8" x 32'-2"	1 1/8" x 31'-6"	1 1/8" x 31'-6"	1 1/4" x 31'-6"
3495B	8495B	8495B	8495B	8495B
0 Lbs.	620 Lbs.	550 Lbs.	500 Lbs.	1000 Lbs.

DESIGNACIÓN DE LA UNIDAD

CAPACIDAD DE VÁSTAGO PULIDO LBS.

LONGITUDES DE CARRERA, PULGADAS

BALANCIN

BIELAS

COLGADOR

MANIVELAS

DESBALANCE ESTRUCTURAL.

C-320D-246-86 C-228D-246-86	C-320D-212-86 C-228D-212-86	C-320D-246-74 C-228D-246-74	C-228D-200-74 C-160D-200-74	C-228D-173-74 C-160D-173-74
24,600	21,200	24,600	20,000	17,300
86, 74, 61, 48	86, 74, 62, 51	74, 64, 54, 44	74, 64, 54, 44	74, 62, 51, 39
24" x 120 Lbs.	24" x 100 Lbs.	24" x 100 Lbs.	24" x 94 Lbs.	24" x 84 Lbs.
5" I-Beam				
1 1/8" x 31'-6"	1 1/8" x 25'-6"	1 1/8" x 23'-10 1/2"	1" x 23'-10 1/2"	1" x 20'-10 1/2"
8495B	7478B	7478B	7478B	6468B
300 Lbs.	450 Lbs.	300 Lbs.	800 Lbs.	450 Lbs.

TABLA IV-1 (Cont.)

ESPECIFICACIONES PARA LA UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA EN
LAS MANIVELAS.

DESIGNACIÓN DE LA UNIDAD

CAPACIDAD DEL VÁSTAGO PULIDO, LBS

LONGITUDES DE CARRERA, PULGADAS

BALANCIÓN

BIELAS

COLGADOR

MANIVELAS

DESBALANCE ESTRUCTURAL

C-228D-209-64 C-160D-209-64	C-169D-169-64 C-114D-169-64	C-160D-143-64 C-114D-143-64	C-160D-169-54 C-114D-169-54	C-114D-133-54 C-80D-133-54
20,000	16,900	14,300	16,900	13,300
64, 54, 44, 34	64, 54, 44, 34	64, 52, 40, 28	54, 44, 34, 24	54, 45, 36, 27
24" x 84 Lbs.	24" x 84 Lbs.	18" x 70 Lbs.	18" x 70 Lbs.	18" x 60 Lbs.
5' I-Beam	4' I-Beam			
1" x 20'-10 $\frac{1}{2}$ "	1" x 19'-2"	1" x 17'-8"	1" x 16'-2"	$\frac{3}{8}$ " x 15'-2"
6468B	6468B	5456B	5456B	4850B
800 Lbs.	550 Lbs.	360 Lbs.	300 Lbs.	330 Lbs.

DESIGNACIÓN DE LA UNIDAD

CAPACIDAD DE VÁSTAGO PULIDO, Lbs.

LONGITUDES DE CARRERA, PULGADAS

BALANCIÓN

BIELAS

COLGADOR

MANIVELAS

DESVALANCE ESTRUCTURAL.

C-114D-119-54 C-80D-119-54	C-114D-133-48 C-89D-133-48	C-80D-109-48 C-57D-109-48	C-80D-95-48 C-57D-95-48	C-80D-109-42 C-57D-109-42
11,900	13,300	10,900	9,500	10,900
54, 45, 36, 27	48, 40, 32, 24	48, 37, 25	48, 37, 25	42, 32, 22
18" x 55 Lbs.	16" x 58 Lbs.	16" x 45 Lbs.	16" x 40 Lbs.	16" x 45 Lbs.
4' I-Beam				
$\frac{3}{8}$ " x 15'-2"	$\frac{3}{8}$ " x 14'-2"	$\frac{3}{8}$ " x 14'-2"	$\frac{3}{8}$ " x 14'-2"	$\frac{3}{8}$ " x 12'-0"
4850B	4850B	4246B	4246B	4246B
330 Lbs.	440 Lbs.	320 Lbs.	320 Lbs.	500 Lbs.

TABLA IV-1 (Cont.)

ESPECIFICACIONES PARA LA UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA EN

LAS MANIVELAS.

DESIGNACIÓN DE LA UNIDAD

CAPACIDAD DEL VÁSTAGO PULIDO LBS.

LONGITUDES DE CARRERA, PULGADAS

BALANCIN

BIELAS

COLGADOR

MANIVELA

DESVALANCE ESTRUCTURAL

C-57D-89-42 C-40D-89-42	C-57D-76-42 C-40D-76-42	C-57D-89-36 C-40D-89-36	C-40D-67-36 C-25D-67-36	C-40D-56-36 C-25D-56-36
8,900	7,600	8,900	6,700	5,600
32, 33, 23	42, 33, 23	36, 28, 20	36, 28, 20	36, 28, 20
16" x 36 Lbs.	14" x 34 Lbs.	14" x 34 Lbs.	12" x 31 Lbs.	12" x 27 Lbs.
3" I-Beam				
$\frac{3}{4}$ " x 12'-0"	$\frac{3}{4}$ " x 12'-0"	$\frac{3}{4}$ " x 11'-0"	$\frac{5}{8}$ " x 11'-0"	$\frac{5}{8}$ " x 11'-0"
3044B	3644D	3044B	3644B	3644B
150 Lbs.	150 Lbs.	275 Lbs.	275 Lbs.	275 Lbs.

DESIGNACIÓN DE LA UNIDAD

CAPACIDAD DE VÁSTAGO PULIDO, LBS.

LONGITUDES DE CARRERA, PULGADAS

BALANCIN

BIELAS

COLGADOR MANIVELAS

DESVALANCE ESTRUCTURAL

C-40D-67-30 C-25D-67-30	C-25D-53-30	C-25D-43-30	C-25D-53-24
6,700	5,300	4,300	5,300
30, 20	30, 20	30, 20	24, 16
12" x 27 Lbs.	10" x 25 Lbs.	10" x 21 Lbs.	10" x 21 Lbs.
3" I-Beam			
$\frac{5}{8}$ " x 11'-0"	$\frac{1}{2}$ " x 11'-0"	$\frac{1}{2}$ " x 11'-0"	$\frac{1}{2}$ " x 8'-0"
2436B	2436B	2436B	2436B
150 Lbs.	150 Lbs.	150 Lbs.	200 Lbs.

DATOS DE CONTRABALANCE EN LAS MANIVELAS

UNIT	C-912D-356-144 C-912D-365-144 C-610D-356-144 C-610D-375-144	C-912D-427-144 C-912D-356-144 C-610D-427-144 C-610D-356-144	C-610D-304-144 C-156D-364-144	C-610D-253-144 C-456D-253-144	C-912D-427-120 C-610D-427-120 C-610D-365-120 C-156D-365-120	C-640D-304-120 C-456D-304-120	C-456D-256-120 C-320D-256-120	C-456D-213-120 C-320D-213-120
STROKE.....	135"	144"	144"	144"	120"	120"	120"	120"
Structural Unbalance*	-1,550 Lbs.	-650 Lbs.	-520 Lbs.	-100 Lbs.	570 Lbs.	-120 Lbs.	57 Lbs.	0 Lbs.
Summation	84110B	84110B	84110B	84110B	84110B	84950B	84950B	84950B
Cranks Only	4,175	5,020	6,050	6,170	5,350	5,415	5,590	5,535
4 No. 00R0 Counterweights.....	13,485	23,460	23,520	23,740	29,150			
4 No. 00S Aux. Weights.....	25,815	25,770	28,560	35,420			
4 No. 00D Aux. Weights.....	27,145	31,050	41,690			
4 No. 01R0 Counterweights.....	16,675	21,250	21,380	21,500	26,490	29,245		
4 No. 01L Aux. Weights.....	18,570	23,565	23,655	23,815	29,230	22,555		
4 No. 01S Aux. Weights.....	20,820	26,370	26,470	29,510	25,165		
4 No. 01D Aux. Weights.....	21,985	31,510	33,530		
4 No. 02R0 Counterweights.....	15,205	18,355	18,905	19,085	23,650	15,115	18,290	18,235
4 No. 02L Aux. Weights.....	17,180	21,150	21,280	21,400	25,320	20,430	20,605	20,550
4 No. 02S Aux. Weights.....	18,475	23,465	23,915	24,085	28,700	22,745	22,220
4 No. 02D Aux. Weights.....	21,745	26,825	26,975	33,130	25,975
4 No. 10R0 Counterweights.....	12,315	15,020	15,050	15,170	20,200	15,245	15,420	15,285
4 No. 10L Aux. Weights.....	13,540	17,420	17,550	17,670	21,975	16,755	16,930	16,875
4 No. 10S Aux. Weights.....	14,835	18,995	19,125	19,245	23,840	18,265	18,440	18,285
4 No. 10D Aux. Weights.....	17,345	22,070	22,200	22,320	27,430	21,285	21,460
4 No. 20R0 Counterweights.....	10,025	14,040	14,170	14,490	13,200	12,595	13,770	13,715
4 No. 20L Aux. Weights.....	12,190	15,725	15,855	15,975	19,625	14,080	15,255	15,200
4 No. 20S Aux. Weights.....	13,375	17,620	17,750	17,870	21,730	16,525	16,700	16,645
4 No. 20D Aux. Weights.....	15,815	20,200	20,330	20,450	25,260	19,455	19,930	19,575
4 No. 30R0 Counterweights.....	9,610	12,620	12,750	12,950	16,275	12,040	12,215	12,160
4 No. 30L Aux. Weights.....	13,020	17,075	17,205	17,325	18,020	13,520	13,695	13,640
4 No. 30S Aux. Weights.....	11,635	15,180	15,310	15,750	19,685	14,900	15,065	15,010
4 No. 30D Aux. Weights.....	13,950	17,760	17,910	18,020	22,105	17,170	17,345	17,290
4 No. 40R0 Counterweights.....	8,065	10,770	10,900	11,020	14,100	10,255	10,430	10,375
4 No. 40L Aux. Weights.....	8,945	11,910	11,740	11,865	15,095	11,100	11,275	11,220
4 No. 40S Aux. Weights.....	9,990	12,720	12,670	12,970	16,410	12,210	12,385	12,330
4 No. 40D Aux. Weights.....	13,975	18,260	18,420	18,540	18,270	13,775	13,950	13,895
4 No. 50R0 Counterweights.....	7,170	9,460	9,590	9,710	12,520	9,375	9,180	9,095
4 No. 50L Aux. Weights.....	7,885	10,295	10,425	10,545	13,520	9,820	9,995	9,910
4 No. 50S Aux. Weights.....	8,675	11,210	11,340	11,460	14,665	10,730	10,905	10,850
4 No. 50D Aux. Weights.....	10,150	12,960	13,020	13,210	16,680	12,485	12,660	12,605

TABLE IV-2 (CONT.)

UNIT	C-416D-365-100 C-456D-365-100	C-456D-295-100 C-320D-293-100	C-456D-256-100 C-320D-256-100	C-456D-238-86 C-320D-238-86	C-320D-246-86 C-223D-246-86	C-320D-212-86 C-229D-212-86	C-320D-246-74 C-229D-246-74 C-229D-200-74 C-160D-200-74	C-223D-173-74 C-160D-173-74
STROKE	100"	100"	100"	83"	93"	93"	74"	74"
Structural Unbalance*	220 Lbs.	550 Lbs.	500 Lbs.	1000 Lbs.	800 Lbs.	450 Lbs.	800 Lbs.	450 Lbs.
CRANKS	8495B	8495B	8495B	8495B	8495B	7478B	7479B	6465B
Crank Cranks Only	7,270	7,260	7,150	8,730	9,530	4,730	5,750	4,020
4 No. ORO Counterweights	25,070							
4 No. CL Aux. Weights	27,745							
4 No. CR Aux. Weights	30,670							
4 No. OARO Counterweights	22,350	27,480	22,430	26,470				
4 No. CL Aux. Weights	25,300	25,260	25,210	29,700				
4 No. CAS Aux. Weights	27,270							
4 No. OAD Aux. Weights	31,690							
4 No. IRO Counterweights	19,100	16,030	19,950	22,460	22,260			
4 No. 2L Aux. Weights	20,915	20,945	20,725	24,570	24,370			
4 No. 1S Aux. Weights	22,720	22,660	22,610	26,650				
4 No. 1D Aux. Weights	25,250	26,250						
4 No. 2RO Counterweights	17,120	17,050	17,000	20,150	10,050	13,430	15,910	
4 No. 2L Aux. Weights	18,935	18,835	18,735	22,225	22,025	15,065	17,700	
4 No. 2S Aux. Weights	20,840	20,570	20,520	24,240	24,040	16,540	19,410	
4 No. 2D Aux. Weights	24,120	24,090	24,030	28,330		10,650	23,010	
4 No. 3RO Counterweights	15,220	15,150	15,100	17,090	17,790	11,850	13,995	10,970
4 No. 2L Aux. Weights	16,935	16,925	16,915	20,045	19,945	13,490	15,970	12,440
4 No. 3S Aux. Weights	18,640	18,570	18,520	21,960	21,760	14,990	17,510	13,915
4 No. 3D Aux. Weights	21,330	21,320	21,270	25,150		17,340	20,325	16,175
4 No. 5ARO Counterweights	13,090	13,020	12,970	15,485	15,285	10,000	11,845	9,190
4 No. 5L Aux. Weights	14,905	14,835	14,785	16,965	16,765	10,950	12,945	10,100
4 No. 5A Aux. Weights	15,440	15,370	15,320	18,215	18,015	12,110	13,295	11,270
4 No. 5AD Aux. Weights	17,320	17,250	17,200	20,405	20,205	13,505	16,245	12,955
4 No. 5BRO Counterweights	11,515	11,475	11,425	13,700	13,500	8,620	10,250	7,845
4 No. 5L Aux. Weights	12,560	12,490	12,440	14,890	14,690	9,570	11,350	8,765
4 No. 5C Aux. Weights	13,675	13,595	13,525	16,155	15,955	10,540	12,470	9,755
4 No. 5CD Aux. Weights	15,785	15,695	15,645	18,610	18,410	12,460	14,600	11,625
4 No. 6R Counterweights		10,515	10,465	12,590	12,590	7,760	9,255	7,010
4 No. 6L Aux. Weights		11,140	11,090	13,305	13,105	8,330	9,915	7,570
4 No. 6A Aux. Weights		11,765	11,715	14,030	13,830	8,900	10,575	8,130
4 No. 6AD Aux. Weights		13,015	12,965	15,480	15,280	10,010	11,595	9,250
4 No. 7R Counterweights		9,310	9,260	11,125	10,985	6,670	7,995	5,940
4 No. 7L Aux. Weights		9,785	9,735	11,705	11,535	7,105	8,495	6,370
4 No. 7A Aux. Weights		10,260	10,210	12,285	12,095	7,540	9,090	6,800
8 No. 7 AD Aux. Weights		11,210	11,160	13,385	13,185	8,410	10,095	7,660

TABLE IV-2 CONT.

UNIT	C-280D-209-64 C-280D-209-64	C-160D-169-54 C-114D-169-64	C-160D-143-64 C-114D-143-64	C-160D-159-54 C-114D-169-54	C-114D-133-54 C-114D-119-54 C-80D-133-54 C-80D-119-54	C-114D-133-48 C-80D-133-48	C-80D-109-48 C-80D-95-48	C-57D-109-48 C-57D-95-48
STROKE	6"	61"	5"	5"	5"	48"	48"	48"
Structural Unbalance*	800 Lbs.	350 Lbs.	350 Lbs.	500 Lbs.	329 Lbs.	440 Lbs.	320 Lbs.	329 Lbs.
CRANKS	4453B	4468B	5455B	5456B	4850B	4850B	4246B	4246B
C'Bal., Cranks Only	4,380	4,630	2,590	3,100	2,700	3,210	2,120	2,120
4 No. 3CRD Counterweights.....	12,710	12,150	8,585	10,075				
4 No. 2L Aux. Weights.....	14,510	11,230	9,695	11,745				
4 No. 3HS Aux. Weights.....	18,075	15,825	11,035	13,975				
4 No. 3D Aux. Weights.....	18,775	12,195	15,475				
4 No. 5AD Counterweights.....	10,730	10,530	7,220	8,520	7,350	8,310	6,620	6,620
4 No. 5L Aux. Weights.....	11,340	11,530	8,030	9,520	8,195	9,275	7,495	7,495
4 No. 5A Aux. Weights.....	13,170	12,920	9,115	10,720	9,180	10,390	8,460	8,460
4 No. 5AD Aux. Weights.....	15,095	14,345	10,530	12,490	10,620	12,010	9,930
4 No. 5CRD Counterweights.....	9,250	9,090	6,040	7,120	6,190	7,040	5,510	5,510
4 No. 5L Aux. Weights.....	10,310	10,010	6,900	8,130	7,345	8,500	6,375	6,375
4 No. 5C Aux. Weights.....	11,410	11,110	7,745	9,120	7,975	8,935	7,195	7,195
4 No. 5C+2L Aux. Weights.....	12,470	12,220	8,665	10,120	8,740	9,595	8,050	8,050
4 No. 5CD Aux. Weights.....	13,570	13,320	9,450	11,110	9,560	10,530	8,860
4 No. 6R Counterweights.....	3,255	3,045	5,340	8,260	5,450	6,240	4,815	4,815
4 No. 6L Aux. Weights.....	8,365	8,085	5,810	6,355	5,990	6,815	5,325	5,325
4 No. 6 Aux. Weights.....	9,575	9,225	6,330	7,450	6,560	7,390	5,835	5,835
3 No. 6 Aux. Weights.....	10,855	10,605	7,340	8,640	7,520	8,540	6,855	6,855
4 No. 7R Counterweights.....	7,975	6,825	4,345	5,150	4,580	5,190	3,895	3,895
4 No. 7L Aux. Weights.....	7,565	7,315	4,770	5,610	4,850	5,440	4,205	4,205
4 No. 7 Aux. Weights.....	8,955	7,905	5,125	6,070	5,350	6,020	4,695	4,695
3 No. 7 Aux. Weights.....	9,035	8,785	5,925	6,990	6,150	6,990	5,425	5,425

UNIT	C-30D-109-42	C-57D-109-42	C-57D-39-42 C-57D-76-42	C-40D-39-42 C-40D-76-42	C-57D-39-36	C-40D-39-36 C-40D-67-36 C-40D-36-36 C-25D-67-36 C-25D-36-36	C-40D-67-30 C-25D-67-30 C-25D-53-30 C-25D-43-30	C-25D-53-24
STROKE	42"	42"	42"	42"	36"	36"	30"	24"
Structural Unbalance*	500 Lbs.	500 Lbs.	150 Lbs.	150 Lbs.	275 Lbs.	275 Lbs.	150 Lbs.	200 Lbs.
CRANKS	4246B	4242B	3644B	3644B	3644B	3644B	2439B	2136B
C'Dal. Crank's Only.....	2,560	2,500	1,620	1,620	1,990	1,990	1,370	1,725
4 No. 51R0 Counterweights.....	7,690	7,690						
4 No. 5L Aux. Weights.....	8,975	8,975						
4 No. 5L Aux. Weights.....	9,750	9,750						
4 No. 5CR0 Counterweights.....	6,430	6,430	5,120	5,120	6,070	6,070		
4 No. 5L Aux. Weights.....	7,415	7,415	6,650	6,650	7,155	7,155		
4 No. 5C Aux. Weights.....	8,345	8,345	5,920	5,920	8,170	8,150		
4 No. 5C-3L Aux. Weights.....	9,330	9,330		
4 No. 5CD Adx. Weights.....	10,260		
4 No. 6R Counterweights.....	5,640	5,640	4,540	4,540	5,400	5,400	4,400	
4 No. 6L Aux. Weights.....	6,225	6,225	5,095	5,095	6,045	6,045	4,970	
4 No. 6 Aux. Weights.....	6,910	6,910	5,555	5,555	6,390	6,390	5,340	
8 No. 6 Aux. Weights.....	7,990	7,990	6,760	7,990	
4 No. 7R Counterweights.....	4,500	4,500	3,550	3,550	4,210	4,210	3,100	4,265
4 No. 7L Aux. Weights.....	5,045	5,045	3,990	3,990	4,750	4,720	3,860	4,840
4 No. 7 Aux. Weights.....	5,500	5,500	4,480	4,480	5,260	5,260	4,320
4 No. 7-4L Aux. Weights.....	5,955	5,955	4,870	4,870	5,770	5,770	4,750
8 No. 7 Aux. Weights.....	6,410	6,410	5,310	6,250

ESPECIFICACIONES PARA LA UNIDAD DE BOMBEO BALANCEADA EN LA VIGA

CNCT	R-37A-109-45	R-37D-109-42	R-40D-89-42	R-40D-76-42	R-40D-89-36	R-25D-67-36	R-25D-67-39	R-25D-53-30	R-25D-53-24	R-16D-53-30	R-16D-53-24	R-10D-27-30	R-6D-21-24
Polished Rod Cap., #	10,000	10,000	5,500	7,000	8,000	6,700	3,700	5,000	5,300	5,300	5,300	2,700	2,100
Stroke Length, In.	38.36	42.32	42.32	42.32	39.28	35.24	30.29	30.25	24.20	30.25	30.24	30.24	24.20
Working Norm.,	16"x15 Lbs.	16"x15 Lbs.	16"x30 Lbs.	14"x34 Lbs.	14"x31 Lbs.	14"x31 Lbs.	12"x27 Lbs.	10"x25 Lbs.	10"x21 Lbs.	10"x25 Lbs.	10"x21 Lbs.	8"x17 Lbs.	6"x12 Lbs.
Equalizer Bearing,	BRONZE BUSHED, OIL BATH TYPE												
Center Bearing,	BRONZE BUSHED, OIL BATH TYPE												
Crank Pin Bearings,	SPHERICAL ROLLER BEARINGS												
Wrist Pin Hanger,	3/4"x14'-0"	3/4"x12'-6"	3/4"x12'-6"	1"x10'-0"	3/4"x11'-0"	5/8"x11'-0"	5/8"x11'-0"	1/2"x8'-0"	1/2"x8'-0"	1/4"x8'-0"	1/2"x8'-0"	1/2"x8'-0"	1/2"x6'-8"
Wrist Pin Norm. Wt., #	150	150	150	125	125	125	125	100	100	100	100	90	75
No. of Beam Weights,	EFFECTIVE COUNTERBALANCE AT POLISHED ROD, LBS.												
0	490	550	420	490	550	400	320	170	265	170	245	100	50
1	760	880	710	660	800	500	355	315	470	345	470	235	170
2	1030	1205	905	800	1100	700	735	515	670	515	670	385	200
3	1300	1530	1230	1130	1370	955	1015	685	870	685	870	485	300
4	1595	1860	1500	1360	1650	1170	1240	850	1065	850	1065	620	320
5	1890	2165	1835	1560	1935	1380	1465	1015	1260	1015	1260	745	330
6	2180	2490	2110	1820	2180	1590	1685	1175	1445	1175	1445	870	740
7	2480	2790	2360	2050	2440	1775	1775	1320	1635	1330	1635	990	845
8	2770	3100	2650	2275	2700	2000	2120	1485	1820	1485	1820	1110	950
9	3075	3405	2915	2495	2935	2200	2335	1645	2000	1645	2000	1225	1050
10	3325	3710	3180	2715	3240	2460	2545	1785	2175	1785	2175	1340	1150
11	3625	4010	3440	2930	3460	2660	2760	1940	2350	1910	2350	1450	1250
12	3885	4305	3700	3145	3785	2890	2955	2090	2525	2090	2525	1560	1345
13	4160	4595	3955	3360	4070	3120	3165	2230	2690	2230	2690	1670	1440
14	4425	4890	4210	3570	4360	3370	3385	2375	2855	2375	2855	1775	1530
15	4700	5180	4460	3780	4650	3630	3600	2530	3015	2530	3015	1880	1620
16	4975	5470	4710	3995	4965	3900	3815	2685	3175	2685	3175	1980	1705
17	5250	5765	4965	4210	5280	4170	4035	2840	3330	2840	3330	2090	1795
18	5505	6040	5175	4430	5600	4450	4255	2995	3485	2995	3485	2195	1885
19	5775	6330	5435	4650	5920	4730	4475	3150	3635	3150	3635	2295	1975
20	6025	6620	5670	4870	6240	5015	4695	3300	3785	3300	3785	2395	2065
21	6280	6915	5925	5085	6560	5300	4915	3450	3925	3450	3925	2495	2155
22	6535	7190	6135	5300	6880	5585	5135	3600	4065	3600	4065	2595	2245
23	6785	7480	6365	5520	7200	5870	5355	3750	4205	3750	4205	2695	2335
24	7035	7765	6575	5740	7520	6155	5575	3900	4345	3900	4345	2795	2425
25	7290	8050	6815	5960	7840	6440	5800	4050	4485	4050	4485	2895	2515
26	7545	8330	7035	6180	8160	6725	6020	4200	4625	4200	4625	2995	2605
27	7770	8610	7255	6400	8480	7010	6245	4350	4765	4350	4765	3095	2695
28	8010	8870	7455	6620	8800	7295	6465	4500	4905	4500	4905	3195	2785
29	8250	9150	7655	6840	9120	7580	6690	4650	5045	4650	5045	3295	2875
30	8485	9430	7855	7060	9440	7865	6915	4800	5185	4800	5185	3395	2965

de seleccionar la unidad de bombeo.

Los valores V y L inciden en un punto del Brea inferior a la línea A, de dicha figura, por lo que la unidad a escogerse será aquel la que tenga un tamaño igual o menor que 40 API. Tomando en cuenta la posición del punto que nos referimos anteriormente, se puede seleccionar una de las unidades más pequeñas desde las tablas IV-10 IV-3 la unidad escogida según la tabla IV-3.

Fue: B - 16D - 53 - 24

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

4. Para determinar los valores de ϕt , ϕp , ϕr y N; deberá usarse los valores encontrados en tablas (1) similares a la tabla IV - 4 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.

Como unidad de bombeo mecánico es menor de 40 API es preferible asumir los datos.

$$\phi t = 2 \frac{3}{8} \text{ O.D. pulgs.}$$

$$\phi D = 1 \frac{1}{4} \text{ pulgs.}$$

$$\phi r = \frac{5}{8} \text{ y } \frac{3}{4} \text{ pulgs.}$$

$$N = 8 \text{ SPM.}$$

Con la unidad escogida (SPM) y la profundidad de la bomba

TABLA IV-4

DATOS DE DISEÑO PARA UNIDADES API CON CARRERA DE 34 PULGADAS (Ref. 3)

Profundidad de bomba, pies.	Tamaño del Pistón, pulg.	Tamaño de la Tubería de producción, pulg.	Tamaño de las Varillas, pulg.	Velocidad de Bombeo golpes/min.
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 1/4	3/4	24 - 19
1900 - 2150	1 3/4	2 1/4	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

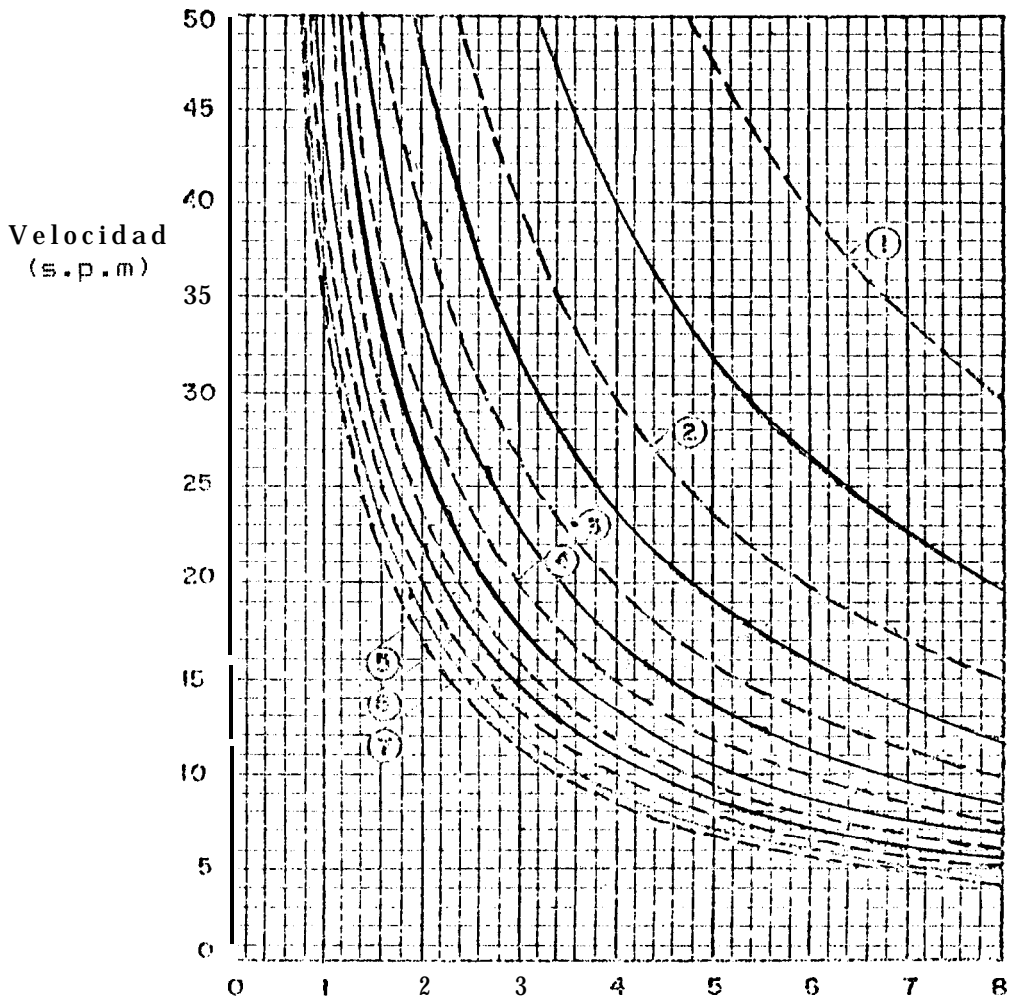


FIG. 4.2

DETERMINACION DE VELOCIDADES SINCRONICAS Y ASINCRONICAS

PROFUNDIDAD , PIES X 10⁺³ (Ref 4)

----- - ASINCRONICAS
 - - - - - SINCRONAS

TABLA IV-5

DATOS DE TUBERIA DE PRODUCCION (Ref 4).

Tamaño nominal, pulg.	Diámetro exterior pulg.	Peso Lb/pie	Area del. espesor (A _e , pulg ²)
1½	1.900	2.90	
2	2.375	4.70	1.304
2½	2.875	6.50	0.800 ²
3	3.500	9.30	2.590
3½	4.000	11.00	3.077
4	4.500	12.75	3.601

TABLA IV - 6

DATOS DE PISTONES (Ref 4).

Diámetro (pulg.)	Area (Ap) pulg ²	Constante de la bomba (k) Bbls/dia/pulg/spm
1	0.785	0.116
1 1/16	0.886	0.131
1¼	1.227	0.182
1½	1.767	0.262
1 ¾	2.405	0.357
1 25/32	2.488	0.369
2	3.142	0.466
2¼	2.976	0.590
2½	4.909	0.728
2 ¾	5.940	0.881
3 ¾	11.045	1.639
4 ¾	17.721	2.630

se entra en la figura 4-2 (2.5) a fin de determinar si la velocidad escogida es sincrónica; de ser así deberá cambiarse la velocidad a otra asincrónica.

5. A partir de las tablas 4-5 y 4-6 se obtiene:

$$A_t = 1.304 \text{ pulgadas}^2$$

$$A_p = 1.227 \text{ pulg.}^2$$

$$K = 0.182 \text{ B/D/pulg/SPM}$$

Correspondiente a los diámetros de tubería y pistón obtenidos en el numeral 4 de la parte B.

6. Desde la tabla IV-7 se obtiene el área seccional (AR) en pulgadas cuadradas y el peso (M) en lbs./pie de las varillas a usarse. En el caso de que se seleccione una combinación telescópica, las áreas serán designadas como $A_1 : A_2$ con sus respectivos pesos M_1, M_2, \dots

Entonces

$$\text{Para } e_r = 5/8": A_1 = 0.307 \text{ pulg}^2 M_1 = 1.16 \text{ lbs/pie}$$

$$\text{Para } \theta_r = 3/4": A_2 = 0.442 \text{ pulg}^2 M_2 = 1.63 \text{ lbs/pie}$$

En la tabla IV-8 se hallan las formulas necesarias para encontrar el porcentaje de cada sección de varillas de una columna telescópica para calcular combinación, donde:

$$R_1 = 0.759 - 0.0876 \times A_p = 0.647$$

$$R_2 = 0.241 + 0.0876 \times A_p = 0.351$$

TABLA IV-7

DATOS DE VARILLAS (Ref 4).

Tamaño de Varilla (pulg.)	Area (pulg ²)	Peso (Lb/pie)
½	0.196	0.72
5/8	0.307	1.16
¾	0.442	1.63
7/8	0.601	2.16
1	0.785	2.88
1 1/8	0.994	3.64

TABLA IV - 7

DATOS DE VARILLAS (Ref 4).

Tamaño de Varilla (pulg.)	Area (pulg ²)	Peso (Lb/pie)
½	0.196	0.72
5/8	0.307	1.16
¾	0.442	1.63
7/8	0.601	2.16
1	0.785	2.88
1 1/8	0.994	3.64

TABLA IV - 8

DATOS PARA EL DISEÑO DE SARTA TELESCOPICA DE VARILLAS

(Ref 4).

Tamaño de Varillas, pulg.	Valor de R
$\frac{1}{2} - \frac{5}{8}$	$R1 = 0.739 - 0.154Ap$ $R2 = 0.261 + 0.154Ap$
$\frac{5}{8} - \frac{3}{4}$	$R1 = 0.759 - 0.0896Ap$ $R2 = 0.241 + 0.0896Ap$
$\frac{3}{4} - \frac{7}{8}$	$R1 = 0.786 - 0.0566Ap$ $R2 = 0.214 - 0.0566Ap$
$\frac{7}{8} - 1$	$R1 = 0.814 - 0.0375Ap$ $R2 = 0.186 + 0.0375Ap$
$\frac{5}{8} - \frac{3}{4} - \frac{7}{8}$	$R1 = 0.627 - 0.1393Ap$ $R2 = 0.199 + 0.0737Ap$ $R3 = 0.175 + 0.0655Ap$
$\frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1$	$R1 = 6.664 - 0.0894Ap$ $R2 = 0.181 + 0.0478Ap$ $R3 = 0.155 - 0.0416Ap$
$\frac{3}{4} - \frac{7}{8} - 1 - 1 \frac{1}{8}$	$R1 = 0.582 - 0.1110Ap$ $R2 = 0.158 + 0.0421Ap$ $R3 = 0.137 - 0.0364Ap$ $R4 = 0.123 + 0.0325Ap$

La longitud en pies de cada sección de varillas sería:

$$L_1 = L \times R_1 = 1770 \times 0.649 = 1149 \text{ pies de varillas de } 5/8''$$

$$L_2 = L \times R_2 = 1770 \times 0.351 = 621 \text{ pies de varillas de } 3/4''$$

7. El valor del factor de aceleración se lo puede obtener desde la fig. 2-14 o más exactamente aplicando la fórmula:

$$a = \frac{S^2}{70.500} = \frac{24^2 \times 8}{70500} = 0.022$$

8. Para calcular el valor de la longitud de la carrera efectiva del pistón se aplicará el caso de sarta sencilla, la fórmula:

$$S_D = \frac{S + 40.8 L^2 a - 5.20 \text{ GDA} \left(\frac{1}{A_t} + \frac{1}{A_r} \right)}{E}$$

Y para la sarta telescópica de varillas que es nuestro caso:

$$S_P = \frac{S + 40.8 L^2 a - 5.20 \text{ GDA} \left(\frac{1}{A_t} + \frac{L_1}{A_1} + \frac{L_2}{A_2} + \dots \right)}{E}$$

$$S_D = 24 \frac{40.8 \times (1770)^2 \times 0.022 - 5.20 \times 0.909 \times 1771 \times 1.227}{30 \times 10 + 30 \times 10}$$

$$\left[\frac{1770}{1.304} + \frac{1149}{0.307} + \frac{621}{0.442} \dots \right]$$

$$S_D = 21.87 \text{ PULGS.}$$

9. Luego el volumen de petróleo producido será:

$$Q = K S_D N E_v = 0.182 \times 21.87 \times 8 \times 0.8 = 25.47 \quad \text{B/D}$$

Al comparar este volumen con el potencial del pozo (12 B/D) se nota que el diseño en lo referente a producción, cubre los reauerimientos necesarios. En caso de no ser así, deberá efectuarse ajuste en los numerales 2, 3, 4 y reoetir los pasos 5 al 9.

10. Calcular el peso muerto de las varillas de la siguiente manera :

A. Cuando la sarta es simple el peso está dado por:

$$W_r = M L \quad \text{Lbs.}$$

B. Para la sarta telescópica:

$$W_r = M_1 L_1 + M_2 L_2 + \dots \text{Lbs.}$$

$$W_r = 1.16 \times 1149 + 1.63 \times 621 + \dots$$

$$W_r = 2345 \text{ Lbs.}$$

11. Calcúlese el peso del fluido a partir de la siguiente fórmula:

$$W_f = 0.433 \frac{G}{\rho} (L_A) - (0.294 \frac{W_r}{r}) \quad \text{Lbs.}$$

$$= 0.433 \times 0.909 (1770 \times 1.227) - (0.294 \times 2345)$$

$$= 583 \text{ lbs.}$$

12. Peso 0 carga máxima será.

$$W_{\text{max}} = w_f + w_r (1 + \alpha)$$

$$= 583 + 2345 (1 + 0.022)$$

$$= 2980 \text{ Lbs.}$$

La unidad B - 16D - 53 - 24 soporta una carga máxima de 5300 Lbs por lo que podemos continuar con el diseño. En caso de que W_{MAX} hubiera sido mayor que 5.300. se tendría que diseñar una sarta de varil las de menor peso o en su defecto seleccionar una unidad de bombeo de mayor capacidad.

13. La carga mínima se calcula según;

$$\begin{aligned} W_{MIN} &= w_r \left[1 - \alpha - (0.127 G) \right] \text{ lbs.} \\ &= 2345 \left[1 - 0.022 - (0.127 \times 0.909) \right] \\ &= 2023 \text{ Lbs.} \end{aligned}$$

14. La tensión máxima se calcula según la fórmula siguiente:

$$\begin{aligned} W_{max} &= \frac{2023}{A_1} = \frac{4577}{0.442} \text{ PSI} \end{aligned}$$

Estas tensiones así obtenidas y el rango en que varían deben chequearse con la tabla IV-9 a fin de escoger el tipo de varilla a usarse. Para este caso deberá ser el acero al carbono o sea varillas tipo C.

16. El efecto de contrabalance ideal será:

$$\begin{aligned} C_1 &= 0.5 W_f + W_r \left[1 - (0.127 G) \right] \text{ lbs.} \\ &= 0.5 \times 583 + 2345 \left[1 - (0.127 \times 0.909) \right] \\ &= 2367 \text{ lbs.} \end{aligned}$$

17. Desde las tablas IV-2 o IV-3 se seleccionan los pesos necesarios para obtener el contrabalance ideal con una tolerancia de +5%.

Para nuestro caso específico en tabla IV-3 se busca la co-

LIMITES DE TOLERANCIA RECOMENDADOS PARA VARILLAS DE BOMBEO

Tipo de Varilla	Acero grado	*Limite de tolerancia fluidos corrosivos Lbs/pulg ² .		**Límite de tolerancia en fluidos no corrosivos para rangos de tensión Lbs/pulg ² .		
		Con H ₂ S	Sin H ₂ S	< 60%	> 60%	< 30%
ACERO AL CARBONO	C1033			30.000		
	C1035			30.000		
	C1036			30.000		
	C1038			30.000		
	C1039			30.000		
	C1040			30.000		
	C1042			30.000		
	C1043			30.000		
ALEACIÓN DE ACERO	MN1335				30.000	40.000
	NI-CR3310					40.000
	NI-CR(MAYAR)	22.000			20.000	40.000
	NI-Mo4620	22.000			30.000	40.000
	NI-Mo4800	22.000			30.000	40.000
	SERIES	22.000				

*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.

lumna referente a la unidad de bombeo mecánico LUFKIN B-16D-53-24 donde se halla el 60% del contrapeso no proveerán de 2350 lbs. Que equivale a un 99% del efecto de contrabalance ideal a fin de encontrar el número de peso necesario para unidad de bombeo de contrabalance en las manivelas se utilizan la tabla 3-2 y se procedan como se indica en el ejemplo siguiente. La unidad de bombeo LUFKIN C- 80D - 109 -42 con 4 contrapeso No. 6R pesos auxiliares No. 6L y 2 pesos 4 2 " un efecto de contrabalance de :

$$\frac{5640 + 3}{4} (6225 - 5640) + \frac{1}{2} (6810 - 5640) = 6664 \text{ lbs.}$$

Con la misma combinación de pesos. el efecto de contrabalance en la carrera de 32" de longitud será:

$$\frac{(6640 - 500) \times 42}{32} + 500 = 8590 \text{ lbs.}$$

En la tabla IV-2 el desbalance estructural con signo negativo (-) indica que el balancin está pesado en el extremo que da el pozo. El desbalance estructural sin el signo negativo indica que el balancin está pesado en el extremo que da a la caja de engranajes.

18. Calcúlese el torque máximo según:

$$T_D = \frac{(W_{\text{max}} - 0.95 C) S}{2} \text{ Lbs. - pulg.}$$

$$= \frac{(2980 - 0.95 \times 2367) 24}{2}$$

$$= 8776 \text{ LBS - PULGS.}$$

La unidad escogida resiste un torque máximo de 25000 Lbs-

ulg. por lo que el valor hallado se encuentra dentro del rango permisible.

19. Calcule la potencia hidráulica por medio de la fórmula

$$\begin{aligned}
 H &= 7.36 \times 10^{-6} Q G L \text{ (H.P.)} \\
 h &= 7.36 \times 10^{-6} \times 25.47 \times 0.909 \times 1770 \\
 &= 0.30 \text{ HP.}
 \end{aligned}$$

20. Calcular la potencia por fricción aplicando:

$$\begin{aligned}
 H &= 6.31 \times 10^{-7} W \times S \times N \text{ (HP)} \\
 f &= 6.31 \times 10^{-7} \times 2345 \times 24 \times 8 \\
 &= 0.28 \text{ HP:}
 \end{aligned}$$

21. La potencia necesaria será

$$\begin{aligned}
 H &= 1.5 \left(H_h + H_f \right) \\
 b &= 1.5 (0.30 + 0.28) \\
 &= 0.87 \text{ HP.}
 \end{aligned}$$

4.2 METODO API RP11L

Este método se basa en el reporte recomendaciones prácticas para cálculos de diseño de sistema de bombeo mecánico para unidades convencionales o RP11L este boletín fue el

resultado de la investigación del Instituto Midwest Research. bajo el patrocinio de los fabricantes de unidades

de bombeo:

Las restricciones de este método son:

- A) Unidad de bombeo tipo convencional
- B) Motores de bajo deslizamiento
- C) Llenado completo de la bomba
- D) Mínima aceleración del fluido
- E) Cabillas de acero con diseño API
- F) Pozo vertical
- G) Fluido poco viscoso
- H) Sin producción de arena
- I) Mínima producción de gas

De acuerdo a la figura 4 - 3 los parametros de carga y embolada del método API son:

- F1 factor de carga mínima
- F2 factor de carga mínima
- PPRL carga máxima
- MPRL carga minima
- WRF peso de las cabillas en el fluido
- S embolada en la barra pulida
- SD embolada efectiva
- Fo carga de fluido en la bomba

Los problemas son generalizados para uso de parametros de variables que son adimensionales

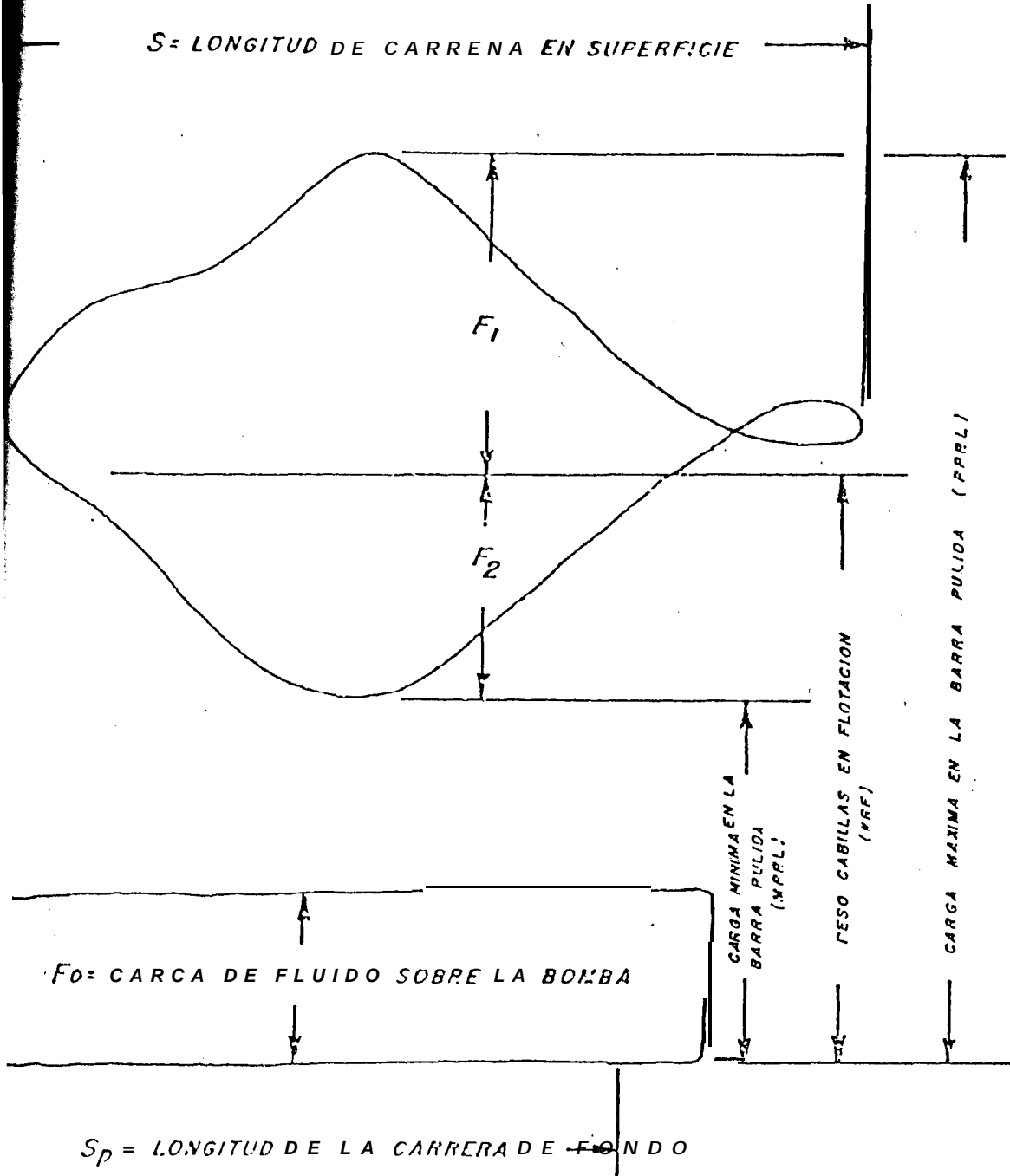
A.- Los parametros adimensionales independientes para el

uso de los gráficos son:

FIGURA 4-3

CARTAS DINAGRAFICAS DE SUPERFICIE Y DE FONDO
 (PARAMETROS CON NOMENCLATURA API) (Ref 3)

$S =$ LONGITUD DE CARRENA EN SUPERFICIE



N : velocidad de bombeo, adimensionales

Nó

$$\frac{N}{Nb} := \frac{N \times L}{245000 \times Fc}$$

N: Velocidad de bombeo. en CPM

L: Profundidad de la bomba. en pies

F : Factor de corrección de frecuencia de la sarta de ca-
c
billas, adimensionales

Fo: Elongación de cabillas, adimensional

S
kr

Fo: Carga de fluido sobre el área del pistón, en lbs.

k : Constante de elasticidad de las cabillas en lbs./pulg.

$$\frac{K}{r} \quad \left(\frac{1}{K} \right) = \frac{E}{r} \times L$$

K : Carga en libra para estirar las cabillas en una pulg.

S : Carga en Lbs necesaria para estirar la sarta de cabi-
kr
lla a una longitud igual al tiro de la barra pulida.

Ejemplo para desarrollar:

Las variables adimensionales de dependiente son:

Máxima carga en la barra pulida PPR: F / SKR

Mínima carga en la barra pulida MPRL: F / SKR

Máximo torque PT: $2T S$

Caballo de vapor de la barra pulida PRHP F^3/S

Carrera del pistón s : s / S

En los recientes proyectos de sistema de bombeo varrillar

embolo eran simulados por una computadora **electrónica** analoga los **computos** eran hechos para muchas combinaciones de N/N_0 y F_0 / S_{kr} con las variables adimensionales dependientes siendo medidas en cada prueba las **pruebas** eran **correlacionadas** por R.D Schorg de la compañía de petróleos Phillips para la **construcción** de la familia de curvas mostrada en la **figura** 4.1 hasta la 4.5 de esa curva valores para variar variables adimensionales pueden ser determinadas **para** sustituirlas en las siguientes formulas para **cálculos** de diseño.

- Carrera de embolo

$$S_D = (S_0 / s) \times s - F_0 \times L / K_t$$

NOTA: Cuando la tubería es anclada el valor $BE L/KT = 0$

por lo tanto la formula llega a ser $(S_0 / s) \times S$

- Desplazamiento de la bomba

$$PD = 0.1166 \times S_D^2 \times N \times D$$

- Máxima carga en la barra pulida

$$PPRL = Wrf + (F_1 / S_{kr}) \times S_{kr}$$

- Mínima carga en la barra pulida

$$MPRL = Wrf \times (F_1 / S_{kr}) \times S_{kr}$$

- Máximo toraue

$$PT = (2T / S_{kr}^2) \times S_{kr} \times \frac{S}{2} \times T_0$$

- Caballos de vapor en la barra pulida

$$PRHP = (F_3 / S_{kr}) \times S_{kr} \times S \times N \times 2.53 \times 10^{-6}$$

embolo eran simuladas por una computadora **electrónica aná-**
loga los **computos** eran hechos para muchas combinaciones de
 N/No y Fo / S con las variables adimensionales dependen
 kr
 tes siendo medidas en cada orueba las pruebas eran **correla-**
 cionadas por R.D Schora de la compañía de **petróleos Phi-**
lips para la **construcción** de la familia de curvas mostrada
 en la **figura 4.1** hasta la 4.5 de esa curva valores **para** va-
 riar variables adimensionales pueden ser determinadas para
 sustituirlas en las **siguientes** formulas para **cálculos** de
 diseño.

- Carrera de embolo

$$S_p = (S_e / s) \times s - F_o \times L / K_t$$

NOTA: Cuando la tubería es anclada el valor BE $L/KT = 0$

por lo tanto la formula llega a ser $(S_p / s) \times S$

- Desplazamiento de la bomba

$$PD = 0.1166 \times s^2 \times N \times D$$

- Máxima carga en la barra pulida

$$PPRL = Wrf + (F1 / Skr) \times Skr$$

- Mínima carga en la barra pulida

$$MPRL = Wrf \times (F1 / Skr) \times Skr$$

- Máximo toraue

$$PT = (2T / S kr) \times Skr \times \frac{s}{2} \times To$$

- Caballos de vapor en la barra oulida

$$PRHP = (F3/Skr) \times SKR \times S \times N \times 2.53 \times 10$$

- Contrabalance reauerido

$$CBE = 1.06 (WRF + 1/2 F_o)$$

Procedimiento de diseño

1. La solución final para estos problemas de diseño es haber alcanzado a través del error por tanteo un método de error generalmente 3 pasos son reaueridos en el diseño en una instalación.

A. Una selección preliminar de componentes para la instalación, debe ser hecho.

B. Las características de operación de la selección preliminar son: calculadas por uso de fórmulas, tablas y figuras presentadas aquí.

C. El desolaramientos de bombas calculado y carga son comparados con los volúmenes, cargas, tasas tensiones y otras limitaciones de la primera selección usualmente se realiza más de un cálculo para obtener instalación acordada.

2. La mínima cantidad de información la cual debe ser conocido o asumido para un particular diseño de una instalación de una unidad de bombeo con embolo y varilla debe incluir.

- Nivel de fluido - H el levantamiento neto en pies
- Profundidad de la bomba - L / pies
- Velocidad de bombeo - N (golpes / MIN)
- Diametro del pistón de la bomba - d , (pulgs.)

- Gravedad específica de fluido - G
- El diametro de tubería nominal y si es anclado o cuelga libremente.
- Medida de varillas y diseño

3. Con esos factores de diseño podemos calcular lo siguiente:

- Carrera del pistón - Sp (puls.)
- Desplazamiento de la bomba PD (barriles/día)
- Máxima carga del vástago pulido PPRL (lbs.)
- Mínima carga del vástago pulido IMPRL (LBS.)
- Máximo torque de manivela PT (lbs. - pulg.)
- Potencia en la barra pulida PRHP
- Contra peso requerido CBE (lbs.)

4. Una vez resuelto el paso anterior hasta la obtención del desplazamiento de la bomba en el paso 14 esta última es la orímera prueba hecha para ver si la preliminar selección de componentes para la instalación es satisfactoria si el desplazamiento de la bomba calculado en el paso 14 falla para satisfacer conocidos o anticipados requerimientos modificaciones aoroidadas deben ser hechas en la asunción de datos y volvemos a repetir los cálculos del pasos 1 al catorce cuando el desplazamiento de la bomba es aceptable procedemos con 105 cálculos de diseño para los pasos 15, 16, y 17.

5. Con la constitución de los valores apropiados en las varias formulas y cumplimientos de las **matemáticas** indicadas en los **pasos** 23 hasta el 27 determina el rendimiento de las varias **cargas** a ser esperando. En la primera **selección** de **equipos**: ahora es necesario comparar esas **cargas** **calculadas** con las limitaciones impuestas en la primera **selección** de varillas del embolo **para** determinar si **está** dentro de los límites **aceptables**.

6. Generalmente **más** de una **selección** de equipos y cálculos de **condición** de **operación** es necesario realizar antes que la **optima** selección

CALCULOS

Los datos aplicados en el **método** de **March** **Coberly** y **Asociados** serán usados en este método recomendado por el **Instituto** **Americano** del **Petróleo**.

La **secuencia** a seguirse para llevar a cabo el **diseño** de **instalación** se presentara aplicandola al caso anterior.

A. Regístrese los datos necesarios de la bomba o **potencial** del **pozo** **Q:12** **Bbls** / día

B. Nivel del **fluido**. **H** 1770 **pies**

C. Profundidad de asentamiento de la bomba **L = 1770** **pies**.

D. Diámetro de la tubería de producción ϕ t : 2 3/8.

Especifique si la tubería se anclará o no

E. Diámetro del pistón : D : 1.25 pulgadas

F. Gravedad específica de fluido: G 0.909

G. Desde **las tablas 3-1 0 3-3 se selecciona** la unidad a usarse y **longitud** de carrera S.

Para este diseño se usará **la unidad** de bombeo mecánico Lufkin B-16D-53-24 con longitud de carrera **S = 24 pulq.**

H. La velocidad bombeo N. 9 rpm se la ha tomado en función de **las velocidades utilizadas en otros pozos del mismo campo** y con potencial aproximados.

El **valor** de N debe ser chequeados en **la fig. 3-2** a fin de verificar si la velocidad **es asincrónica**; de no serlo cambiar **la velocidad**.

1. Desde **la tabla 4-10** y en función **del diámetro del pistón** se escoge **la sarta de varillas** para **el presente diseño** se usarán 65.6% de **varillas de 5/8"** y 34.4% de **varillas de 3/4"**.

B. Regístrese los factores **siguientes**:

Desde **la tabla IV-10**

1. Peso promedio por **pie** de la sarta **de varillas** en el **aire**. W_r : 1.306 lbs./pie

2. Constante elástica para **las varillas**. E_r = 1.138 x 10⁶ pulg./lb.pie

3. Factor de frecuencia F_c : 1.093

4. Desde **la tabla IV-II** se halla el **valor de la** constante

Varilla N°	Diámetro del pistón pulg. d	Peso de las varillas lbs/pie Wr	Constante de elasticidad pulg/lb-pie Ec	Factor de fre- cuencia Fc	Sarta de Varillas % de cada sección.				
					11/8	1	7/8	3/4	5/8
75	1.06	1.511	1.030×10^{-6}	1.168			22.6	26.1	51.3
75	1.25	1.546	1.006×10^{-6}	1.179			24.1	26.6	49.3
75	1.50	1.606	0.969×10^{-6}	1.195			28.3	32.6	39.1
75	1.75	1.674	0.924×10^{-6}	1.199			32.4	37.4	30.2
75	2. x	1.754	0.874×10^{-6}	1.199			37.2	42.0	20.8
75	2.25	1.843	0.816×10^{-6}	1.126			42.5	49.2	8.3
76	1.06	1.767	0.922×10^{-6}	1.061			25.9	74.1	
76	1.25	1.798	0.818×10^{-6}	1.066			27.6	72.2	
76	1.50	1.816	0.811×10^{-6}	1.073			30.9	69.1	
76	1.75	1.636	0.803×10^{-6}	1.080			34.3	55.7	
76	2.00	1.851	0.793×10^{-6}	1.087			38.5	61.5	
76	2.25	1.868	0.782×10^{-6}	1.004			43.1	56.9	
76	2.50	1.919	0.770×10^{-6}	1.006			48.3	51.7	
76	2.75	1.053	0.756×10^{-6}	1.096			54.1	45.9	
76	3.75	2.121	0.690×10^{-6}	1.043			82.5	17.5	
77	Todos	2.224	0.649×10^{-6}	1.000			100.0		
85	1.06	1.709	0.957×10^{-6}	1.237		15.9	17.7	20.1	46.3
85	1.25	1.780	0.919×10^{-6}	1.250		17. c	19.9	22.5	39.7
85	1.50	1.893	0.858×10^{-6}	1.242		21. c	23.4	26.5	29.1
85	1.75	2.027	0.799×10^{-6}	1.218		24. a	27.5	31.0	16.7
85	2.00	2.161	0.703×10^{-6}	1.180		2c. a	32.3	3E.3	2.4
86	1.06	2.008	0.757×10^{-6}	1.127		19.3	21. c	5E.8	
86	1.25	2.035	0.748×10^{-6}	1.136		20.7	23.5	5E.8	
86	1.50	2.071	0.733×10^{-6}	1.148		23.0	26.0	51.0	
86	1.75	2.130	0.716×10^{-6}	1.157		25.6	29.0	4E.4	

DATOS DE VARILLAS Y BOMBAS (Cont.)

Varilla N°	Diámetro del pistón pulg. d	Peso de las varillas lbs/pie Wr	Constante de elasticidad pulg/lb-pie Ec	Factor de fre- cuencia Fc	Sarta de Varillas % de cada sección.					
					11/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
97	1.75	2.696	0.558×10^{-6}	1.125	21.4	23.8	54.8			
97	2.00	2.742	0.549×10^{-6}	1.132	23.4	29.2	50.1			
97	2.25	2.798	0.539×10^{-6}	1.139	25.8	29.9	54.3			
97	2.50	2.853	0.528×10^{-6}	1.144	28.5	31.7	54.3			
97	2.75	2.919	0.515×10^{-6}	1.143	31.4	35.0	39.8			
97	3.75	3.239	0.453×10^{-6}	1.108	45.9	51.2	33.6			
							2. c			
98	1.75	3.086	0.472×10^{-6}	1.046	23. E	76.4				
98	2.00	1.101	0.470×10^{-6}	1.050	25.5	74.5				
98	2.25	3.118	0.468×10^{-6}	1.054	27.7	72.3				
98	2.50	3.136	0.465×10^{-6}	1.058	30.1	69.9				
98	2.75	3.157	0.463×10^{-6}	1.063	32.8	67.2				
98	3.75	3.259	0.449×10^{-6}	1.076	4E.0	51.0				
98	4.75	3.393	0.431×10^{-6}	1.070	E3.3	36.7				
99	Todos	3.676	0.303×10^{-6}	1.000	1co. o					

DATOS DE VARILLAS Y BOMBAS (CONT.)

Varilla N°	Diámetro del pistón pulg. d	Peso de las varillas lbs/pie Wr	Constante de elasticidad pulg/lb-pie Ec	Factor de fre- cuencia Fc	Sarta de Varillas % de cada sección.				
					11/8	1	7/8	3/4	5/8
86	2.00	2.190	0.696 x 10 ⁻⁶	1.162		20.7	32.5	30.8	
86	2.25	2.257	0.674 x 10 ⁻⁶	1.158		32.1	36.5	31.4	
86	2.50	2.334	0.650 x 10 ⁻⁶	1.16		35.2	41.5	22.6	
86	2.75	2.41"	0.621 x 10 ⁻⁶	1.125		40.3	45.6	14.1	
87	1.00	2.375	0.615 x 10 ⁻⁶	1.048		22.5	77.7		
87	1.25	2.364	0.613 x 10 ⁻⁶	1.051		23.5	76.5		
87	1.50	2.357	0.610 x 10 ⁻⁶	1.055		25.5	74.5		
87	1.75	2.514	0.606 x 10 ⁻⁶	1.059		27.0	77.1		
87	2.00	2.432	0.602 x 10 ⁻⁶	1.066		30.6	69.4		
87	2.25	4.453	0.598 x 10 ⁻⁶	1.072		33.7	66.3		
87	2.50	2.477	0.592 x 10 ⁻⁶	1.077		37.2	62.8		
87	2.75	2.503	0.566 x 10 ⁻⁶	1.082		41.0	59.0		
87	3.75	2.632	0.552 x 10 ⁻⁶	1.062		60.0	40.0		
87	4.75	2.800	0.520 x 10 ⁻⁶	1.035		64.7	15.3		
88	Todos	2.904	0.457 x 10 ⁻⁶	1.000		100.00			
96	1.00	2.264	0.698 x 10 ⁻⁶	1.161	14.8	16.7	19.7	48.6	
96	1.25	2.311	0.685 x 10 ⁻⁶	1.203	16.0	17.8	21.0	45.2	
96	1.50	2.365	0.664 x 10 ⁻⁶	1.215	17.7	19.9	23.3	39.1	
96	1.75	2.472	0.639 x 10 ⁻⁶	4.216	19.0	22.0	25.9	32.2	
96	2.00	2.572	0.610 x 10 ⁻⁶	1.213	22.1	24.0	29.2	23.0	
96	2.25	2.666	0.577 x 10 ⁻⁶	1.197	24.9	27.9	32.6	14.8	
96	2.50	2.313	0.540 x 10 ⁻⁶	1.168	27.0	31.0	36.6	4.5	
97	1.00	2.601	0.576 x 10 ⁻⁶	1.103	17.0	19.1	63.9		
97	1.25	2.622	0.572 x 10 ⁻⁶	1.109	18.0	20.1	61.9		
97	1.50	2.653	0.568 x 10 ⁻⁶	1.117	10.3	21.9	58.8		

elástica de la tubería de producción $E : 0.307 \times 10^6$ pul/l-pie
t

C. Calcule las variables siguientes:

5. Carga diferencial de fluido sobre el área total del pistón:

$$\begin{aligned} F &= 0.340 \times G \times D^2 \times H \quad \text{lbs.} \\ &= 0.340 \times 0.909 \times 1.5625 \times 1770 \\ &= 855 \text{ lbs.} \end{aligned}$$

6. Constante elástica de la sarta total de varillas

$$\begin{aligned} 1/K &= E \times L \quad \text{pulq./lb} \\ r & \quad r \\ &= 1.138 \times 10^{-6} \times 1770 \\ &= 2.01 \times 10^{-3} \quad \text{pulq./lb} \end{aligned}$$

7. Las libras de carga necesaria para alargar la sarta de varillas una cantidad igual a la longitud de la carrera S está dada por:

$$\begin{aligned} S &= S \quad \text{lbs.} \\ k_r & \quad \frac{1}{K} \\ &= \frac{24}{2.01 \times 10^{-3}} = 11940 \quad \text{lbs} \end{aligned}$$

$$8. \quad \frac{F_0/S}{k_r} = \frac{855}{11340} = 0.072$$

$$\begin{aligned} 9. \quad N/N_0 &= \frac{N \times L}{245000} \\ &= \frac{8 \times 1770}{245000} \\ &= 0.058 \end{aligned}$$

TABLA IV-11

DATOS DE TUBERIA DE PRODUCCION (Ref 4)

Diám. de tubería (pulg.)	Diámetro exterior (pulg.)	Diámetro interior (pulg.)	Area (pulg ²)	Constante elástica (pul/Lb.ft)
1.900	1.900	1.610	0.800	0.500 *10 ⁻⁶
2 3/8	2.375	1.995	1.304	0.307 *10 ⁻⁶
2 7/8	2.875	2.411	1.812	0.221 *10 ⁻⁶
3½	3.500	2.992	2.590	0.154 *10 ⁻⁶
4	4.000	3.476	3.077	0.130 *10 ⁻⁶
4½	4.500	3.958	3.601	0.111 *10 ⁻⁶

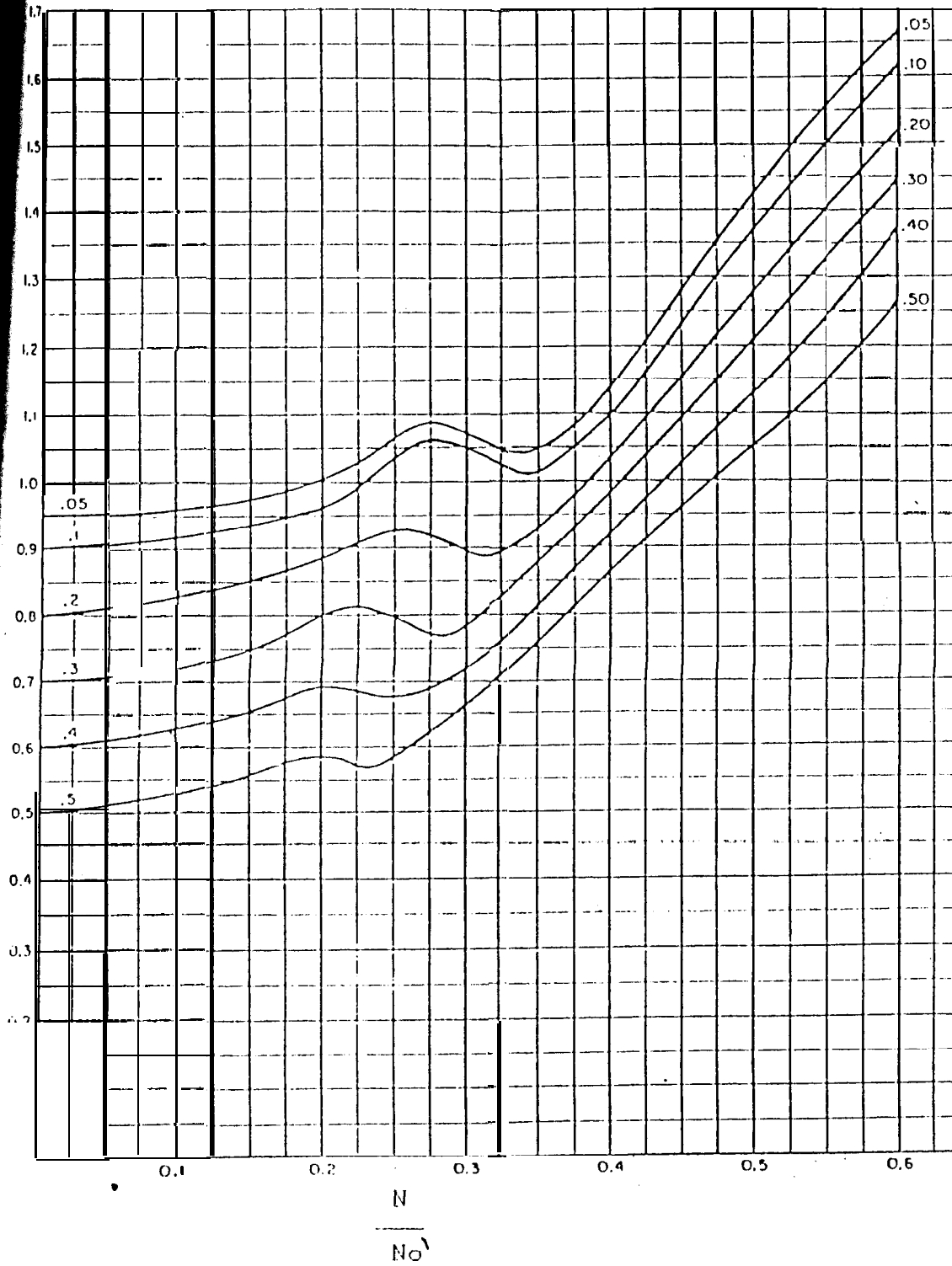


Fig.4.4 Sp/S , factor de carrera del pistón (Ref.3)

Drooiados en los datos asumidos y repetir los pasos desde el numeral 1 al 14.

E. Determine:

15. El peso total de la sarta de varillas en el aire según la fórmula:

$$w = w_r \times L \text{ Lbs.}$$

$$= 1.306 \times 1770$$

$$= 2312 \text{ lbs.}$$

16. El peso total de la sarta de varillas en fluido será:

$$W_{rf} = w_r (1 - (0.128 \times G))$$

$$= 2312 (1 - (0.128 \times 0.909))$$

$$= 2043 \text{ lbs.}$$

$$17. \frac{w_{rf}}{S_{kr}} = \frac{2043}{11940} = 0.171$$

F. Registre los factores:

$$18. \frac{F_1}{S_{kr}} = 0.093$$

Este valor se obtiene desde la fig. 4-5 conociendo

$$N/N_0 \text{ y } F_0 / S_{KR}$$

19. Desde la figura 4-6 se halla:

$$\frac{F_2}{S_{kr}} = 0.012$$

20. Desde la fig. 4-7 obtenemos:

$$\frac{2T}{S_{kr}} = 0.080$$

$$21. \frac{F_3}{S_{kr}} = 0.082$$

Este factor es obtenido a partir de la **fig. 4-8**

22. La constante de ajuste de torque T : para los valores de W_{rf}/S_{kr} diferentes de 0.3 se obtiene del siguiente modo Desde la **fig. 4-9** y con los valores N/N_o' y F_o/S_{kr} se determina el porcentaje de ajuste que para este caso es 14% . como $W_{rf}/S_{kr} = 0.171$. se tiene que:

$$0.3 - 0.171 = 0.129 \quad (\text{decremento})$$

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

$$1.29 \times 14\% = 18.06$$

por lo que :

$$T_a = 1.00 - 0.18 = 0.82$$

Si 0.129 hubiera sido un incremento sobre el valor de $W_{RF}/S_{KR} = 0.3$. entonces 0.18 tendría que ser sumado a 1.00, para encontrar el valor de T .

G. Hallar la solución para las 5 características de operación:

23. La carga máxima es el vdstaço pulido está dada por:

$$\begin{aligned} \text{PPRL} &= W_{rf} + \left(\frac{F_1}{S_{kr}} \right) \times S_{kr} \quad \text{lbs.} \\ &= 2043 + 0.093 \times 11940 \\ &= 3153 \text{ lbs.} \end{aligned}$$

24. La carga mínima en el vdstaço pulido sera:

$$\begin{aligned} \text{MPRL} &= W_{rf} - \left(\frac{F_2}{S_{kr}} \right) \times S_{kr} \quad \text{lbs.} \\ &= 2043 - 0.012 \times 11940 \\ &= 1900 \text{ lbs.} \end{aligned}$$

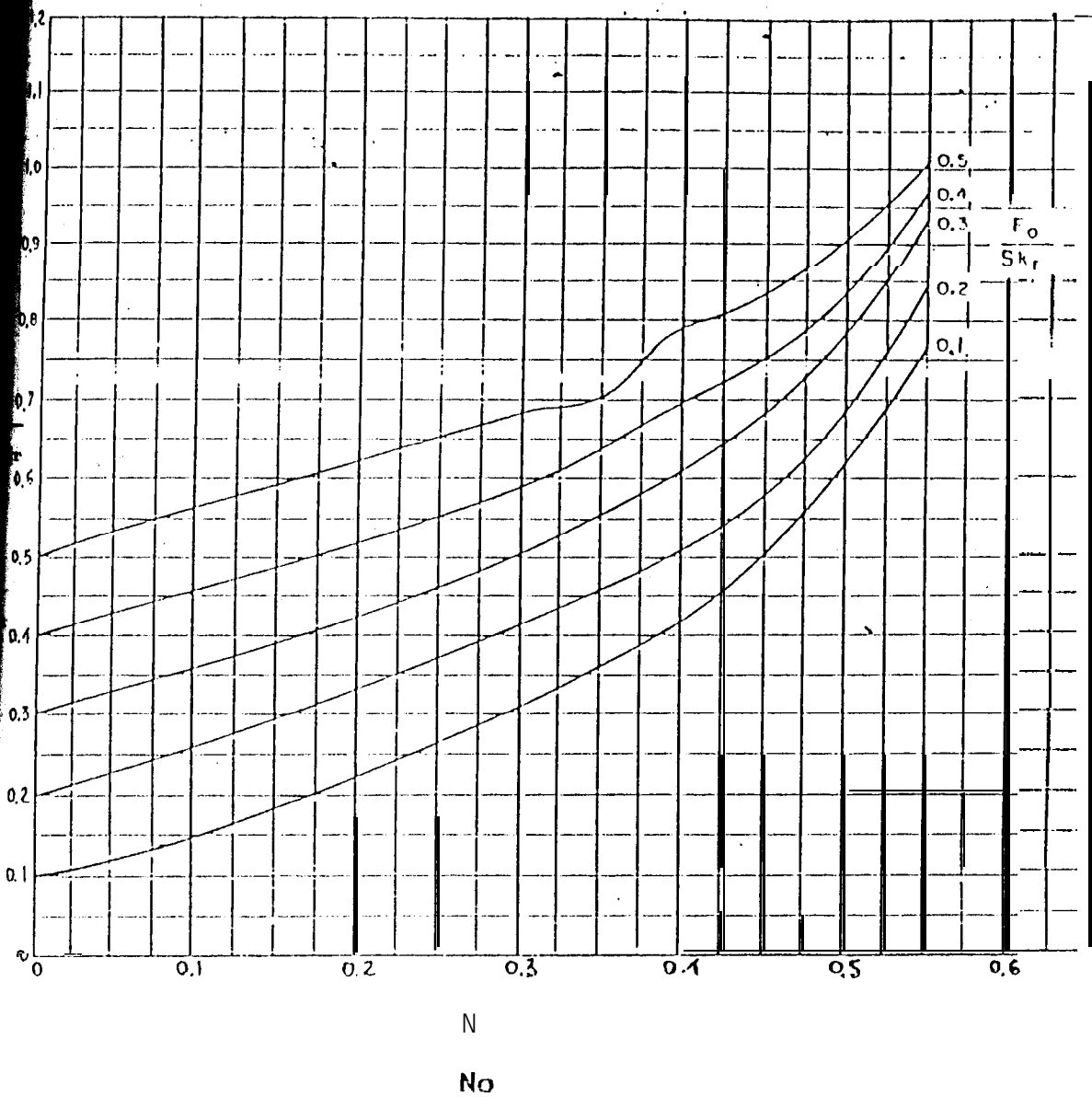


Fig.4.5 F_1/S_{kr} , factor de carga máx. en el vástago pulido (Ref.3)

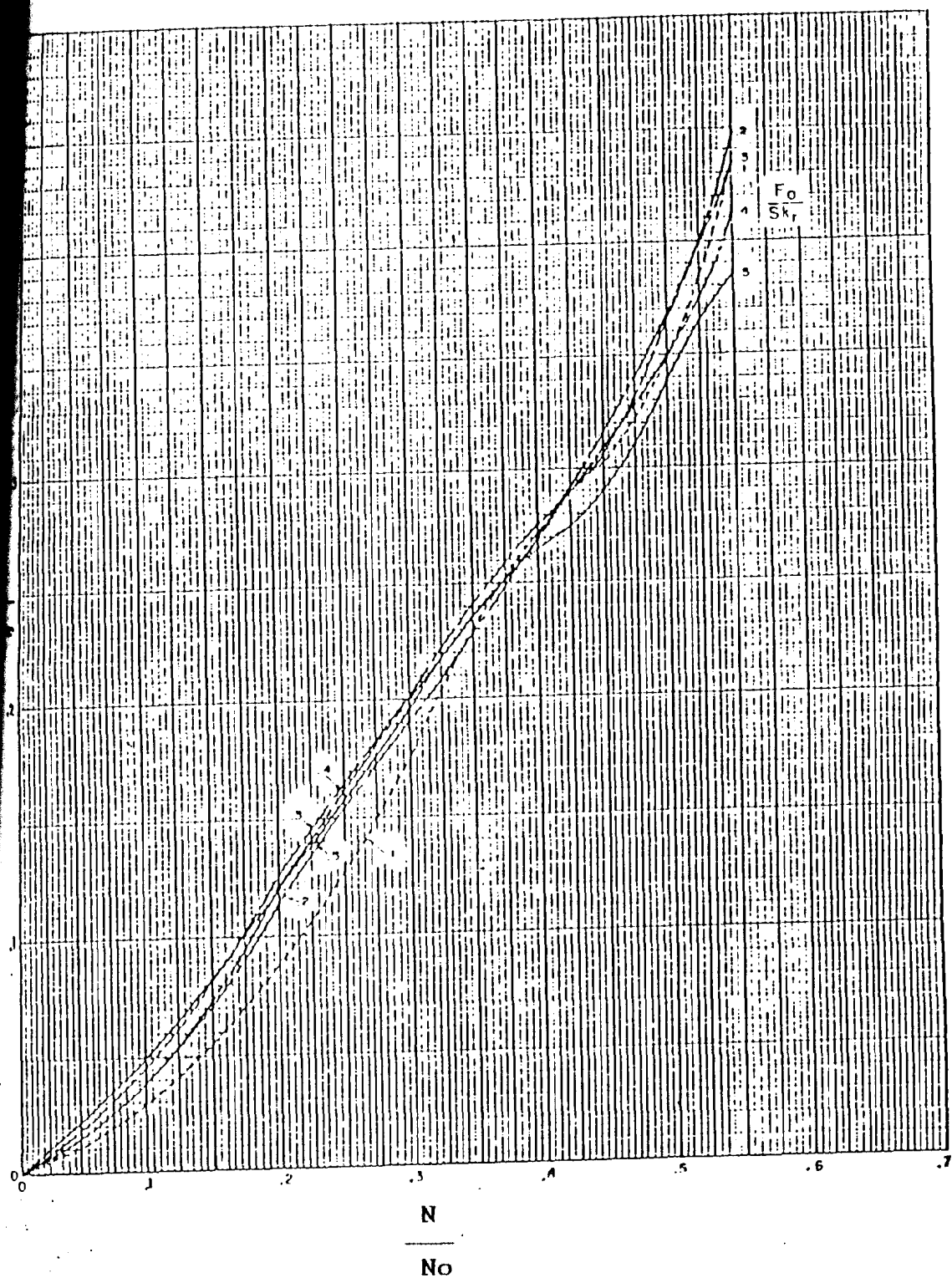


Fig.4.6 F_2/Skr , factor de carga min. en el vástago pulido (Ref.3)

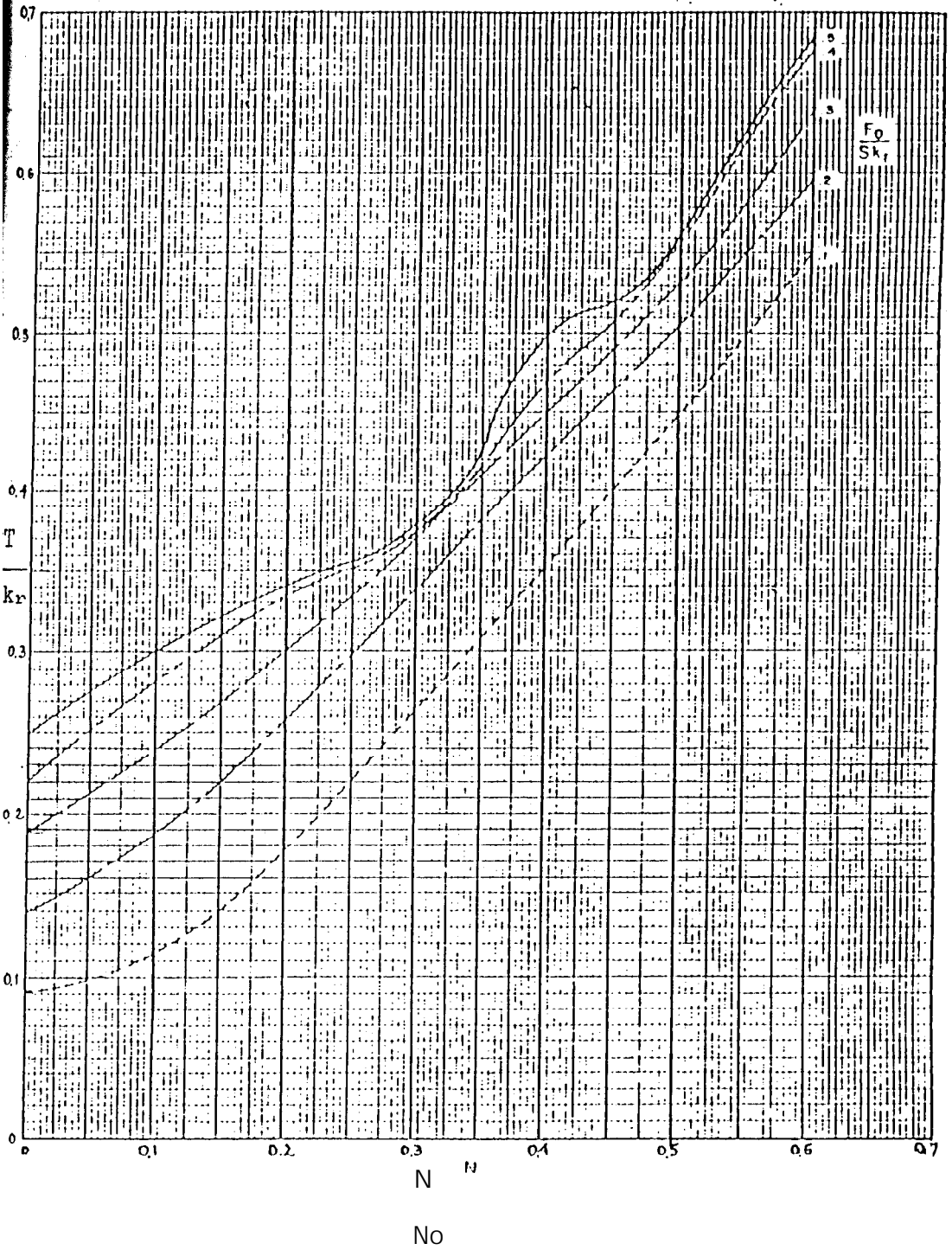


Fig.4.7 $\frac{2T}{S^2 k_r}$, factor de torque máximo (Ref.3)

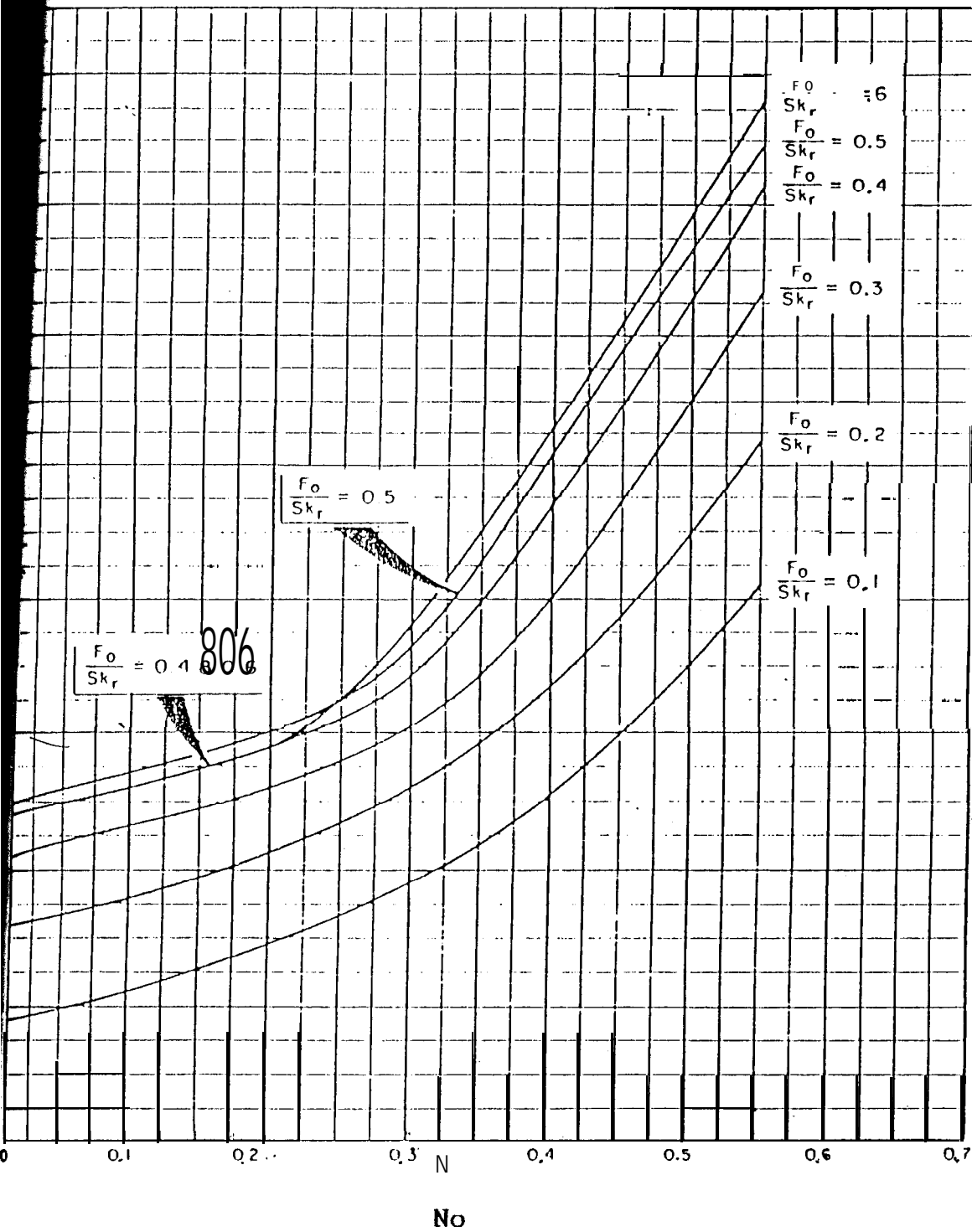


Fig.4.8 F_3/S_{kr} , potencia en el vástago pulido (Ref.3)

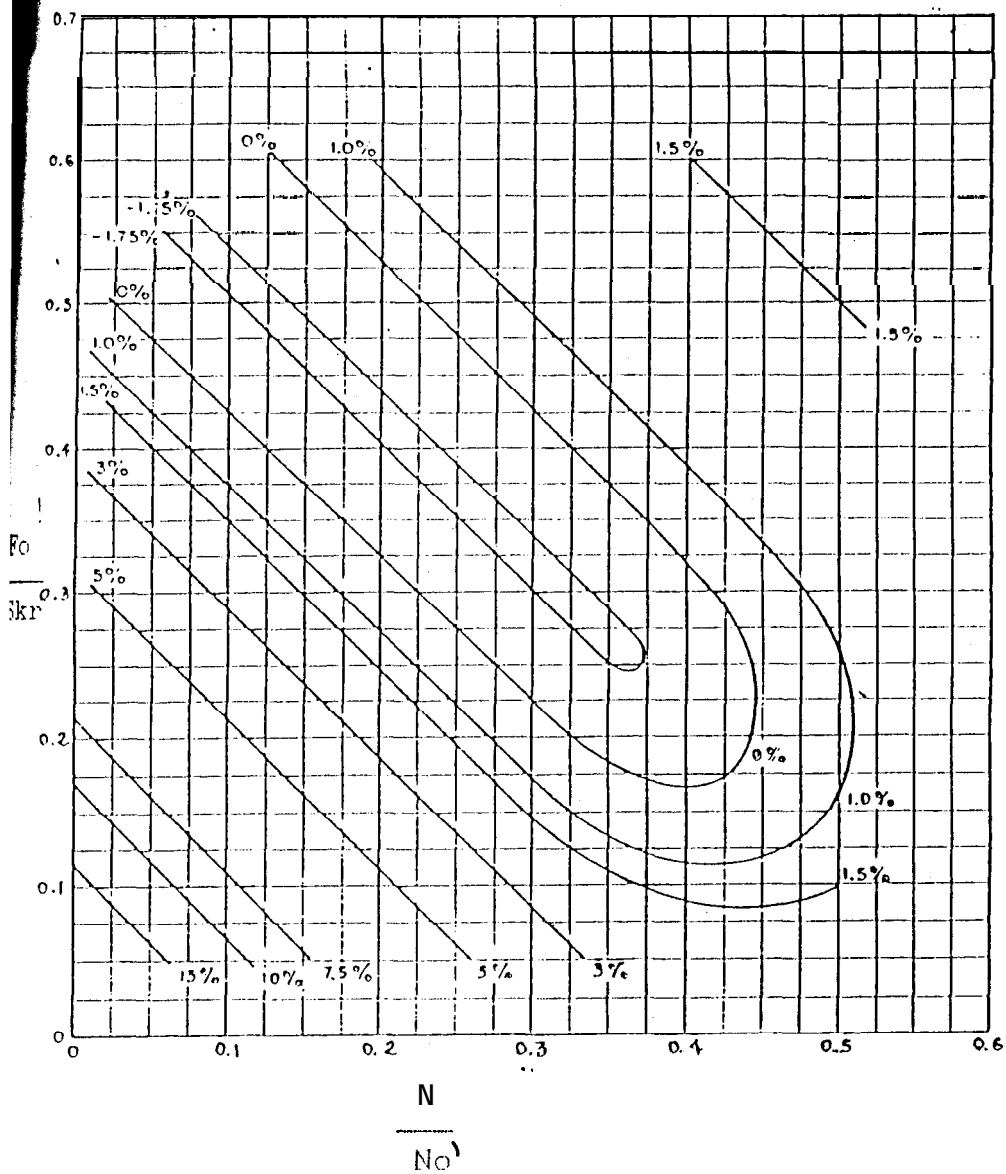


Fig.4.9 i'a, Ajuste de l'orque Máximo para valores de $\frac{W_{rf}}{Skr}$ diferentes a 0.3

28. Tensión o esfuerzo máximo:

$$\begin{aligned}
 T_{\max} &= \frac{PPRL}{A} \frac{LB}{PULG}^2 \\
 &= \frac{3153}{0.442} \\
 &= 7133 \frac{LB}{PULG}^2
 \end{aligned}$$

29. La tensión o esfuerzo mínimo esta dada por **la** formula:

$$\begin{aligned}
 T_{\min} &= \frac{MPRL}{A} \frac{LB}{PULG}^2 \\
 &= \frac{1900}{0.442} = 4299 \text{ LBS. / PULG.}^2
 \end{aligned}$$

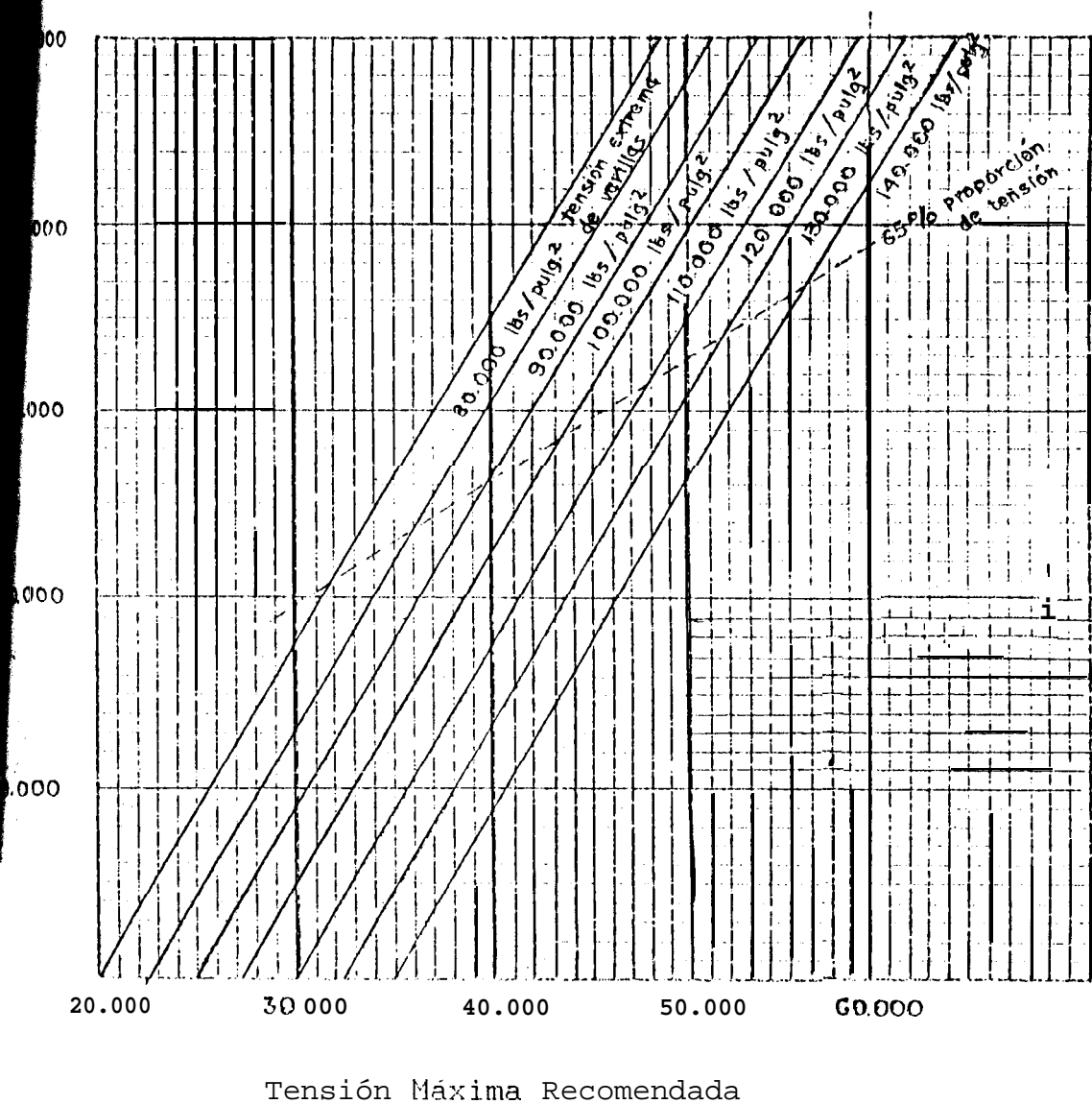
30. A partir de la figura 4-10 y con **el valor** de **la** tensión mínima hallada, se puede encontrar **la** tensión máxima recomendada para **la varilla** escogida.

En este caso tomaremos varillas de 9000 lbs./pulg.² de tensión extrema encontrando que **la** tensión máxima recomendada es 25000 lbs/pulg.² cuando el pozo funciona en condiciones ideales. Pero para pozos de la península se aplicará un 80% de factor de servicio.

$$25000 \text{ lb/pulg.}^2 \times 0.80 = 2000 \text{ lbs / pulg.}^2$$

Que es **la** tensión máxima **recomendable** y **superior a la** hallada de 7133 lbs./pulg.².

31. La comprobación del rango de cargas se puede efectuar



*** = Tensión Mínima de las Varillas.

Fig.4.10 Corrección del Rango de Carga, (Ref.4)

a partir del diagrama modificado de Goodman de la fig.3-12

4.3 METODO LUFKIN

Este método trabaja igual al método API, pero tiene la ventaja de diseñar para las unidades Mark II y balanceados por aire.

Esta diferencia radica en la variación de la ecuación para calcular las cargas, contrabalance, torque máximo y esfuerzos en las cabillas. Además la potencia del motor se calcula de pendiendo del tipo de motor y deslizamiento.

Caballos de poder al freno requeridos basado sobre 100% de eficiencia volumetrica

- Para unidades convencionales y balanceadas por aire

- Para máquinas con velocidades bajas y motores de alto deslizamiento electrico.

$$\frac{\text{profundidad (pies)} \times \text{BPD}}{55000} = \text{---- BHP}$$

- Para máquinas (Multi-cilindros) y motores de deslizamiento eléctrico normal.

$$\frac{\text{profundidad (pies)} \times \text{BPD}}{45.000} = \text{---- BHP}$$

Para unidades Mark II

- Para máquinas con velocidades bajas y motores de alto

deslizamiento eléctrico.

$$\frac{\text{profundidad (pies)} \times \text{BPD} \times 0.8}{56.000} = \text{BHP}$$

-Para máquinas multi cilindros y motores de normal deslizamiento eléctrico

$$\frac{\text{profundidad (pies)} \times \text{BPD} \times 0.8}{45000} = \text{BHP}$$

Ejemplo para desarrollar

Con los datos del problema anterior diseñe para una unidad: convencional balanceada por aire y Mark II.

A: Regístrese los datos necesarios para el diseño.

A. Desplazamiento requerido de la bomba o potencial del pozo, Q: 12 Bbls/día

B. Nivel de fluido, H: 1770 pies

C. Profundidad de asentamiento de la bomba L = 1770

D. Diámetro de la tubería de producción: $\phi T: 2 \frac{3}{8}$

especifique si la tubería se anclará o no

E. Diámetro del pistón; D_F 25 pulg.

F. Gravedad específica del fluido G: 0.909

G. Desde la tabla 3-1 A3-3 se selecciona la unidad a usarse y la longitud de carreras para este diseño se usará la unidad de bombeo mecánico Lufkin B-16D - 53 -24 con longi-

tud de carrera $S = 24$ pulg

H. Velocidad de bombeo N : 85 SPM el valor de N debe ser chequeado en la figura 3-2 a fin de verificar si la velocidad es asincrónica: de no serlo cambiar la velocidad.

1. Desde la tabla IV-13 y en función del diámetro del pistón se escoge la de varillas para el presente diseño se usará 65.6% de varillas de $5/8"$ y 34.4% de varillas de $3/4$

B: Regístrese 105 factores siguientes:

1. Peso Dromedio de la sarta de varillas en el fluido WRF
 $= 1.137$ LBS./pie

2. Constante elástico para las varillas. $E_r = 0.00114$
 pulg/lb - pie

3. Factor de frecuencia $F_c : 1.093$

4. Desde la tabla IV-11, se halla el valor de la constante elástica de la tubería de producción $E_t = 0.307 \times 10^6$ pulg
 lb - a i e

C. Calcule las variables siguientes

PARA TODO TIPO DE UNIDADES

5. Carga diferencial de fluido sobre el área total del pistón

$$\begin{aligned} F_o &= L \times w_f \quad (\text{tabla IV-121 lbs.}) \\ &= 1770 \times 0.531 \\ &= 940 \text{ lbs} \end{aligned}$$

6. Las libras de carga necesaria para **alargar** la sarta de varillas una cantidad de **igual a** la longitud

$$\begin{aligned} \text{Skr} &= 1000 \times S - (E \times L) \text{ (lbs)} \\ &= 1000 \times 24 - \frac{r}{r} (0.00114 \times 1770) \\ &= 11.894 \text{ lbs} \end{aligned}$$

$$7. \quad \text{Fo/Skr} = \frac{940}{11.894}$$

$$\begin{aligned} 8. \quad \frac{N}{\text{No}} &= \frac{N \times L}{24500} \\ &= \frac{8 \times 1770}{245.000} \\ &= 0.06 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 9. \quad \frac{N}{\text{No}'} &= \frac{(N/\text{No})}{\text{Fc}} \\ &= \frac{0.06}{1.093} \\ &= 0.05 \end{aligned}$$

10. La producción de la bomba basada en un 100% de **eficiencia volumetrica** será.

P D (100% EFF) = constante (K). **tabla** IV-12 x N x S x Sp.

tabla IV-14 de la bomba.

$$\begin{aligned} &= 0.182 \times 8 \times 24 \times 0.91 \\ &= 31.8 \text{ bls / día} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 11. \quad \text{WRF} &= \text{WRF} \times L \\ &= 1.137 \times 1770 \\ &= 2012 \text{ lbs.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 12. \quad WRF &= 2012 \\
 \text{---} & \quad \text{---} \\
 \text{skr} &= 11894 \\
 &= 0.17
 \end{aligned}$$

13. La constante de torque, TA: para valores de WRF/Skr diferentes de 0.3 se obtiene del siguiente modo:

$$\begin{aligned}
 TA: &= 1 + \% \text{ tabla IV-18} \times \left(\frac{WRF - 0.31}{Skr} \times 10 \right) \\
 &= 1 + 0.12 \times (0.17 - 0.31) \times 10 \\
 &= 0.84
 \end{aligned}$$

14. CONVENCI ONALES

La carga máxima en el vástago pulido esta dado por:

$$\begin{aligned}
 PPRL &= WRF + (F1 \text{ tabla IV-15} \times Skr) \text{ lbs.} \\
 &= 2012 + (0.12 \times 11894) \\
 &= 3440 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

15. La carga mínima en el vástago pulido set-d

$$\begin{aligned}
 MPRL &= WRF - (F2. \text{ tabla IV-16} \times Skr) \\
 &= 2021 - (0.01 \times 11894) \\
 &= 1893 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

16. El efecto de contrabalance **requerido**

$$\begin{aligned}
 CBE &= 1.06 \times (WRF + Fo / 2) \\
 &= 2021 - (0.01 \times 11894) \\
 &= 1893 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

17. El toroué máximo en lb. - pulg.

$$\begin{aligned}
 P T &= T . \text{ tabla IV-17 } \times \text{ Skr } \times \frac{S}{2} \times T A \\
 &= 0.1 \times 11894 \times \frac{24}{2} \times 0.84 \\
 &= 11.930 \text{ lbs. - pulg.}
 \end{aligned}$$

18. Calculo de caballo de poder requeridos para máquinas
bjas y motores de alto deslizamientos eléctrico.

$$\frac{\text{profundidad (pies)} \times \text{BPD}}{56000} =$$

$$\frac{1770 \text{ (pies)} \times 31.8}{56000} = 1 \text{ BHP}$$

19. Tensión en la varilla (T) en lbs./pulg.

$$\begin{aligned}
 T_{\text{max}} &= \frac{\text{PPRL}}{\text{At-ea (tope de las cabillas) tabla IV-7}} \\
 &= \frac{3440}{0.442} \\
 &= 7783 \text{ lbs./pulg.}
 \end{aligned}$$

UNIDADES BALANCEADAS POR AIRE

$$\begin{aligned}
 20. \text{ PPRL} &= \text{WRF} + F_0 + 0.85 \times (\text{FI tabla IV-15} \times \text{Skr} - F_0) \\
 &= 2021 + 740 + 0.85 \times (0.12 \times 11894 - 940) \\
 &= 3366 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 21. \text{ MPRL} &= \text{PPRL} - (\text{FI tabla IV-15} \times F_2 \text{ tabla IV-14}) \times \text{Skr} \\
 &= 3366 - (0.12 + 0.01) \times 11894 \\
 &= 2748 - \text{LBS.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 22. \quad \text{CBE} &= 1.06 \times (\text{PPRL} + \text{MPRL}) / 2 \\
 &= 1.06 \times (3366 + 1820) / 2 \\
 &= 2748 \text{ LBS.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 23. \quad \text{PT} &= \text{T. tabla IV-17} \times \text{Skr} \times \frac{\text{S} \times \text{TA}}{2} \times 0.96 \\
 &= 0.1 \times 11384 \times 24 / 2 \times 0.84 \times 0.96 \\
 &= 11510 \text{ lbs. pulgs.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 24. \quad \text{TMAX} &= \text{PPRL} / \text{área (tope de cabillas) tabla IV-7} \\
 &= 3366 / 0.442 \\
 &= 7615 \text{ lbs./pulg.}
 \end{aligned}$$

UNIDADES MARK II

$$\begin{aligned}
 25. \quad \text{PPRL} &= \text{WRF} + \text{Fu} + 0.75 \times (\text{FI tabla IV-15} \times \text{SKR} - \text{Fo}) \\
 &= 2012 + 940 + 075 \times (0.12 \times 11890 - 940) \\
 &= 3318 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 26. \quad \text{MPRL} &= \text{PPRL} - (\text{FI tabla IV-15} + \text{F2 tabla IV-16} \times \text{Skr}) \\
 &= 3318 - (0.12 + 0.01) \times 11894 \\
 &= 1772 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 27. \quad \text{CBL} &= 1.04 \times (\text{PPRL} + 1.25 \text{ MPRL}) / 2 \\
 &= 1.04 \times (3318 + 1.25 \times 1772) / 2 \\
 &= 2877 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 28. \quad &= (\text{PPRL} \times 0.93 - \text{MPRL} \times 1.2) \times 5/4 \\
 &= (3318 \times 0.93 - 1772 \times 1.21) \times 24/4 \\
 &= 5756 \text{ lb. pulg.}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 29. \quad \text{TMAX} &= \text{PPRL} / \text{área (tope de cabillas) tabla IV-7} \\
 &= 3318 / 0.442 \\
 &= 7507 \quad 16/\text{pulg.}^2
 \end{aligned}$$

TABLA IV-12 (Ref.6)

DIAMETRO DE PISTON (PG)	CARGA DE FLUIDO (LB/FT)	CONSTANTE DE BOMBA (K)
1-1/16	0.384	0.132
1-1/4	0.531	0.182
1-1/2	0.765	0.292
1-3/4	1.064	0.357
2	1.360	0.465
2-1/4	1.721	0.590
2-1/2	2.125	0.728
2-3/4	2.571	0.881
3-3/4	4.781	1.640
4-3/4	7.671	2.630

TABLA IV-13
 DATOS DE VARILLAS Y BOMBAS (Ref, 6)
 (METODO LUFKIN)

Diameter	WRF lb. per ft. W _r	Elastic Const. E _r	Frequency Factor F _e	Rod String, % of each Size						
				1-1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2	
All	.633	.00199	1.000	-----	-----	-----	-----	-----	-----	100.0
1.06	.778	.00170	1.128	-----	-----	-----	-----	40.5	-----	59.5
1.25	.797	.00166	1.139	-----	-----	-----	-----	45.9	-----	54.1
1.50	.826	.00160	1.142	-----	-----	-----	-----	54.5	-----	45.5
1.75	.872	.00153	1.130	-----	-----	-----	-----	64.6	-----	35.4
2.00	.905	.00144	1.095	-----	-----	-----	-----	76.2	-----	23.6
All	.990	.00127	1.000	-----	-----	-----	-----	100.0	-----	-----
1.06	.973	.00144	1.774	-----	-----	-----	28.1	33.1	-----	36.8
1.25	1.015	.00137	1.727	-----	-----	-----	31.8	37.5	-----	30.7
1.50	1.090	.00125	1.191	-----	-----	-----	37.7	44.5	-----	17.6
1.75	1.173	.00112	1.137	-----	-----	-----	41.7	52.7	-----	2.6
1.06	1.125	.00115	1.085	-----	-----	-----	31.3	60.7	-----	-----
1.25	1.137	.00114	1.093	-----	-----	-----	34.4	65.6	-----	-----
1.50	1.159	.00112	1.103	-----	-----	-----	39.2	60.8	-----	-----
1.75	1.184	.00110	1.111	-----	-----	-----	45.0	55.0	-----	-----
2.00	1.213	.00107	1.114	-----	-----	-----	51.6	40.4	-----	-----
2.25	1.244	.00104	1.110	-----	-----	-----	59.0	41.0	-----	-----
2.50	1.282	.00101	1.097	-----	-----	-----	67.4	32.6	-----	-----
2.75	1.321	.00097	1.074	-----	-----	-----	76.6	23.4	-----	-----
All	1.425	.00088	1.000	-----	-----	-----	100.0	-----	-----	-----
1.06	1.318	.00103	1.168	-----	-----	22.6	26.1	51.3	-----	-----
1.25	1.350	.00101	1.179	-----	-----	24.8	28.6	46.6	-----	-----
1.50	1.400	.00097	1.185	-----	-----	28.3	32.6	39.1	-----	-----
1.75	1.459	.00092	1.180	-----	-----	32.4	37.4	30.2	-----	-----
2.00	1.529	.00087	1.160	-----	-----	37.2	42.6	20.0	-----	-----
2.25	1.608	.00082	1.128	-----	-----	47.5	49.2	6.3	-----	-----
1.06	1.558	.00082	1.061	-----	-----	25.9	74.1	-----	-----	-----
1.75	1.566	.00082	1.066	-----	-----	27.0	77.7	-----	-----	-----
1.50	1.582	.00081	1.073	-----	-----	30.9	69.1	-----	-----	-----
1.75	1.600	.00080	1.080	-----	-----	31.3	65.7	-----	-----	-----
2.00	1.622	.00079	1.0117	-----	-----	38.5	61.5	-----	-----	-----
2.75	1.647	.00078	1.094	-----	-----	13.1	56.9	-----	-----	-----
2.50	1.671	.00077	1.096	-----	-----	48.3	51.7	-----	-----	-----
2.75	1.704	.00076	1.096	-----	-----	54.1	45.9	-----	-----	-----
3.75	1.850	.00069	1.043	-----	-----	07.5	17.5	-----	-----	-----

TABLA IV-12 (Ref.6)

DIAMETRO DE PISTON (PG)	CARGA DE FLUIDO (LB/FT)	CONSTANTE DE BOMBA (K)
1-1/16	0.384	0.132
1-1/4	0.531	0.182
1-1/2	0.765	0.292
1-3/4	1.064	0.357
2	1.360	0.465
2-1/4	1.721	0.590
2-1/2	2.125	0.728
2-3/4	2.571	0.881
3-3/4	4.781	1.640
4-3/4	7.671	2.630

TABLA IV-13
 DATOS DE VARILLAS Y BOMBAS (Ref,6)
 (METODO LUFKIN)

Punger Dia.	WTF lb. per Ft. W _r	Elastic Const. E _r	Frequency Factor F _e	Rod String, % of each Size					
				1-1/8	1	7/8	3/4	5/8	1/2
All	.633	.00199	1.000	-----	-----	-----	-----	-----	100.0
1.06	.778	.00170	1.120	-----	-----	-----	-----	40.5	59.5
1.25	.797	.00166	1.139	-----	-----	-----	-----	45.9	54.1
1.50	.826	.00160	1.142	-----	-----	-----	-----	54.5	45.5
1.75	.872	.00153	1.130	-----	-----	-----	-----	64.6	35.4
2.00	.905	.00144	1.095	-----	-----	-----	-----	76.2	23.6
All	.990	.00127	1.000	-----	-----	-----	-----	100.0	-----
1.06	.973	.00144	1.274	-----	-----	-----	26.1	33.1	38.8
1.75	1.015	.00137	1.727	-----	-----	-----	31.6	37.5	30.7
1.50	1.090	.00125	1.191	-----	-----	-----	37.7	44.5	17.6
1.75	1.173	.00112	1.137	-----	-----	-----	44.7	52.7	2.6
1.06	1.125	.00115	1.085	-----	-----	-----	31.3	68.7	-----
1.25	1.137	.00114	1.093	-----	-----	-----	34.4	65.6	-----
1.50	1.159	.00112	1.103	-----	-----	-----	39.2	60.6	-----
1.75	1.184	.00110	1.111	-----	-----	-----	45.0	55.0	-----
2.00	1.213	.00107	1.114	-----	-----	-----	61.6	46.4	-----
2.75	1.744	.00104	1.110	-----	-----	-----	59.0	41.0	-----
2.50	1.282	.00101	1.097	-----	-----	-----	67.4	32.6	-----
2.75	1.321	.00097	1.074	-----	-----	-----	76.6	23.4	-----
All	1.425	.00088	1.000	-----	-----	-----	100.0	-----	-----
1.06	1.318	.00103	1.160	-----	-----	22.6	26.1	51.3	-----
1.25	1.350	.00101	1.179	-----	-----	24.8	26.6	46.6	-----
1.50	1.400	.00097	1.185	-----	-----	28.3	32.6	39.1	-----
1.75	1.459	.00092	1.160	-----	-----	32.4	37.4	30.2	-----
2.00	1.529	.00087	1.160	-----	-----	37.2	42.8	20.0	-----
1.25	1.606	.00082	1.126	-----	-----	42.5	49.2	8.3	-----
1.06	1.558	.00082	1.061	-----	-----	25.9	74.1	-----	-----
1.25	1.566	.00082	1.066	-----	-----	27.6	72.2	-----	-----
1.50	1.582	.00081	1.073	-----	-----	30.9	69.1	-----	-----
1.75	1.600	.00080	1.080	-----	-----	34.3	65.7	-----	-----
2.00	1.622	.00079	1.087	-----	-----	38.5	61.5	-----	-----
2.75	1.647	.00078	1.094	-----	-----	43.1	56.9	-----	-----
2.50	1.671	.00077	1.096	-----	-----	48.3	51.7	-----	-----
1.75	1.704	.00076	1.096	-----	-----	54.1	45.9	-----	-----
3.75	1.850	.00069	1.043	-----	-----	01.5	17.5	-----	-----

DATOS DE VARILLAS Y BOMBAS (METODO LUFKIN) (Cont.)

Ind No	Product Use	WRT In per Ft Wt	Elastic Constant E	Fracture Factor F _r	Vickers Hardness H _v of Each Size					
					1 1/2	1 1/4	1	7/8	3/4	5/8
87	All	1.940	.00055	1.000				100.0		
85	1.00	1.490	.00096	1.237			15.9	17.7	20.1	46.3
	1.25	1.551	.00092	1.250			17.9	19.9	27.5	39.7
	1.50	1.650	.00086	1.242			71.0	23.4	26.5	29.1
	1.75	1.767	.00079	1.218			24.8	27.5	31.0	16.7
	2.00	1.901	.00070	1.180			23.0	32.3	36.3	2.4
	86	1.05	1.750	.00076	1.127			19.3	21.9	58.8
	1.25	1.775	.00075	1.136			20.7	73.5	55.8	
	1.50	1.811	.00073	1.148			23.0	26.0	51.0	
	1.75	1.855	.00072	1.157			75.0	29.0	45.4	
	2.00	1.909	.00070	1.162			28.7	32.5	38.8	
	2.25	1.956	.00067	1.158			32.1	31.5	31.4	
	2.50	2.035	.00065	1.146			35.0	41.6	22.6	
	2.75	2.102	.00062	1.125			40.3	45.6	14.1	
87	1.50	2.087	.00061	1.055			25.5	74.0		
	1.75	2.103	.00061	1.051			27.9	72.1		
	2.00	2.118	.00060	1.055			30.6	69.4		
	2.25	2.135	.00060	1.072			33.7	66.3		
	2.50	2.158	.00059	1.077			37.2	62.8		
	2.75	2.180	.00059	1.082			41.0	59.0		
	3.75	2.292	.00056	1.082			60.0	40.0		
	4.75	2.440	.00052	1.035			04.7	15.3		
88	All	2.532	.00050	1.000			100.0			
86	1.00	1.981	.00070	1.181		14.0	16.7	19.7	48.8	
	1.75	2.020	.00069	1.203		16.0	17.8	21.0	45.2	
	1.50	2.065	.00066	1.215		17.7	19.9	23.3	39.1	
	1.75	2.158	.00064	1.218		19.9	22.0	25.9	32.2	
	2.00	2.240	.00061	1.213		27.1	24.8	29.2	23.9	
	2.25	2.340	.00058	1.197		24.9	27.7	32.6	14.8	
	2.50	2.452	.00054	1.168		27.9	31.0	36.6	4.5	
97	1.50	2.312	.00057	1.117		19.3	21.9	58.8		
	1.75	2.348	.00056	1.125		21.4	23.0	54.8		
	2.00	2.392	.00055	1.132		23.4	26.2	50.4		
	2.25	2.438	.00054	1.139		25.8	76.9	45.3		
	2.50	2.483	.00053	1.144		28.5	31.7	39.8		
	2.75	2.540	.00052	1.143		31.4	35.0	33.6		
98	1.75	2.691	.00047	1.046		23.0	76.4			
	2.00	2.702	.00047	1.050		75.5	74.5			
	2.75	2.718	.00047	1.054		27.7	72.3			
	2.50	2.733	.00047	1.058		30.1	69.9			
	2.75	2.747	.00046	1.063		37.0	67.7			
	3.75	2.840	.00045	1.076		46.0	51.0			
	4.75	2.954	.00043	1.070		63.3	36.7			
99	All	3.203	.00039	1.000		100.0				
107	1.50	2.530	.00053	1.215	14.6	16.6	19.1	49.7		
	1.75	2.590	.00052	1.710	16.3	18.4	21.3	44.0		
	2.00	2.677	.00050	1.713	10.1	20.6	73.7	31.6		
	2.75	2.763	.00048	1.197	70.2	23.0	76.5	30.3		
	2.50	2.862	.00046	1.168	22.6	25.7	29.6	72.1		
	2.75	2.973	.00044	1.161	25.2	20.7	33.0	13.1		
108	1.75	2.880	.00045	1.125	17.5	19.9	62.6			
	2.00	2.921	.00044	1.132	19.2	21.8	59.0			
	2.25	2.960	.00044	1.139	21.1	24.0	54.9			
	2.50	3.008	.00043	1.139	23.7	76.4	50.4			
	2.75	3.059	.00042	1.133	25.6	29.1	45.3			
	3.75	3.313	.00039	1.108	37.3	42.4	20.3			
109	2.50	3.355	.00038	1.058	24.7	75.3				
	2.75	3.370	.00037	1.053	27.0	73.0				
	3.75	3.450	.00037	1.076	37.9	62.1				
	1.75	3.561	.00035	1.070	52.3	47.7				

TABLA IV-14

SP, FACTOR DE CARRERA DEL PISTON (Ref.6)

F_o/SKR

	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
0	1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4
.05	1	0.91	0.81	0.71	0.61	0.51	0.41
.10	1.01	0.92	0.83	0.72	0.63	0.53	0.43
.15	1.02	0.93	0.85	0.75	0.65	0.56	0.47
.20	1.06	0.96	0.88	0.80	0.69	0.58	0.47
.25	1.1	1.03	0.93	0.80	0.68	0.58	0.51
.30	1.09	1.05	0.89	0.78	0.72	0.66	0.6
.35	1.1	1.01	0.93	0.83	0.81	0.76	0.68
.40	1.18	1.1	1.04	0.98	0.92	0.86	0.78
.45	1.33	1.23	1.15	1.09	1.03	0.96	0.87
.50	1.48	1.37	1.27	1.21	1.13	1.05	0.98
.55	1.6	1.5	1.4	1.33	1.24	1.15	1.07
.60	1.7	1.61	1.52	1.44	1.37	1.26	1.16

TABLA IV-15

F1, CARGA MAXIMA EN LA BARRA PULIDA (Ref.6)

F_o/SKR

	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
0	0	0.10	0.2	0.30	0.4	0.5	0.6
.05	0.02	0.12	0.23	0.33	0.43	0.53	0.63
.10	0.05	0.15	0.26	0.36	0.46	0.56	0.66
.15	0.08	0.18	0.29	0.39	0.49	0.59	0.69
.20	0.12	0.22	0.33	0.43	0.52	0.62	0.72
.25	0.17	0.27	0.37	0.46	0.55	0.65	0.75
.30	0.21	0.31	0.41	0.50	0.59	0.68	0.78
.35	0.27	0.36	0.46	0.55	0.63	0.70	0.80
.40	0.34	0.42	0.51	0.61	0.70	0.79	0.87
.45	0.43	0.50	0.58	0.68	0.75	0.83	0.91
.50	0.55	0.62	0.68	0.78	0.83	0.90	0.98
.55	0.70	0.76	0.84	0.93	0.97	1	1.05
.60	0.83	0.9	0.99	1.06	1.10	1.13	1.16

TABLA IV-16

F2, CARGA MINIMA EN LA BARRA PULIDA (Ref.6)

 F_0/SKR

	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
0	0	0	0	0	0	0	0
. 05	0.004	0.01	0.015	0.019	0.015	0.022	0.025
. 10	0.015	0.028	0.039	0.045	0.039	0.05	0.055
. 15	0.035	0.055	0.073	0.08	0.073	0.083	0.086
. 20	0.065	0.086	0.115	0.125	0.12	0.119	0.12
. 25	0.1	0.128	0.154	0.165	0.161	0.158	0.16
. 30	0.155	0.175	0.192	0.201	0.2	0.195	0.2
. 35	0.22	0.23	0.228	0.241	0.235	0.235	0.24
. 40	0.26	0.271	0.269	0.275	0.27	0.263	0.27
. 45	0.29	0.302	0.316	0.306	0.309	0.29	0.30
. 50	0.34	0.349	0.368	0.364	0.35	0.339	0.34
. 55	0.42	0.433	0.446	0.433	0.413	0.384	0.38
. 60	0.49	0.49	0.49	0.475	0.45	0.42	0.41

TABLA IV-17

T, TORQUE MAXIMO (Ref.6)

F₀/SKR

	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
0	0.05	0.09	0.14	0.19	0.22	0.28	0.29
.05	0.05	0.1	0.16	0.21	0.25	0.28	0.29
.10	0.08	0.11	0.19	0.24	0.28	0.3	0.31
.15	0.1	0.14	0.22	0.27	0.31	0.32	0.33
.20	0.13	0.18	0.26	0.3	0.33	0.34	0.34
.25	0.16	0.22	0.3	0.33	0.35	0.36	0.36
.30	0.2	0.26	0.34	0.37	0.37	0.39	0.385
.35	0.25	0.31	0.38	0.41	0.42	0.43	0.44
.40	0.29	0.35	0.42	0.45	0.47	0.5	0.515
.45	0.34	0.4	0.46	0.49	0.51	0.52	0.525
.50	0.38	0.45	0.5	0.53	0.56	0.56	0.565
.55	0.44	0.5	0.55	0.58	0.62	0.63	0.635
.60	0.49	0.55	0.6	0.64	0.67	0.68	0.685

TABLA IV-18

%, AJUSTE DE TORPUE (Ref.6)

F_o/SKR

	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
0	0.2	0.16	0.08	0.055	0.29	0.05	-0.012
.05	0.18	0.12	0.065	0.04	0.015	-0.005	-0.017
.10	0.12	0.08	0.055	0.027	0.005	-0.017	-0.005
.15	0.1	0.065	0.04	0.015	-0.005	-0.017	0.003
.20	0.075	0.055	0.025	-0.005	-0.015	-0.005	0.011
.25	0.06	0.04	0.015	-0.005	-0.015	0.005	0.012
.30	0.05	0.025	0.005	-0.017	-0.005	0.011	0.013
.35	0.04	0.016	-0.005	-0.017	0.005	0.012	0.014
.40	0.03	0.012	-0.005	-0.005	0.011	0.013	0.015
.45	0.02	0.013	0	0.005	0.011	0.014	0.025
.50	0.025	0.015	0.009	0.011	0.013	0.015	0.025
.55	0.03	0.02	0.015	0.015	0.015	0.02	0.03
.60	0.03	0.02	0.02	0.015	0.02	0.03	0.05

DISCUSION DE RESULTADOS

La presente discusión estará encaminada a la comparación de **los** resultados obtenidos en cada uno de los métodos en los **cuales**. se han aplicado **las** mismas variaciones. Para el efecto se presentan tabulados en resumen dichos **resultados**. (tabla No. 4-19)

Donde:

S_p : Longitud de carrera neta del pistón

C_i : producción de **fluido** a obtenerse

PD : desplazamiento de **la** bomba

W_{max} . $PPRL$: carga máxima en **el** vástago **pulido**

W_{min} . $MPRL$: carga mínima en **el** vástago **Dulido**

TD . PT : torque máximo en **el** engranaje reductor

C_i . CEE : contrabalance **necesario**

En los dos métodos, **los valores** obtenidos para S **fila**
 P

1) *son* aproximadamente **iguales**. notandose tan **solo**. una mínima variación.

A fin de establecer una comparación entre **los valores** de a (producción a obtenerse) y PD (desplazamiento de **la** bomba (**fila 2**)). **se** deberá multiplicar **los resultados** de PD por **la eficiencia** volumétrica de **la** bomba E_v . con **lo cual se establecerá** que **los valores obtenidos** son muy cercanos.

Los **valores** de carga máxima (**fila 3**) son mayores en **el** método Lufkin en un porcentaje que va del 13% con respecto **al** método Coberly y en un 8% con respecto **al** método API y

TABLA IV - 19

METODOS		
COBERLY Y ASOCIADOS	API	LUFKIN
S _P (pulg) 21.87	S _P (pulg) 21.85	S _P (pulg) _____
q (B/D) 25.47	PD (B/D) 31.84	PD (B/D) 31.8
W _{max} (lbs) 2980	PPRL (Lbs) 3153	PPRL (Lbs) 3440
W _{min} (lbs) 2023	MPRL (Lbs) 1900	MPRL (Lbs) 1893
TP (lbs-pulg) 8776	PT (lbs-pulg) 9399	PT (lbs-pulg) 11990
C _i (lbs) 2367	CBE (lbs) 2619	CBE (lbs) 2631
H _b (hp) 0.87	PRHP (hp) 0.48	PRHP (hp) 1

la carga mínima (fila 4) para este mismo método, es menor en un 6% -con respecto al método Coberly y casi similar al método API, lo que trae como consecuencia que el rango de cargas en el método Lufkin sean mayores.

El torque máximo (filas 5) también se presenta mayor según el método Lufkin. siendo por lo tanto el contrabalance necesario mayor para el mismo método API nos permite seleccionar con mayor seguridad. la unidad de bombeo mecánico a instalarse.

Existe una gran diferencia entre los valores obtenidos en la fila 7. ya que el método Marsh y Asociados y Lufkin calcula la potencia necesaria del motor que tiene que ser mayor a la potencia en el vástago pulido calculada en el método API debido a que la primera incluye alguna pérdida de potencia en la unidad de bombeo mecánico.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones

1. Al utilizar una sarta de varillas telescópicas, se logra disminuir las tensiones máximas y mínimas y dar mayor rigidez a la sarta evitando posibles rozamientos de ella, con la tubería de producción.
2. La utilización de tubería de producción ancladas, trae como consecuencia una mayor producción de fluido, debido a que se incrementa la carrera neta del pistón.
3. El rango de cargas es mejorado con la disminución del tamaño del pistón o por la disminución de la velocidad de bombeo.
4. Al incrementar la longitud de carrera del vástago pulido, se logra obtener, un aumento en el factor de aceleración y producción de fluido, debido al lógico incremento de la carrera neta del pistón, pero se presenta como desventaja que, el torque máximo, la carga máxima y la potencia necesaria para el motor también se hacen mayores.
5. A medida que la velocidad de bombeo (N) se obtiene las mismas ventajas y desventajas que en el numeral anterior con la diferencia de que el valor de la carrera neta del pistón aumenta en pequeña proporción influenciando tan so-

lo con la mayor aceleración.

6. Los valores de torque y tensión máxima varían directamente con el diámetro del pistón.

Recomendaciones

1. La **elección de la unidad de bombeo mecánico está relacionada con las cargas** que esta debe soportar durante el ciclo de bombeo, por lo tanto la capacidad de la unidad seleccionada no debe estar por debajo de las cargas que posiblemente se tengan. Por el contrario debe incluirse un rango de **seguridad.**

2. **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, una vez interpretado correctamente los datos obtenidos en los diagramas dinamométricos, sirven para realizar una práctica de bombeo más eficiente y económica, pues, son las fallas mecánicas, los principales responsables de los excesivos costos de extracción.**

3. **Cualquier tendencia a mejorar la eficiencia de 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. Es preferible un pistoneo largo y lento.**

4. El "golpe de fluido" que acorta la vida de **las** varillas por doblamiento, puede ser evitado con el uso de menor desplazamiento de la bomba, o anclas de gas.
5. Debe usarse el **pistón** más pequeño capaz de mantener la **producción** a fin de evitar cargas innecesarias para las varillas.
6. El contrapeso debe ser chequeado **periódicamente** a **medida** que las condiciones de **operación** cambien.
7. La base de cemento donde se asentara la unidad de bombeo **mecánico** debe estar bien consolidada y nivelada para evitar posibles vibraciones que a la larga producen ruptura de las varillas.
8. El equipo superficial debe ser centrado para lo cual, una **práctica** segura muy utilizada consiste, en bajar una plomada desde el extremo de la "cabeza de caballo" de la unidad de mecánico y hacerla coincidir con el centro de la tubería de producción.
9. Es recomendable la **utilización** del **método API** debido a **que** en una gran mayoría de los **cálculos** se ha encontrado que los valores calculados por este **método** han sido **razonables** al compararlos con los valores medidos, sin embargo, en determinados casos dichos valores no deben ser siempre iguales a la **predicción** del rendimiento del sistema de bombeo mecánico.

SIMBOLOGIA

- A : **Area** neta de la carta **dinagráfica** lbs/pies.
- A₁ A₂ : **Areas** transversales de secciones individuales de una sarta **telescópica** de varillas, pulgs.²
- A_r : Refiérese a A₁, A₂, pulgs.²
- A_P : **Area** transversal del **pistón**, pulgs.²
- A_t : **Area** transversal de la pared de la tubería de **producción**, pulgs.²
- C_i : Efecto de contrabalance ideal, lbs.
- CBE : Contrapeso requerido, lbs.
- CBME : Contrabalance **Máximo** Efectivo, lbs.
- CBMR : Contrabalance **Máximo** Requerido, lbs.
- D : Profundidad del nivel **dinámico** del **fluido**, pies.
- D_P : **Diámetro** del **pistón**, pulgs. (**Método API**).
- E : Módulo de elasticidad para el acero, pies.
- E_v : Eficiencia volumétrica de la **bomba**, %.
- E_r : Constante elástica de las varillas, pulgs/Lb-pie.
- E_t : Constante **elástica** de la tubería de **producción** pulgs/Lb-pie.
- F : Carga friccional de la Sarta de Cabillas.



BIBLI



- F_c : Factor de frecuencia
- F₀ : Carga de fluido diferencial en el **área** total del **pistón**. Lbs.
- F₁ : Factor de **máxima carga**.
- F₂ : Factor de carga mínima
- F₃ : Factor de **potencia**
- Frb : Flotabilidad de las cabillas
- G : Gravedad específica del fluido producido
- H : Levantamiento neto, pies
- H_b : Potencia necesaria del motor, **h.p.**
- H_f : Perdida de potencia friccional en el subsuelo h.p.
- H_h : Potencia **hidráulica**; h.p.
- HP : Potencia del motor: h.p.
- HpMáx : Potencia máxima, h.p.
- K : Constante de la bomba: **Bbls/día/pulg/s.p.m.**
- L : Longitud de la sarta de vabillas, pies
- L₁, L₂ Longitudes de secciones individuales de una sarta de varillas **telescópicas**, pies.
- L_n : Refiérese a L₁, L₂, pies.
- M : Peso unitario de las varillas, **lbs/pie**.
- M₁, M₂ Pesos unitarios de las secciones individuales de una sarta **telescópica** de varillas, **lbs/pie**

- MPRL : Carga mínima en el **vástago** pulido, lbs.
- N : Velocidad de bombeo, spm.
- N₀ : Frecuencia natural de la sarta **simple** de **varillas**, spm.
- N'₀ : Frecuencia natural de la sarta de varillas **telescópicas**, spm.
- PD : **Desplazamiento** de la bomba, **Bbls/día**.
- PPRL : Carga **máxima** en el **vástago pulido**, lbs.
- PR : **Presión** Reouerida. PSF
- PT : Torque máximo, Lb-Pulgs.
- PRHP : Potencia requerida en el **vástago** pulido, h.p.
- q : **Jasa** de **producción**, **Bbls/día**
- Q : Carga total diferencial en la barra pulida, lbs
- Qr : Torque de contrabalance requerido, lb-pulgs.
- R₁, R₂, ... : Longitudes de secciones individuales de una sarta de varillas telescópicas expresada como fracción de la longitud total de la sarta.
- R : Refiérese a R₁, R₂,
- S : Longitud de carrera del **vástago** pulido, pulgs.
- S_P : Longitud efectiva de la carrera del **pistón**, pulgs.
- S_{kr} : Carga necesaria para alargar la sarta total de varillas, una cantidad igual **a** la carrera del
- T : Torque de manivela, lbs-Pulgs.

- T_P : Torque **máximo** en el engranaje reductor, **pulg-Lb.**
- T_a : Constante de ajuste de torque para valores de W_{rf} / S_{kr} diferentes a 0.3.
- T_{max} : Tensión máxima, Lbs/pulg².
- T_{min} : Tensión mínima. Lbs-pulg².
- U.B.M. : Unidad de bombeo **mecánico**
- V : Desplazamiento de la bomba, **Bbls/día.**
- W : Peso total de las varillas en el aire, Lbs.
- W_d : **Carga** diferencial. lbs.
- W_r : Peso unitario promedio de las varillas en el aire. **Lbs/pie (Método API).**
- W_{rf} : Peso total de las varillas en **fluido**, Lbs.
- W_f : Carga del **fluido**, lbs.
- W_{max} : **Carga** máxima en el vástago pulido, Lbs.
- W_{min} : **Carga** mínima en el vástago pulido. lbs.
- W_r : Peso de la sarta de varillas, Lbs. (**método Marsh, Coberly y Asociados**)
- B : Factor de Magnificiencia
- a : Factor de **Aceleración**
- : Factor de **Amortiguación**

$\frac{1}{K_r}$: Constante **elástica** de las sarta de varillas,
pulg./lb.

$\frac{1}{K_t}$: Constante **elástica** de la **porción** de la sarta
de tubería no anclada, **pulg./lb.**

TV : Vdlvula viajera

SV : Vdlvula de pié

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. **B. CRAFT. W. HOLDEN y D. GRAVES, Well Design: Drilling Production. 1962.**
2. **BETHLEHEM STEEL Company. Secker Rod Handbook.**
3. **API Recommended Practice for Design Calculations For Sucker Rod Pumping Systems (Conventional Units). API RP 11L 20 Edición. Marzo de 1972.**
4. **Simposium de Varillas de Bombeo realizada en EE.UU 1969**
5. **Pumping Well Problems in Focus. DOUGLAS O JOHNSON. Johnson - Fagg Engineering.**
6. **LUFKIN FOUNDRY AND MACHINE COMPANY. Lufkin Equipment of Advanced Design. 1966-67.**
7. **G. DELGADO. Modernos Conceptos y sus Aplicaciones sobre Bombeo Mecánico de Pozos Petrolíferos. Lufkin Overseas Corporation S. A. Venezuela 1971.**
8. **T.E.W. NIND. Principles of Oil Well Production.**
9. **GULF OIL COMPANY - Latin America. Curso de Producción Petróleo y Gas. 1971.**
10. **J.H. RUSSEL. Jr. Interpretation of Dynamometer Cards. Gulf Oil Corporation. Houston.**
11. **F. CHECA. Ing. A.E.O. Folleto sobre Bombeo Mecánico.**
12. **ZABA, DOHERTY. Practica1 Petroleum Engineers Handbook. 40. Edición. 1956.**

13. SALAS, Guillermo. Dinagramas. Editorial Universitaria L.U.Z. 1976. Tercera Edición.
14. J.C. WRIGHT AND J.P. BYRD "Pumping Unit Geometry and its Effect on Torsional and Structural Loading. Oilfield Equipment Corporation of Colorado Denver, Colorado.