

Universidad Nacional de Ingeniería

Programa Académico de Ingeniería de Petróleo y Petroquímica



**Análisis de la Eficiencia de Unidades de
Bombeo con Varillas de Succión en Pozos
de Petróleo mediante Computadoras**

**Tesis para optar el Título de
INGENIERO DE PETROLEO**

Tomás Berenguel Margary

LIMA - PERU

1976

A la Memoria de mi Padre

ANALISIS DE LA EFICIENCIA DE UNIDADES
DE BOMBEO CON VARILLAS DE SUCCION
EN POZOS DE PETROLEO MEDIANTE
COMPUTADORAS

CAPITULO I	Introducción
CAPITULO II	Información necesaria y cálculos para el diseño de la instalación de la unidad
CAPITULO III	Planteamiento de un Programa <i>de computadoras para relacionar las variables q intervienen en la</i>
CAPITULO IV	La eficiencia real de una unidad de bombeo
CAPITULO v	Problema típico y su solución mediante el uso del Programa. Conclusiones

I N D I C E

Página

CAPITULO I	4
CAPITULO II	11
CAPITULO III	64
CAPITULO IV	82
CAPITULO V	93
RESUMEN	99

CAPITULO I

INTRODUCCION

GENERALIDADES

Cuando los pozos productores de petróleo cesan de fluir, el operador debe escoger un método artificial para levantar el petróleo; esto es, suministrar una fuerza desde fuera del pozo para ayudar a la energía disponible en el yacimiento, a levantar los fluidos desde el nivel de trabajo en el pozo hasta la superficie y conducirlos a las instalaciones superficiales de separación y almacenamiento.

Los métodos más comunes para realizar esta etapa de producción artificial son, en orden a su uso en el campo:

Bombeo mecánico con varillas de succión,
Levantamiento por inyección de gas (gas lift), Bombeo hidráulico sub-superficial,
Bombeo eléctrico por bomba sumergible

Aparte de los factores económicos, otros factores deben ser estudiados antes de escoger el mejor y más económico método de producción artificial, de modo tal que los costos de levantamiento del petróleo o costos de extracción puedan ser mantenidos al mínimo, tanto en el presente como en el futuro de la vida del campo.

El levantamiento por gas o "gas lift" es particularmente usado cuando existen grandes volúmenes de fluido en el pozo, se dispone de una fuente de gas a alta presión y un adecuado mercado para el gas a baja presión disponible después de la separación de los fluidos producidos en el pozo. Estas son condiciones ideales pero no significan condiciones limitantes. El "gas lift" llega a ser poco atractivo cuando el precio del gas es alto, los niveles de fluido son profundos y los volúmenes de fluido a levantarse son pequeños.

El método más popular de levantamiento artificial en un pozo de petróleo es el uso de unidades de bombeo con varillas de succión. La disponibilidad del gas no es un factor importante como en el "gas lift" y es conocida su extrema flexibilidad de operación en un cierto grupo de pozos. La unidad de bombeo tipo balancin o "viga balanceadora" es el equipo más frecuentemente usado para operar la sarta de varillas, en movimiento reciprocante, determinado por la longitud de la carrera del embolo de la bomba. La sarta de varillas a su vez actúa la bomba reciprocante que ha sido instalada debajo del nivel de fluido en el pozo.

Las unidades de bombeo son diseñadas teniendo en cuenta las máximas condiciones de bombeo esperadas en cualquier período, durante la vida del pozo. En algunos casos las condiciones de bombeo pueden cambiar muy poco durante toda la vida del pozo y un tamaño adecuado de unidad y motor puede ser satisfactorio.

En otros casos un pozo puede requerir una unidad de tamaño mayor para el período inicial de su vida y luego la producción puede declinar, de modo que una unidad más pequeña puede ser usada económicamente. O por el contrario, un pozo puede tener pequeñas cargas de bombeo durante el período inicial debido a los altos niveles de fluido y baja producción de agua y altas cargas durante el fin de su vida productiva cuando los niveles de fluido son bajos y alta producción de agua.

Los factores limitantes en el bombeo con varillas son la arena y el agua. La bomba sub-superficial está sincronizada dentro de cierta tolerancia de eficiencia, con todo el equipo y como consecuencia no puede manejar cualquier producción de arena, sino en pequeñas cantidades. Sin embargo, existen ciertos tipos específicos de bombas que pueden ser usadas en estos casos. La cantidad de arena que puede manejar una bomba depende de muchos factores, tales como el régimen de entrada de la arena, el tamaño de las partículas, etc. También la capacidad de la instalación está limitada por el tamaño de la bomba que puede ser colocada en el pozo y la longitud y frecuencia de la carrera a la que puede operar.

Por consiguiente, si para producir un determinado volumen de petróleo por día, es forzoso producir también grandes volúmenes de agua y el entubado del pozo no permite la instalación de una bomba de mayor tamaño requerida para este trabajo, debe buscarse otro método de levantamiento

artificial, o el pozo debe ser reparado para acondicionarlo a la instalación de la bomba de mayor diámetro.

Cuando se necesita una unidad de bombeo para un pozo, debe determinarse antes la vida del pozo, la curva extrapolada del aumento del agua que se produce, y el aumento (en el caso de operaciones de estimulación) o la declinación de la producción total de fluido del pozo. En el caso de que no se tome en cuenta el caso de una unidad que puede estar sobre dimensionada en el futuro, cuando la producción ha declinado, o se tome en cuenta esta condición, hay que prever el tipo de fundación o instalación de la base de la unidad, ya sea en el tipo "unidad universal única" o "unidad múltiple".

Si es que se descarta que la unidad estaría sobre dimensionada debe siempre comprobarse las consideraciones económicas y de operación en cada momento de la vida del pozo para determinar si la unidad cumple las máximas condiciones de operación esperadas.

A menudo unidades antiguas son movidas de un sitio a otro y se necesita acondicionarlas a las fundaciones de otra unidad, lo cual es una ventaja para el caso del tipo de fundación de "unidad múltiple".

Existen muchos métodos para llegar al cálculo de los factores que intervienen en el diseño y la estimación del tamaño

adecuado de una instalación de bombeo con varillas. Los más populares son el Método de Slonneger y el de Mills.

El de Slonneger se basa en una expresión empírica para calcular la carga máxima sobre el vástago pulido y el torque máximo de la unidad.

$$W_{MAX} = (W_L + W_F) \left(L + \frac{S \cdot N}{5400} \right)$$

$$W_L = M_1 L_1 + M_2 L_2 + \dots \text{ etc.}$$

$$W_F = 0.433 G \cdot L \cdot A_P$$

Donde:

- W_{MAX} = Carga máxima sobre el vástago pulido, lbs.
- = Peso total de la sarta combinada de varillas, lbs.
- = Peso del fluido, lbs.
- S = Longitud de la carrera en el vástago pulido, pulgadas
- N = Número de carreras por minuto o ciclos completos
- G = Gravedad específica del fluido (agua = 1)
- L = Longitud de la sarta total de varillas, pies
- $L_1, L_2, \text{etc.}$ = Longitud de cada tramo de una sarta combinada, pies.

M_1, M_2 etc = Peso de cada tramo de la sarta de varillas, por unidad de longitud, - lbs/pie.

A_P = Area transversal del émbolo de la bomba, pulgadas cuadradas.

El torque máximo en el reductor de engranajes se calcula por la fórmula:

$$T_P = W_N \left(\frac{S}{2} \right)$$

Donde:

W_N = Carga neta en el vástago pulido

Generalmente el valor de W_N es la mayor de las dos expresiones

$$\begin{aligned} W_N &= 0.4 W_{max}. \\ \delta \quad W_N &= W_{max} - C \end{aligned}$$

Donde:

C = Efecto del contrapeso, en lbs.

El Método de Mills se basa en las siguientes ecuaciones:

$$W_{MAX} = W_F + W_r (1 + \alpha)$$

$$W_{MIN} = W_r (1 - \alpha - 0.127 G)$$

$$T_P = (W_{MAX} - C) \frac{S}{2}$$

Donde:

$$C = 0.95 C_i$$

$$C_i = 0.5 W_F + W_r (1 - 0.127 G)$$

donde los símbolos son los ya expresados y además:

$$\alpha = \frac{SN^2}{70500}$$

$$C_i = \text{Efecto de contrapeso ideal, lbs.}$$

$$C = \text{Efecto de contrapeso real, lbs.}$$

El método que se usa en este trabajo, para el diseño de la unidad de bombeo, es el de la Pan American, que es una modificación del método de Slonneger.

En el presente trabajo se trata de presentar un programa de computadora para analizar los problemas que presentan las instalaciones de bombeo en trabajo, en un campo cualquiera.

El análisis supone, a partir de los datos obtenidos en el campo, el cálculo de los factores que afectan y que controlan en mayor o menor grado la eficiencia del bombeo.

Este programa permite también en base a variaciones posibles en la tarjeta de datos, optimizar el trabajo de la unidad en base para obtener una mayor eficiencia de la operación.

CAPITULO II

INFORMACION NECESARIA Y CALCULOS PARA EL DISEÑO DE LA INSTALACION DE LA UNIDAD

1. Las unidades de bombeo son diseñadas para soportar las condiciones máximas de bombeo esperadas durante cualquier período de la vida de un pozo. En algunos casos las condiciones de bombeo pueden cambiar muy poco durante toda la vida del pozo y será satisfactorio un solo tamaño de unidad de bombeo y de motor primario. En otros casos un pozo puede requerir una gran unidad para el período inicial de bombeo y luego declinar de manera que pueda utilizarse económicamente una serie de unidades más pequeñas o puede darse el caso inverso, un pozo puede tener pequeñas cargas de bombeo durante el período inicial cuando el nivel de fluido es alto, y con poca producción de agua, y severas cargas de bombeo cerca del período final de su vida productiva cuando el nivel de fluido es bajo y la producción de agua es alta.

De los muchos métodos que se pueden utilizar para diseñar una instalación de bombeo mecánico, se ha desarrollado un método basado principalmente en la experiencia de campo. Para usar este método se aplican las siguientes reglas generales a toda instalación de unidades de bombeo.

- A. En lo posible, la velocidad de bombeo no debe exceder de 20 carreras por minuto para las bombas colocadas a menos de 5,000 pies, 17 carreras por minuto para las bombas colocadas entre 5,000 y 7,000 pies, 12 carreras por minuto para las bombas colocadas desde 7,000 a 8,000 pies y 10 carreras por minuto para las bombas colocadas a mayores profundidades de 8,000 pies. Se ha encontrado que una velocidad máxima del vástago pulido no mayor de 275 pies por minuto es la velocidad máxima más práctica, siempre que la velocidad de bombeo no exceda de 20 carreras por minuto para ninguna longitud de carrera. También es muy costoso e ineficiente una velocidad de bombeo muy lenta. Es por esto recomendable que la velocidad mínima de bombeo se debe basar en $137\frac{1}{2}$ pies por minuto o 12 carreras por minuto, en el peor de los casos. Una velocidad de bombeo más lenta resultará generalmente en goteo de válvulas, resbalamiento del embolo, y como resultado, un mayor costo de producción.

- B. Se debe usar la bomba de diámetro más pequeño que satisfaga la producción requerida.
- C. Se debe usar la carrera más larga de la unidad de bombeo que no sobre cargue la caja de engranaje (gear box).
- D. Se debe seleccionar una velocidad de bombeo que opere la sarta de varillas a una velocidad no crítica como se muestra en el Gráfico N°1. Las velocidades de bombeo mostradas en dicho gráfico son velocidades de bombeo teóricas y se deben usar solo como guía. Esta velocidad no crítica de bombeo es una función de la longitud de la sarta de varillas $\frac{237000}{NL} = HH \cdot hh$ siendo L = Longitud de la sarta en pies y
- $$0.8 > hh > 0.2$$
- para la armónica de primer orden, HH=1

Por experiencia se tiene que en muchos casos, instalaciones que se operan a velocidades teóricamente críticas, producen cartas dinamométricas que muestran velocidades no-críticas. Si existe una duda sobre la velocidad crítica, la unidad debe chequearse después de la instalación con un dinamómetro y ajustar la velocidad de bombeo si es necesario.

E. Existen dos métodos generales de diseño de sarta combinadas de varillas. El primer método es someter a la varilla de la sección del fondo de la sarta a una tensión pre-determinada; una vez alcanzada dicha tensión, esta sección se adiciona a otra sección superior de mayor diámetro y resistencia y se sigue el mismo procedimiento hasta que la varilla superior de esta nueva sección esté sometida también a una tensión pre-determinada.

La tensión en el tope de la última varilla es la tensión en el vástago pulido. Esto resulta en una sarta combinada de varillas de menor peso, el uso más eficiente de las propiedades físicas de las varillas y la más económica.

El segundo método consiste en diseñar la sarta de varillas de manera tal que la tensión es la misma en la parte superior o tope de cada sección de diámetro diferente en la sarta.

El primer método es el más usado y preferido porque la sarta es diseñada de manera que la resistencia en el tope de cada sección de varillas de diferente diámetro es la misma en la sarta.

F. Para seleccionar el tipo API de varillas apropiado para usarse con cada unidad de bombeo, hay que tener en cuenta las siguientes recomendaciones;

El grado de las varillas de succión a usarse se determinan mediante las condiciones de bombeo - del pozo, el tamaño de la unidad de bombeo, la clase de fluido a ser bombeado y las propiedades físicas del material en cada varilla de succión.

Los fabricantes de varillas de succión, de tiempo en tiempo, han usado nombres especiales, descripciones, códigos, etc. para sus varillas y uniones. Estos nombres son peculiares al oído y dan la impresión que se han usado metales o tratamientos superiores en su manufactura.

Mediante una investigación se demuestra que todas las varillas de succión agrupadas en los grados - API son hechas de materiales comparables, y tienen aproximadamente las mismas propiedades físicas.

Para condiciones generales de bombeo, se ha encontrado que las siguientes son las varillas de succión más económicas a usarse en cada tamaño de unidades de bombeo. Ciertas condiciones no usuales de bombeo, tales como pozos altamente corrosivos, pueden indicar que otro grado de varillas sea más recomendable que aquel en la lista. Sin embargo, las varillas tabuladas seguidamente, comprenden la mayoría de las condiciones de bombeo encontradas en las operaciones de la Pan American :

Unidad de Bombeo API Tamaño 16-varillas de 5/8", API Grado C.

Unidad de Bombeo API Tamaño 25-varillas de 5/8", API Grado C

Unidad de Bombeo API Tamaño 40-varillas de 5/8", API Grado C

Unidad de Bombeo API Tamaño 57-varillas de 5/8", ó combinadas
de 5/8", 3/4, API Grado C

Unidad de Bombeo API Tamaño 80-varillas de 3/4", API Grado C

Unidad de Bombeo API Tamaño 114-varillas de 3/4", ó combinadas
de 3/4", 7/8, API Grado C

Unidad de Bombeo API Tamaño 160-varilla de 3/4", API Grado D
ó 3/4", 7/8", 1", API Grado C

Unidad de Bombeo API Tamaño 228-varilla de 3/4", ó combinadas
de 3/4", 7/8", API Grado D ó
3/4", 7/8", 1" , API Grado C

Unidad de Bombeo API Tamaño 320-varillas combinadas de 3/4",
7/8", API Grado D ó 3/4",
7/8", 1", API Grado C

Unidad de Bombeo API Tamaño 456-varillas combinadas de 3/4"
7/8", 1", API Grado C

Unidad de Bombeo API Tamaño 640-varillas combinadas de 3/4"
7/8", 1", API Grado D

Unidad de Bombeo API Tamaño 912-varillas combinadas, de 3/4",
7/8", 1", API Grado D

El uso de varillas de succión de aleación especial para resistir la corrosión, no ha probado ser la solución a dicho problema. La solución no está en los elementos usados en las varillas de succión, sino en aplicación correcta del grado API apropiado de las varillas y el uso de una película inhibidora que no sólo proteja la tubería, forros, líneas de flujo y otros equipos de la acción corrosiva del fluido del pozo. Los resultados del uso de inhibidores de corrosión han sido muy satisfactorios. Se debe hacer notar que para tener éxito, se debe emplear siempre el tipo apropiado de inhibidor en concentraciones apropiadas. Las varillas API Grado K no se incluyen en la lista anterior debido a que se consideran de uso especial. Información limitada y pragmática parece indicar que su uso tiene cierto éxito en pozos de fluidos con alto contenido de hidrógeno sulfurado donde son efectivos ó donde el tratamiento con inhibidores no es práctico. Estas varillas especiales deben usarse con cuidado debido a su alto costo y no deben usarse como sustituto de un adecuado programa de inhibidores.

Es bien conocido, que pozos que producen fluidos con contenido de H_2S , causan roturas en las varillas de succión debido al hidrógeno. También es sabido, que las varillas con una dureza no mayor de 235 (según la escala de BRINELL), tienen mejor performance que las varillas más duras. Reduciendo la tensión máxima en las varillas y reduciendo las cargas, se ayudará a resolver este problema. La aplicación continua de un adecuado programa de inhibidores es de absoluta necesidad en estos pozos. Cuando las cargas del pozo son tales que se tienen que usar varillas más duras, el programa de inhibidores es más importante y se debe aplicar el mejor disponible.

- G. Para tener un mejor factor de seguridad, se usa el área bruta del embolo de la bomba y no el área neta.
- H. La fricción es difícil, si no imposible de calcular, por lo que no es considerada en estos cálculos. Esto se justifica por el hecho que la flotabilidad, que en largo sobrepasa la fricción, esta también despreciada y así se balancéa estas dos fuerzas en la carrera ascendente del embolo.

2. DATOS REQUERIDOS :

Para calcular la instalación de una unidad de bombeo, se necesitan los siguientes datos :

- A. El regimen de producción en BPH (basado en el total del fluido a ser bombeado, incluyendo el petróleo y agua en el tiempo de bombeo en horas).
- B. El nivel del trabajo del fluido en pies desde la superficie.
- C. La profundidad de asentamiento de la bomba desde la superficie.
- D. Gradiente hidráulica de fluido en PSI por pie.

3. DETALLE DE LOS CALCULOS :

- A. Desplazamiento de la bomba :

Usando la Gráfica N°2, se puede seleccionar inicialmente el tamaño API de la unidad de bombeo que se requiere para bombear la producción deseada desde cierta profundidad. La longitud de carrera puede entonces seleccionarse de los tamaños de embolos disponibles para el tamaño de esta unidad. La velocidad de bombeo o carreras por minuto se puede asumir o utilizar de los gráficos Nos. 1 y 3. Conociendo la longitud del embolo, velocidad de bombeo y el régimen de producción, se puede seleccionar el tamaño de la bomba de la Gráfica N°3 que se basa en la siguiente ecuación :

$$\text{BPH} = \frac{60 \cdot A_P \cdot S_P \cdot N \cdot E_V}{9702} = (0.005566) A_P \cdot S_P \cdot N$$

Siendo :

= Area de sección transversal del embolo de la bomba, en Pulg.

N = Carreras por minuto

S_P = Longitud de carrera efectiva del embolo de la bomba, Pulgadas.

E_V = Eficiencia volumétrica de la bomba, expresada en fracción decimal

El valor A_P se puede encontrar en la tabla N°3

Usualmente, se asuma el valor de la eficiencia volumétrica igual a 0.90. Los valores para BPH (barriles por hora) se pueden tomar de la Gráfica N°3, que se basa en ciertos datos asumidos y condiciones de bombeo ideales los cuales muy raramente ocurren. Por eso, los datos obtenidos de la gráfica N°3 se deben utilizar solo como guía en el estimado preliminar del desplazamiento de la bomba.

B. Factor de Aceleración :

El factor de aceleración se calcula mediante la siguiente fórmula :

$$A_u = 1 + \frac{S \cdot N}{5400}$$

Siendo :

A_u = factor de aceleración en la carrera ascendente.

S = Longitud de carrera del vástago palido, Pulgadas.

La tabla N°2 se puede usar para determinar el factor de aceleración.

C. Peso muerto del fluido :

El peso muerto del fluido es calculado de la siguiente fórmula :

$$W_F = (0.433 G \cdot A_p) \cdot D$$

Siendo :

W_F = Peso del fluido, lbs.

0.433 G = Gradiente Hidráulica del fluido, PSI/pie

D = Nivel de trabajo del fluido, pies desde la superficie.

El valor de $(0.433 G \cdot Ap)$ se puede obtener de la Tabla N°1.

D. Diseño de la sarta de varillas

Se debe encontrar primero la carga máxima de trabajo (en libras) y el tipo de varillas que se ha seleccionado de la unidad elegida. Se puede usar las recomendaciones anteriores para seleccionar una sarta de varillas que pueda ser usada con la unidad de bombeo que se ha elegido.

La carga máxima de trabajo puede calcularse de la siguiente fórmula :

$$W_1 = E_1 \cdot A_{r1}$$

$$W_2 = E_2 \cdot A_{r2}$$

$$W_3 = \text{etc}$$

Siendo:

W_1 = Carga máxima de trabajo de la sarta de varillas inferior de menor diámetro, lbs.

W_2, W_3, etc = Carga máxima de trabajo de las sarta de varillas siguientes, libras.

A_{r1} = Area de sección transversal del segmento inferior de la sarta de varillas, pulg.²

$A_{r2}, A_{r3}, \text{etc}$ = Area de sección transversal de los segmentos siguientes de la sarta de varillas, pulg. 2.

E = Máxima resistencia de trabajo de la varilla, PSI, de acuerdo al tipo de varilla.

Los valores de $A_{r1}, A_{r2}, \text{etc}$. se pueden encontrar en la tabla N°3.

El máximo trabajo de cada varilla de grado API puede hallarse en la tabla N°4.

El Gráfico N°4, muestra la relación de las cargas de trabajo con las diferentes tensiones para los distintos tamaños de las varillas.

Luego se calcula la longitud de la sección más baja de la sarta de varillas y de diámetro más pequeño, usando la fórmula:

$$L_1 = \frac{W_1 - A_U \cdot W_F}{A_U \cdot W_{r1}}$$

Siendo :

W_{r1} = Peso de las varillas de tamaño L_1 , libras por pié

Para la varilla siguiente :

$$L_2 = \frac{W_2 - W_1}{A_U \cdot W_{r2}}$$

Siendo :

W_{r2} = Peso de las varillas de tamaño L_2 ,
libras por pié.

L_2 = Longitud de la sarta de varillas corres-
pondiente a W_{r2} .

Estos cálculos se efectúan hasta que la suma de $L_1 + L_2$,etc., sea igual a la profundidad de asentamiento de la bomba, $L_1 + L_2 + \dots = L$

La sarta de varillas puede ser diseñada usando las Gráficas Nos. 5, 6, 7, 8 y 9 como sigue :

1. Con la longitud del Embolo y las carreras por minuto, se determina el factor aceleración (tabla N°2).
2. Con el nivel de trabajo del fluido, gradiente hidráulica del fluido, factor de aceleración y el tamaño de la bomba, se determina el peso acelerado del fluido y se registra esta figura (Graf. No. 5)
3. Si se tiene que usar varillas de 5/8" en la sección inferior, utilícese la Gráfica No. 6, sino, úsese la Gráfica No. 7.

4. Mediante el peso acelerado del fluido, la resistencia de trabajo y el factor de aceleración, determínese la longitud de las varillas de $5/8''$ (ó $3/4''$) y regístrese la profundidad (redondéese lo más próximo a 25 piés).
5. Usando la Gráfica N°8 y la resistencia máxima de trabajo, hallar la cantidad de varillas de $3/4''$, $7/8''$ ó $1''$ necesarias para completar la sarta. Regístrese la longitud de cada tamaño de varillas.
6. De la Gráfica N°9 y con el factor de aceleración, hallar el peso acelerado para cada tamaño de varillas usadas en la sarta.
7. Súmese el peso acelerado del fluido encontrado en el párrafo D-2 y el peso acelerado de las varillas encontrado en el párrafo D-6. El resultado es W_{Pr} (carga sobre el vástago pu lido).
8. De la gráfica N°5, usando el nivel de trabajo del fluido, gradiente hidráulica, tamaño de la bomba y un factor de aceleración de 1.00, se encuentra el peso muerto del fluido, W_F

9. De la Gráfica N°9, hallar el peso muerto de cada sección de la sarta de varillas, usando el factor de aceleración igual a 1.00.

$$(L_1 \cdot W_1), (L_2 \cdot W_2), \text{etc.}$$

E. Carga sobre el vástago pulido.

La máxima carga sobre el vástago pulido se calcula de la fórmula :

$$W_{MAX} = AU [W_F + (L_1 \cdot W_{r1}) + (L_2 \cdot W_{r2}) + \dots]$$

Siendo :

W_{MAX} = Carga máxima sobre el vástago pulido.

La carga sobre el vástago pulido en libras puede también determinarse por el método descrito en el párrafo anterior D-7.

F. Rango de Tensión para las varillas de Succión .

En la mayoría de las aplicaciones de las unidades de bombeo, se necesitan tan solo las máximas tensiones de trabajo. Hay casos, sin embargo, en que es necesario investigar el rango de tensión.

Estos casos son (a) cuando se tiene que bombear

grandes volúmenes de fluido de una profundidad casi superficial (5,000 pies o menos), ó (b) cuando se prevee una excesiva fricción.

Hay muchos métodos para determinar el máximo rango de tensión para varillas. El Gráfico N°13 ha sido desarrollado como un método rápido para determinar si el rango de tensión cae dentro de los límites de seguridad.

Para usar este gráfico, primero se debe hallar la máxima carga sobre el vástago pulido o la varilla superior, de acuerdo con el párrafo 3-E, y reducir esta tensión dividiendo el peso entre el área de sección transversal de la varilla tope de la sarta.

La carga mínima se obtiene de la fórmula :

$$W_{MIN} = [(W_{r1} \cdot L_1) + (W_{r2} \cdot L_2) + (\dots\dots\dots)] (A_d - 2Y^*)$$

Siendo :

$$A_d = 1 - \frac{(S)(N)}{5400}, \text{ que es el factor de aceleración en la carrera descendente.}$$

Y = flotabilidad, libras

$$= [(A_{r1} \cdot L_1) + (A_{r2} \cdot L_2) \cdot (\dots\dots\dots)] (0.433 \cdot G)$$

S = Carrera del vástago pulido, pulgadas.

N = SPM

G = Gravedad específica del fluido

* Siendo la flotabilidad considerada igual a la fricción en el punto superior del pistón, estas se cancelan mutuamente; sin embargo, la fricción y flotabilidad actúan en la misma dirección cuando baja el pistón. Por eso, se deben sumar cuando se calcula la carga durante la carrera descendente.

Como son de igual valor $(Y + Y) = 2y$

Para hallar la tensión mínima, divídase la carga mínima del vástago pulido o de la varilla superior entre el área de sección transversal de la varilla superior. El Gráfico N°4 puede usarse para determinar la tensión en varillas de diferentes tamaños para diferentes cargas. En el caso de sargas combinadas, la mínima tensión en la varilla superior de la próxima sección de varillas de menor diámetro usadas en la sarga, debe ser también calculada por el método anterior para determinar si el rango de tensión cae dentro de los límites de seguridad. Para ilustrar el uso de la Gráfica 13, que lo siguiente fue determinado de revisiones de los rangos de presión:

- Caso 1 : Máxima tensión 40,000 PSI
 Mínima tensión 29,000 PSI varillas, API Grado D
- Caso 2 : Máxima tensión 40,000 PSI
 Mínima tensión 20,000 PSI varillas, API Grado D
- Caso 3 : Máxima tensión 40,000 PSI
 Mínima tensión 18,000 PSI varillas, API Grado D

Como se usa la misma máxima tensión en cada caso, los pasos iniciales son los mismos. Ingrese a la gráfica con la tensión máxima de 40,000 psi y proyecte esta línea hasta que intersecte la línea de máxima tensión para varillas API de Grado D en el punto (a). Del punto (A) prolongue una línea vertical hacia abajo.

Caso 1 .- Entre en la gráfica en la línea de 29,000 psi y prolongue hasta que intersecte la línea vertical en el punto (b). Como este punto está dentro del área no sombreada, el rango de tensión está dentro de los límites de seguridad.

Caso 2 .- Ingrese a la gráfica en la línea de 20,000 psi y proyéctela hasta que intercepte la línea vertical en (c), este punto está también dentro del área no sombreada; sin embargo, el rango de tensión está al límite máximo.

Caso 3. - Entre a la gráfica en la línea de 18,000 psi y proyéctela hasta que intercepte la vertical en (d). Este punto cae en el área sombreada y el rango de tensión es muy alto. El rango de tensión de be reducirse usando una bomba más pequeña, reduciendo la velocidad de bombeo, reduciendo la longitud de carrera o aumentando el tamaño de las varillas hasta que el rango de tensión caiga dentro del área no sombreada.

G. Contrapeso ideal :

Se calcula con la fórmula :

$$C_b = \left(\frac{W_F}{2}\right) + [(L_1 \cdot W_{r1}) + (L_2 \cdot W_{r2}) + (\dots\dots\dots)]$$

Siendo :

C_b = Efecto de contrapeso en el vástago pulido, libras.

W_F = Peso del fluido, libras

H. Torsión Máxima :

Se calcula de la fórmula :

$$T_p = (W_{MAX} - C_b) \frac{S}{2}$$

donde :

T_p = Torque máximo, pulgada-libra

I. Carrera del Embolo

A medida que el embolo inicia su carrera ascendente, la carga del fluido es transferida de la válvula fija a la válvula viajera. La sarta de varillas tiene que tensionarse antes que el embolo empiece a moverse. Con la liberación de la carga del fluido de la válvula fija, la tubería se contraerá. Así el movimiento relativo de la válvula viajera y la válvula fija es anclada a los forros, entonces no habrá movimiento de la tubería.

A mayores velocidades de bombeo, la aceleración de la sarta de varillas causará una tensión adicional en las varillas. Esta tensión adicional origina la sobre carrera del embolo.

El cálculo del movimiento neto del émbolo se hace mediante la fórmula :

$$S_P = \left[S - (1.797 \times 10^7) (A_P - A_{ro}) \left(\frac{1}{A_{ro}} + \frac{1}{A_t} \right) (L^2) \right] + \left[(1.93 \times 10^5) \left(\frac{L \cdot N}{1000} \right)^2 (S) \right]$$

Donde :

A_{ro} = Area transversal promedia de las varillas, pulgadas cuadradas,

A_t = Area transversal promedia del metal de la tubería, pulgadas cuadradas.

Nota : Si la tubería es anclada, $1/A_t = 0$

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

Los valores para determinar A_{ta} se pueden encontrar en la tabla N°3.

Después de encontrar la carrera neta del émbolo del párrafo 3,1 chequear la cantidad de fluido que produjera mediante la ecuación del párrafo 3- A. Si la cantidad de fluido resultante es mayor o menor que la deseada, la velocidad de bombeo y/o el tamaño de la bomba deben de ser cambiadas, y el sistema de bombeo recalculado.

J. Selección de la Unidad de Bombeo.-

Después de la máxima carga sobre el vástago pulido y el torque máximo han sido determinados, se debe elegir una unidad de bombeo que llene ambos requerimientos. Puede ser necesario elegir una unidad con un rango mayor en uno de estos dos factores para poder satisfacer los requerimientos de otros factores.

4. REQUERIMIENTO DE POTENCIA DE MOTOR PRIMARIO PARA UNA UNIDAD DE BOMBEO :

A. Generalidades :

Los gráficos 10, 11 y 12 pueden usarse para determinar el requerimiento continuo de potencia para

levantar el fluido a varios coeficientes de producción desde diferentes profundidades. La potencia determinado de los gráficos determinará el tamaño del motor primario. Los gráficos para el motor eléctrico y el motor de multicilindros, se basan en la potencia hidráulica con un factor de aplicación de 0.45. La gráfica del motor horizontal se basa en la potencia hidráulica con un factor de aplicación de 0.60. Para las tres cartas, la gravedad específica del fluido es 1.0 y el fluido está al nivel de la bomba.

Los diferentes regímenes de producción mostrados en los gráficos se basan en la ecuación dada en el párrafo 3 - A. Se debe enfatizar que régimen de producción a usarse en estos gráficos es el régimen actual de influjo de la arena al pozo y no necesariamente, se debe usar el régimen de producción mientras se está bombeando y no el promedio de producción para el período de 24 horas. También se debe considerar el aumento de producción mediante estimulaciones o re-acondicionamiento.

- B. Corrección por requerimiento de potencia. Si una unidad de bombeo es cargada a menos de la mitad de su capacidad de producción, se requiere una potencia adicional en el motor primario para

compensar por la pérdida a través de la unidad de bombeo. Las líneas diagonales en la esquina inferior izquierda de los gráficos 10, 11 y 12 pueden usarse para determinar la potencia adicional. Los ejemplos siguientes ilustrarán el uso de estos gráficos.

1. Asúmase que se debe bombear 100 BPD desde una profundidad de 5,500 pies, usando una unidad API 114 con motor eléctrico. En la gráfica N° 10, se entra en la escala de profundidad a 5,500 pies y se intersecta la diagonal de 100 BPD. De este punto se proyecta hacia la escala inferior en un punto 12.25. Como esta línea vertical intersecta la línea 114, se lee 1.1 en la escala de la derecha. La potencia total requerida por el motor primario será $12.25 + 1.1 = 13.35$. Luego se adquirirá un motor de 15 HP.

2. Asumiendo de nuevo que los 100 BPD se producirán desde una profundidad de 5,500 pies, pero con una unidad API 80 y un motor eléctrico, se procede como en el primer ejemplo y se lee 12.25 en la escala inferior. La línea vertical no intersecta la línea de 80 y no se necesita corrección. Luego un motor de 15 HP será suficiente. El mismo procedimiento es usado para motores multi-cilíndricos en la gráfica N° 11 y para motores horizontales en la gráfica N° 12.

C. Selección del motor apropiado Multi-cilindricos u horizontales.

Después que se ha determinado la potencia (HP) requerida, se debe seleccionar un motor que genere esta potencia continuamente y también que sea económico de operar en el sitio donde va a trabajar.

Los fabricantes de motores de multi-cilindros proporcionan una curva de performance del motor solo y/o de la unidad completa. Un motor solo es aquel que no considera accesorios tales como bomba de agua, ventilador, bomba de aceite del embrague, etc., y la curva de performance es desarrollada bajo condiciones ideales por solo un corto periodo. La mayoría de las curvas de performance son basadas en una temperatura ambiente de 60°F , a nivel del mar y gas de 1000 BTU. Las condiciones bajo las cuales la curva de performance ha sido desarrollada son consideradas en la misma hoja y éstas se deben observar cuidadosamente. Estas curvas de performance se deben de modificar antes de elegir el motor para la unidad de bombeo.

Si la curva de performance es para un motor solo, se debe reducir en un 10% para corregirla a una unidad completa. Para corregir de 60°F a 100°F , del nivel del mar a 3,000 pies y por corrección de combustible, un 10% de reducción adicional se debe hacer. Una reducción fina.

del 35% se hace por carga ciclica y para prevcer la pér -
 dida de eficiencia del motor a través de un período de -
 tiempo. Estas reducciones pueden ser cuantificadas en -
 un factor de 0.5265. Por ejemplo si la curva de perform -
 mance muestra una capacidad normal de 90HP a 1,000 -
 RPM, la potencia continua de operación será 90×0.5265 ó
 50.62 HP.

Si la curva de performance es para una unidad de poten-
 cia completa, luego no se aplica la reducción inicial de -
 10% para motor sólo; pero las otras reducciones si se
 aplican y el múltiplo es 0.585.

La curva desarrollada de potencia de trabajo continuo, se
 aplicará a todo motor operando a una temperatura ambien-
 te hasta los 100°F y elevación hasta los 3,000 pies de altu-
 ra sobre el nivel del mar. Si un motor tiene que operar
 a mayores temperaturas o elevaciones, la curva de poten-
 cia se reducirá como sigue:

1. 3% por cada 1,000 pies encima de 3,000 pies.
2. 1% por cada 10°F encima de 100°F.

Los motores de multi-cilindros en servicio de unidades de
 bombeo no se deben operar a velocidades del pistón que -
 excedan los 1200 pies por minuto. Velocidades mas altas
 originan un gasto anormal y excesivos costos de operación.

Se considera una buena regla aplicar el motor en el punto medio de la curva de potencia de operación continua que ha sido desarrollada. Así, la velocidad de bombeo se puede variar combinando la velocidad del motor principal, en lugar de cambiar las poleas.

Los motores horizontales que son usados como motores primarios de unidades de bombeo son capacitados por los fabricantes, de diferente manera que los motores de multi-cilindros. La curva de potencia proporcionada con los motores horizontales es para una unidad de potencia completa y también para operación continua.

No se necesitan correcciones y la curva de potencia se puede usar para motores que operan a elevaciones hasta 3,000 pies y 100°F. Encima de 3,000 pies la curva se debe reducir en 3% por cada 1,000 pies adicionales; también encima de 100°F la curva de potencia se debe reducir en 1% por cada 10°F.

- D. Transmisión del motor eléctrico para unidades de bombeo por varillas.

Debido a la naturaleza cíclica del bombeo mediante varillas, se deben tener consideraciones especiales de estas características al aplicar motores eléctricos a este tipo de cargas. En los momentos máximos de carga el motor

requiere mucha corriente causando un calentamiento que es proporcional al cuadrado de la corriente. El coeficiente térmico de la corriente, llamado RMS, es mayor que el promedio de la corriente del motor. Desde que la base para clasificar un motor eléctrico es el incremento de temperatura que el aislamiento puede resistir, se toma en consideración el efecto térmico adicional causado en los momentos de máxima demanda. Esto es conseguido aplicando un factor de reducción o factor de carga cíclica (CLF), que es la inversa del RMS.

Las siguientes fórmulas son para calcular la potencia de carga, tamaño del motor y consumo de energía de una transmisión de motor eléctrico.

$$(1) \quad \text{HP hidr\u00e1ulico} = \frac{(\text{BPD}) (H)}{135,770}$$

$$(2) \quad \text{HP promedia} = \frac{(\text{BPD}) (H)}{61,000}$$

(se asume 45% de eficiencia del embolo a la polea del motor).

$$(3) \quad \text{Tama\u00f1o del motor*} = \frac{(\text{HP}) \text{ promedia}}{0.75} = \frac{(\text{BPD}) (H)}{45,000}$$

para NEMA "C"

(usando un factor de reducci\u00f3n de 0.75)

NEMA = National Electric Motors Association

$$(4) \quad \text{Tama\u00f1o del motor*} = \frac{\text{HP promedia}}{0.75} = \frac{(\text{BPD}) (H)}{55,000}$$

para NEMA "D" y

motores de bombeo

especiales

(usando un factor de reducción de 0.90)

$$5. \quad \text{Consumo de energía KWH} = \frac{(\text{HP promedio}) (H) (0.746)}{0.82}$$

$$= \frac{(\text{BPD}) (H)}{67,000}$$

(asumiendo eficiencia del motor de 82%)

siendo:

BPD = Barriles de producción (petróleo y agua) por día.

H = Horas

En estos cálculos se asume una gravedad específica de 1.00. Si la gravedad específica es considerablemente diferente a este valor, se puede obtener el resultado multiplicando esta ecuación por la gravedad específica.

* Ver gráfica N° 10 para encontrar la potencia adicional necesaria para unidades de bombeo con carga menor al 50% de la capacidad de clasificación.

5. FACTORES DE TORQUE USADOS PARA CHEQUEAR EL TAMAÑO DE LA UNIDAD DE BOMBEO.

Si las cargas de torque en los momentos máximos se encuentran dentro del 10% de la capacidad extrema del torque máximo de la unidad de bombeo seleccionada, es recomendable se investigue la capacidad de la unidad para soportar cargas. Esto se realiza mediante el "método del factor de torque". Cada marca y tamaño específico de las unidades de bombeo tienen su propio conjunto de factores de toque. Los factores de torque, junto con los momentos de contra-carga y el desbalance estructural, son proporcionados por los fabricantes de unidades de bombeo.

Los factores de torque se derivan de la geometría de la unidad de bombeo. El factor de torque en cualquier posición del manubrio multiplicado por la carga del pozo en esa posición, da el torque del pozo en la caja de cambios para esa posición dada del manubrio. Los factores de torque son calculados para la posición del manubrio cada 15 grados en el sentido de las manecillas del reloj, empezando en la posición de las doce - igual a cero hasta 360 grados para una vuelta completa del manubrio. La rotación del manubrio en el sen

tido de las agujas del reloj se determina mirando el manubrio con la cabeza del pozo al lado derecho. Si la unidad de bombeo opera en forma inversa de las agujas del reloj, los factores de torque se aplican en forma inversa, y las tablas del factor de torque se leen de abajo para arriba.

Los Cálculos para Chequear las Unidades de Bombeo usando Factores de Torque son

1. Hallar la carga máxima del vastago pulido (W_{MAX}) del párrafo 3 - E.
2. Hallar la carga mínima del vastago pulido (W_{MIN}) del párrafo 3 - F.
3. Hallar el efecto del contrapeso en el vastago pulido "C" del párrafo 3 - G
4. Calcular el torque neto máximo de pozo de

$$Tw (MAX) = (Tf) (Wmax - SU)$$

donde: Tw = Torque neto del pozo, pulg.-libra

Tf = Factor de torque

SU = Desbalance estructural

Nota: Si se asume que la máxima carga del vastago pulido ocurre en el punto donde el factor de torque es el más grande, se deduce que si la capacidad de la unidad de bombeo no es excedida en este punto, no se excederá en ningún punto. El máximo

factor de torque ocurre usualmente en un ángulo del manubrio entre 60° y 75°. El desbalance estructural se debe sustraer - de la carga del pozo porque el desbalance equilibra parcialmente la carga del pozo.

5. Calcular el torque neto mínimo del pozo de :
 $T_w (\text{Min}) = (T_f) (W_{\text{min}} - \text{SU})$

Nota: Del estudio de muchas pruebas dinamométricas se ha encontrado que la carga mínima ocurre a 180° de la carga máxima; por eso, el valor del factor de torque usado en la ecuación anterior se encuentra a 180° del factor de torque usado en el párrafo 3 - B - 4. En la mayoría de los casos este no será el factor de torque mínimo.

Los torques hallados en los párrafos 3 - B - 4 y 3 - B - 5 son debidos a las cargas del pozo solo y no se ha tomado en cuenta el efecto de equilibrio.

6. Calcular el torque (o momento) de equilibrio en el reductor de velocidad de :

$$T_c (\text{max}) = (C_b - \text{SU}) (T_f \text{ a } 90^\circ) (\text{máximo})$$

donde: $T_c (\text{max}) =$ Torque o momento de equilibrio, pulg. - libra.

Nota: El equilibrio hallado en el párrafo 3 - B - 3 es el equilibrio efectivo deseado en el vastago pulido en libras y no es el efecto de equilibrio en el manubrio. El equilibrio máximo deseado ocurre cuando el manubrio está a 90°; por eso, el factor

de torque para la posición de 90° del manubrio es el que se debe usar en la ecuación anterior. Chequee el valor hallado de T_c (max) con la tabla del fabricante para ver si la unidad posee dicho momento de equilibrio.

7. Calcular el torque neto máximo y mínimo en la caja de cambios de la unidad de bombeo de :

$$T_g \text{ (max)} = T_w \text{ (max)} - (T_c) (\text{Sin } \theta)$$

$$T_g \text{ (min)} = T_w \text{ (min)} - (T_c) \text{Sin } (\theta + 180^\circ)$$

donde: T_g = Torque neto en la caja de engranajes, pulg-libra.

θ = Angulo del factor de torque máximo, grados.

8. En la mayoría de los casos el torque máximo y el mínimo son diferentes. Entonces el contrape so se ajusta de manera que tanto el torque máximo como el mínimo sean iguales al valor promedio :

$$\frac{T_g \text{ (max)} + T_g \text{ (min)}}{2} = T_g \text{ (avg)}$$

9. Chequéese el valor anterior con el de la unidad seleccionada.

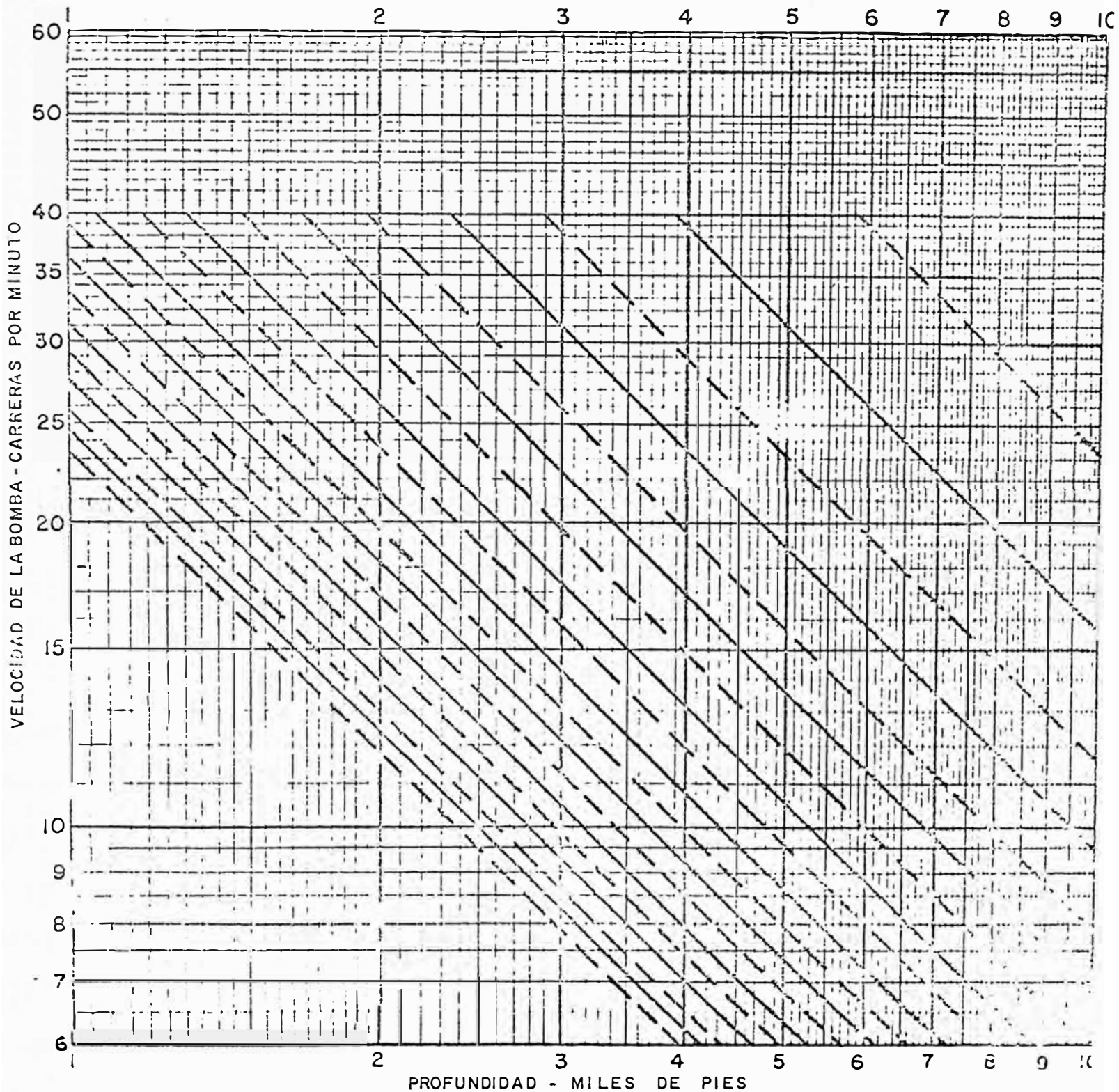
6. GLOSARIO DE TERMINOS

A_d	=	Factor de aceleración en la carrera descendente.
A_u	=	Factor de aceleración en la carrera ascendente.
A_P	=	Area de sección transversal del émbolo de la bomba, pulgadas cuadradas.
$A_{r1}, A_{r2}, \text{etc}$	=	Area de sección transversal de las varillas correspondientes a las sartas pulgadas cuadradas.
A_{ra}	=	Area de sección transversal promedio de las sartas de varillas, pulgadas cuadradas.
A_t	=	Area de sección transversal promedio del metal de la tubería, pulgadas cuadradas.
B_L	=	Longitud templada de las correas, pulgadas.
BPD	=	Barriles por día.
BPH	=	Barriles por hora.
C_b	=	Efecto de contrapeso en el vastago pulido, libras.
C	=	Distancia entre ejes de las poleas, pulgadas.
D	=	Nivel de trabajo del fluido, pies desde la superficie.
E	=	Máxima resistencia de trabajo de la varilla, PSI, de acuerdo al tipo de varilla.
E_v	=	Eficiencia volumétrica de la bomba, decimales.
G	=	Gravedad específica del fluido.
$0.433 \cdot G$	=	Gradiente hidráulica del fluido, PSI/pie

H	=	Horas
L	=	Longitud total de la sarta de varillas, pies.
L ₁	=	Longitud de la sección más baja de la sarta de varillas, pies.
L ₂ , L ₃ , etc	=	Longitud de las secciones siguientes de la sarta de varillas, pies.
M ₁ , M ₂ , etc	=	Peso de cada sección de la sarta de varillas por unidad de longitud, lbs/pie.
N	=	Carreras por minuto.
P ₁	=	Diámetro de la polea del motor primario, pulgadas.
P ₂	=	Diámetro de la polea de la unidad, pulgadas.
R _P	=	Reducción de la caja de engranajes de la unidad de bombeo.
S	=	Longitud de carrera del vástago pulido, pulgadas.
S _P	=	Longitud de carrera del émbolo de la bomba, pulgadas.
SU	=	Desbalance estructural.
T _c	=	Torque o momento del contrapeso, pulgadas-libras.
T _g	=	Torque neto en la caja de engranajes, pulgadas-libras.
T _f	=	Factor de torque.
T _p	=	Torque máximo (Peak Torque), pulgadas-libras.

T_w	=	Torque neto del pozo, pulgadas-libra.
U	=	Velocidad del motor primario.
$W_1, W_2, \text{ etc}$	=	Carga máxima de trabajo de la sarta de varillas $L_1, L_2, \text{ etc}$. libras.
$W_{r1}, W_{r2}, \text{ etc}$	=	Peso de las varillas de las secciones $L_1, L_2, \text{ etc}$. libras por pie.
W_f	=	Peso del fluido, libras.
W_L	=	Peso total de la sarta combinada de varillas, libras.
W_{MAX}	=	Carga máxima sobre el vastago pulido, libras.
W_{MIN}	=	Carga mínima sobre el vastago pulido, libras.
Y	=	Flotabilidad, libras.
θ	=	Angulo del manubrio para el factor de torque máximo, grados.
α	=	Módulo de aceleración

GRAFICO N° 1
 VELOCIDADES DE BOMBEO CRITICAS Y NO CRITICAS
 (SLONNEGER)



NOTA:

- 1- LAS VELOCIDADES CRITICAS DE BOMBEO SON LAS LINEAS PUNTEADAS.
- 2- LAS VELOCIDADES NO CRITICAS DE BOMBEO SON LAS LINEAS SOLIDAS Y ESTAS VELOCIDADES SON PREFERIDAS.

GRAFI N° 2
 VOLUMEN BOMBEO CONTRA PROFUNDIDAD DE LA BOMBA PARA VARIAS UNIDADES DE BOMBEO.

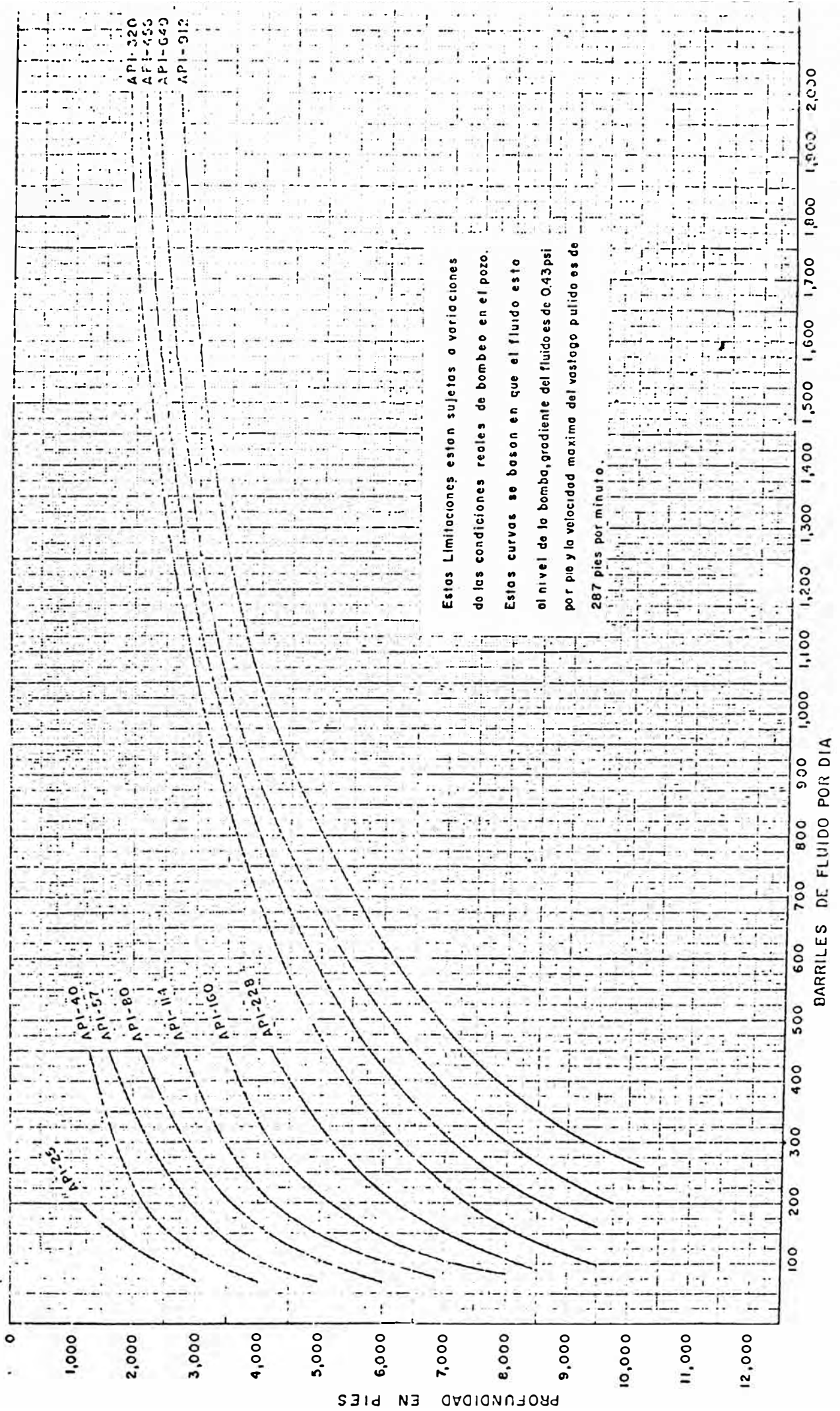


GRAFICO Nº 3

PRODUCCION DE LA BOMBA

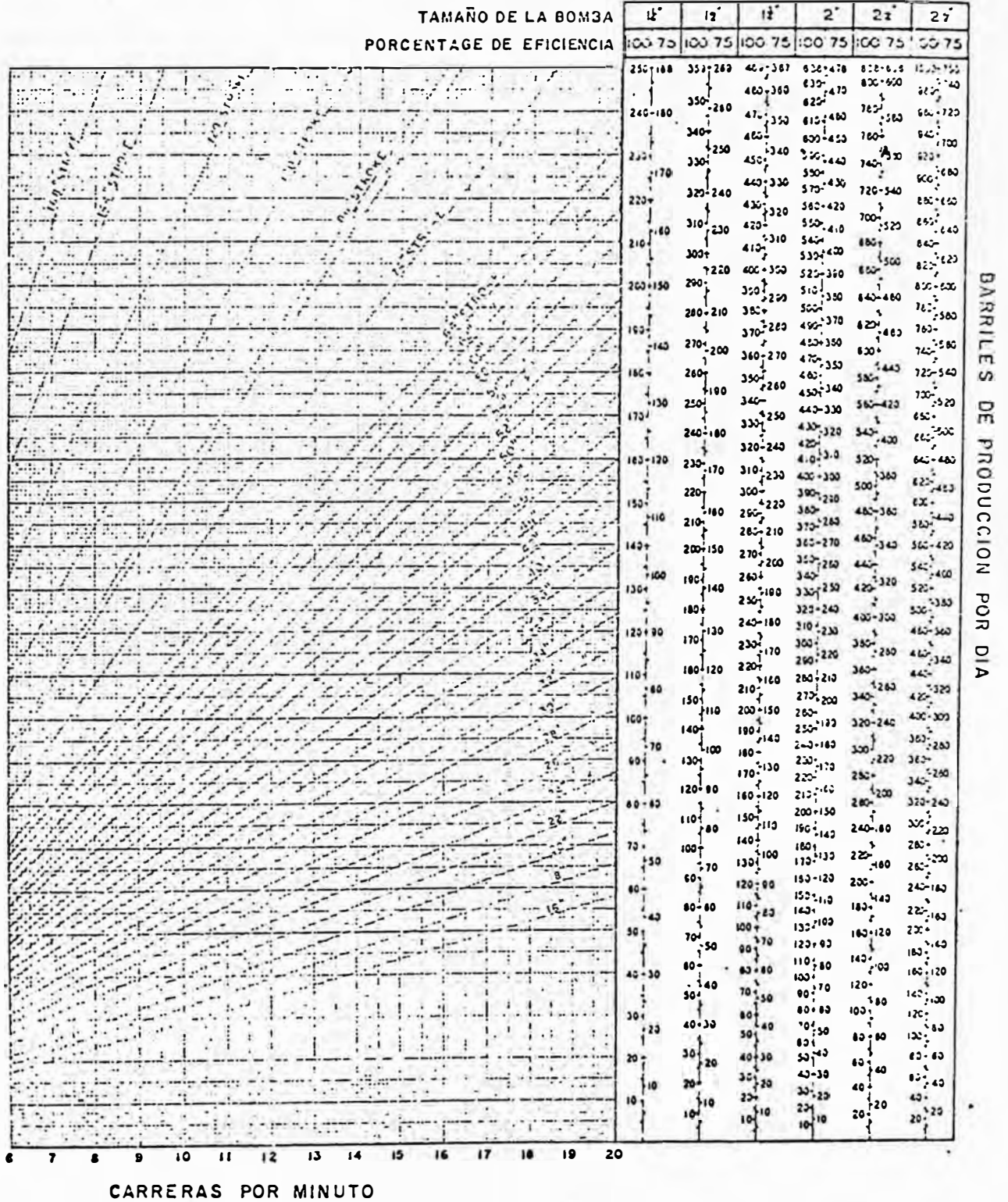


GRAFICO N° 4

ESFUERZO DE LAS CARGAS DE TRABAJO

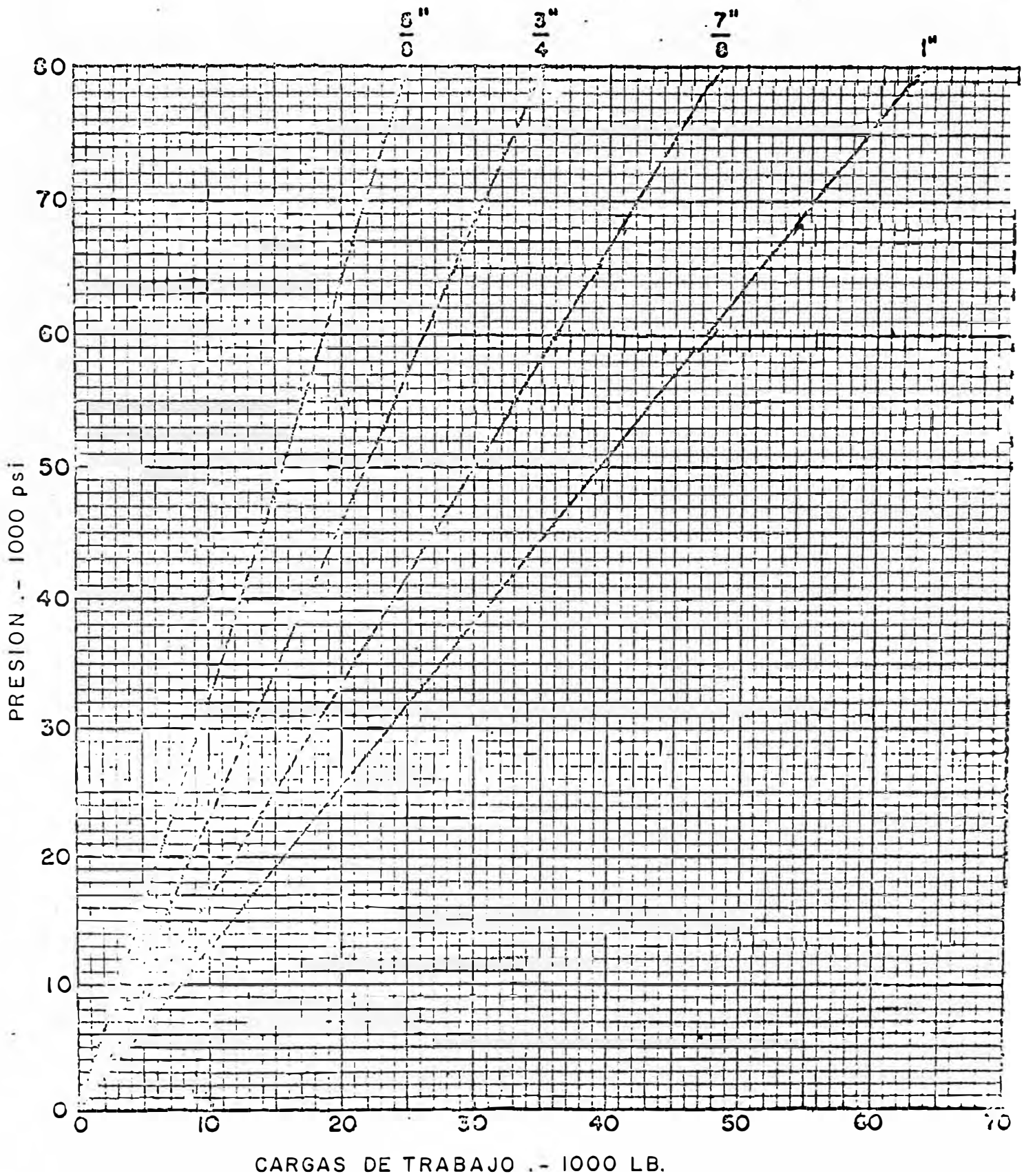


GRAFICO N° 5
DISEÑO DE LA SARTA DE VARILLAS

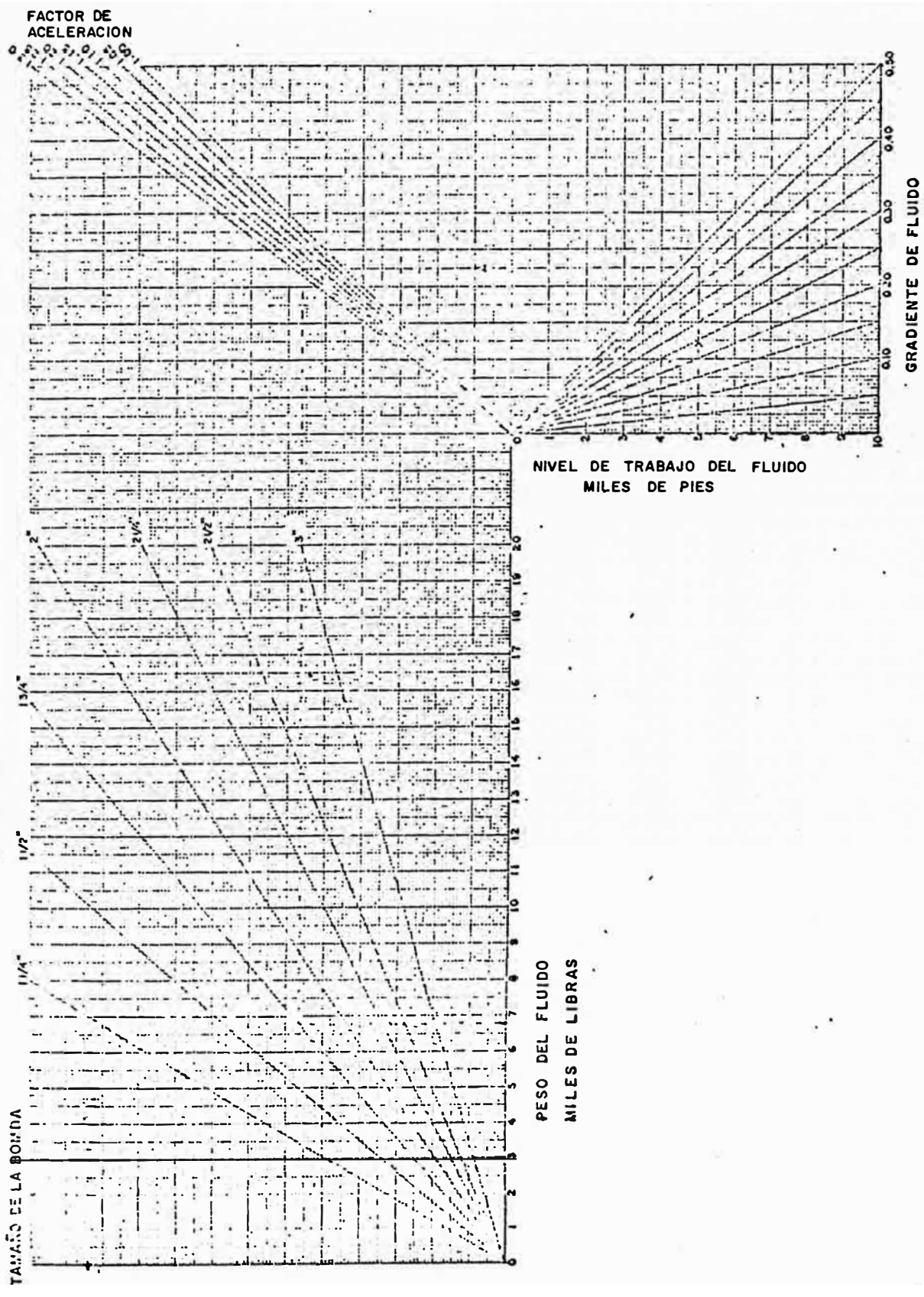


GRAFICO N° 6
DISEÑO DE SARTA DE VARILLAS DE 5/8"

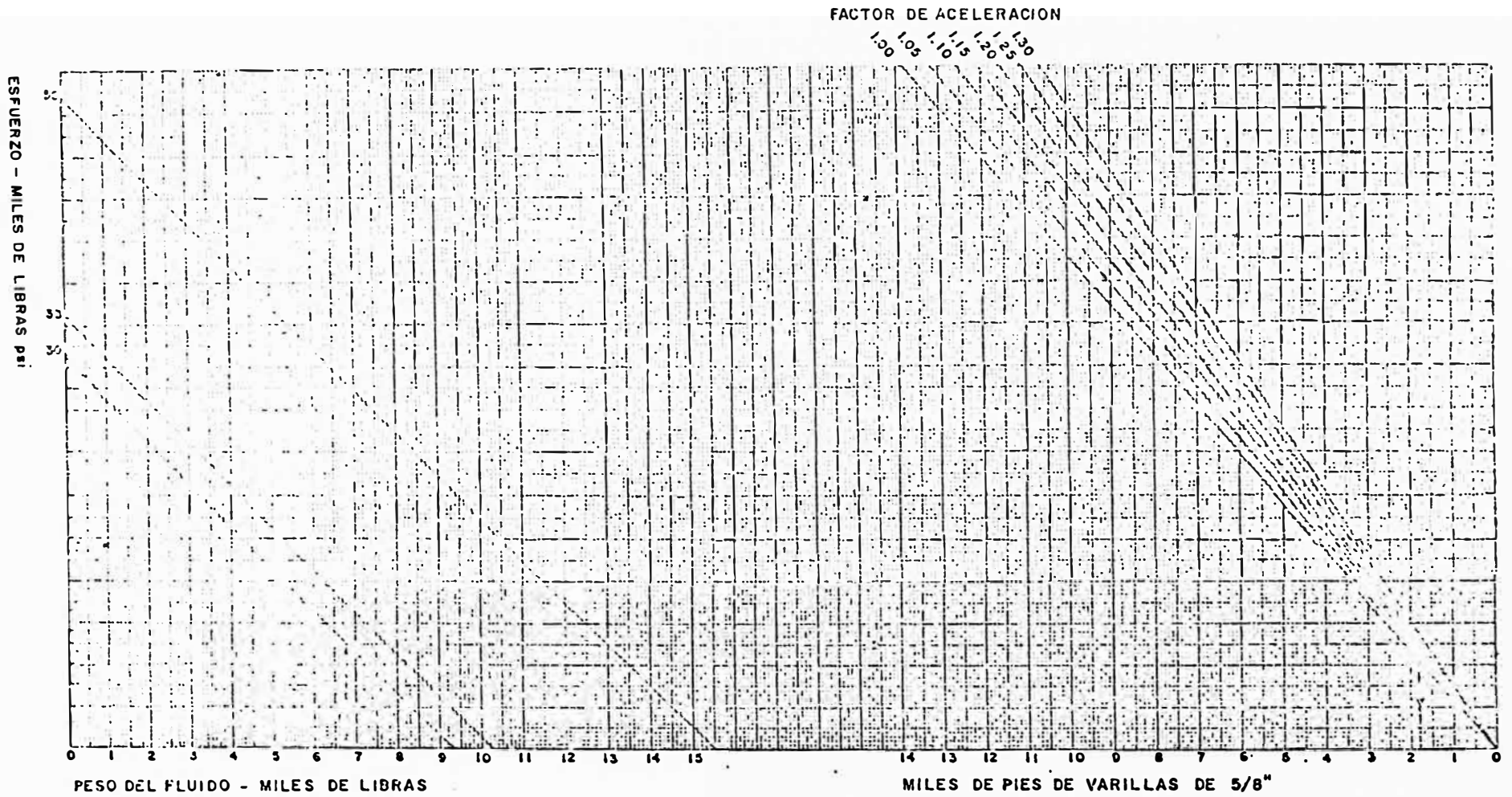
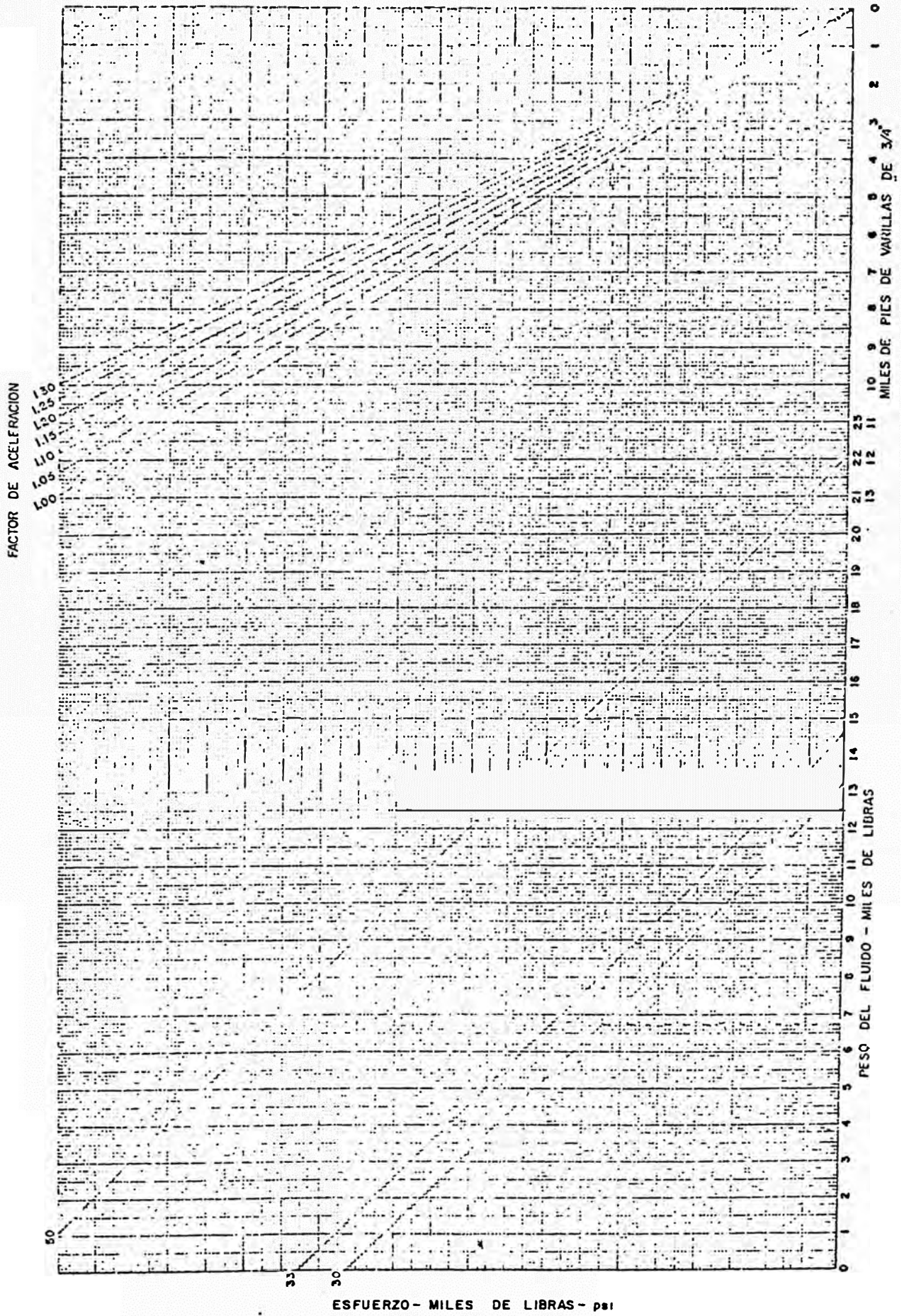
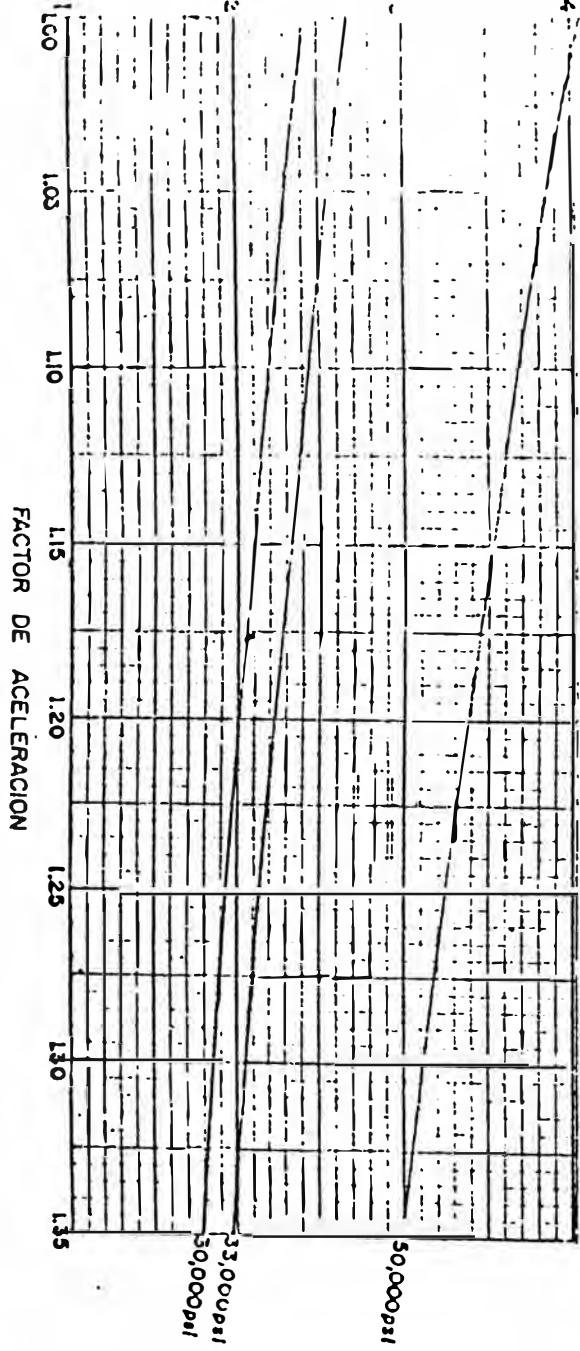


GRAFICO Nº 7
DISEÑO DE SARTA DE VARILLAS DE 3/4"

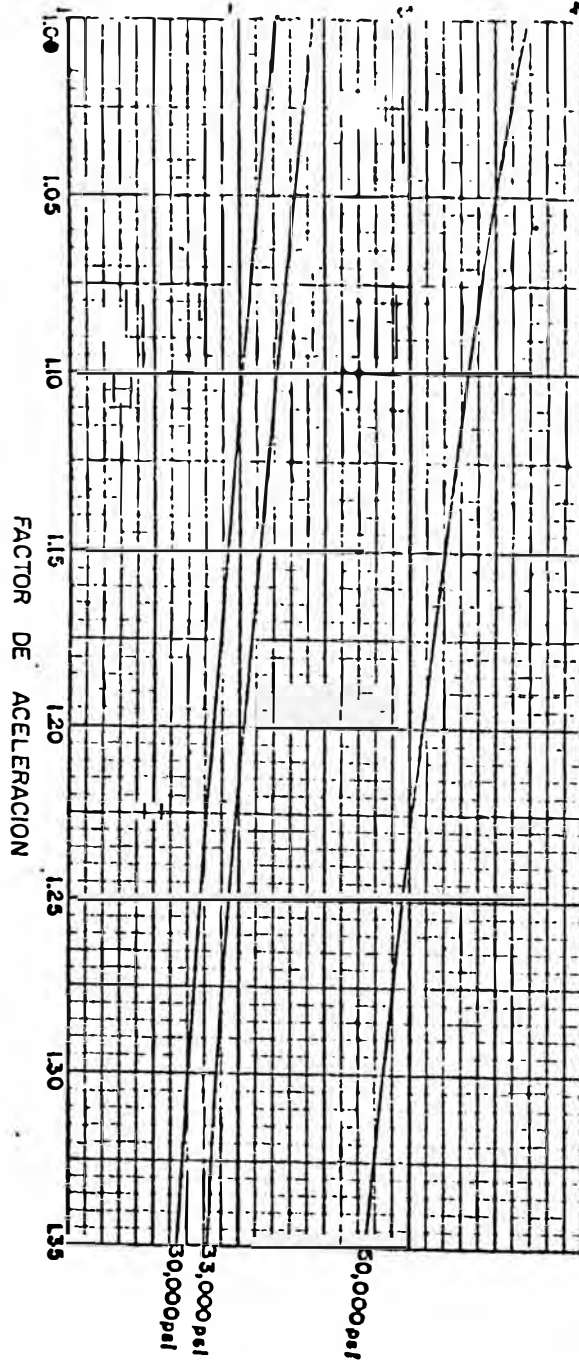


DISEÑO DE LA SARTA DE VARILLAS
 FACTOR DE ACELERACION CONTRA TAMAÑO DE LA VARILLA

VARILLAS DE 3/4"
 MILES DE PIES



VARILLAS DE 7/8"
 MILES DE PIES



VARILLAS DE 1"
 MILES DE PIES

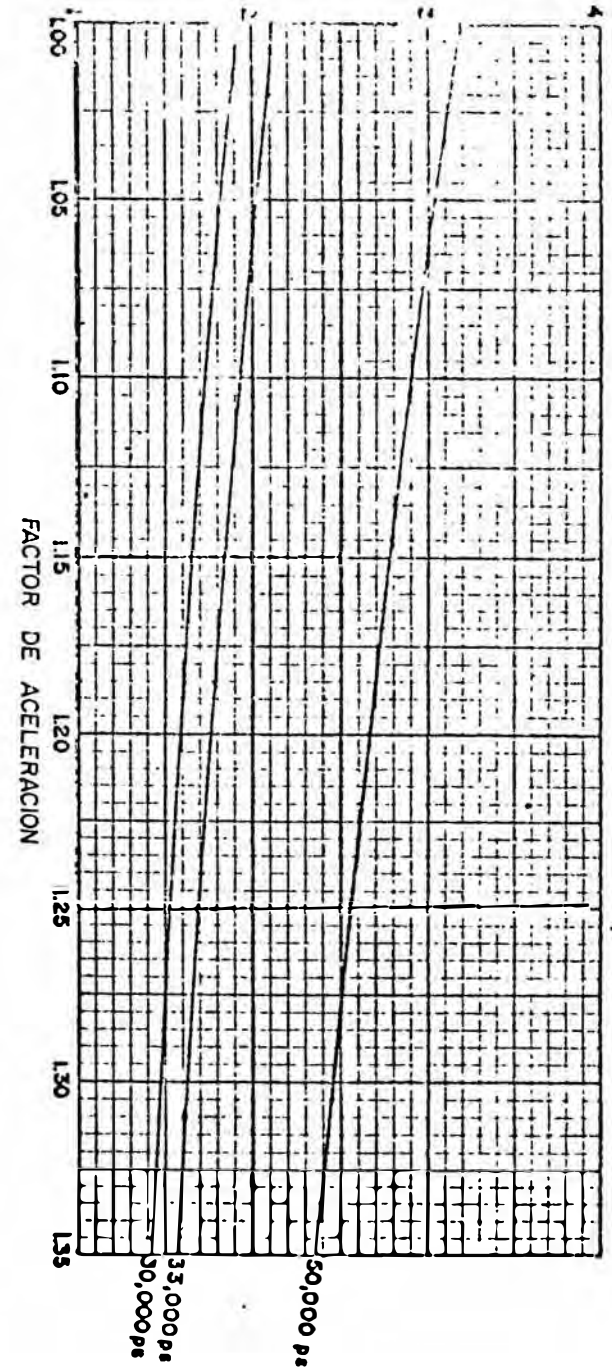


GRAFICO Nº9

DISEÑO DE LA SARTA DE VARILLAS

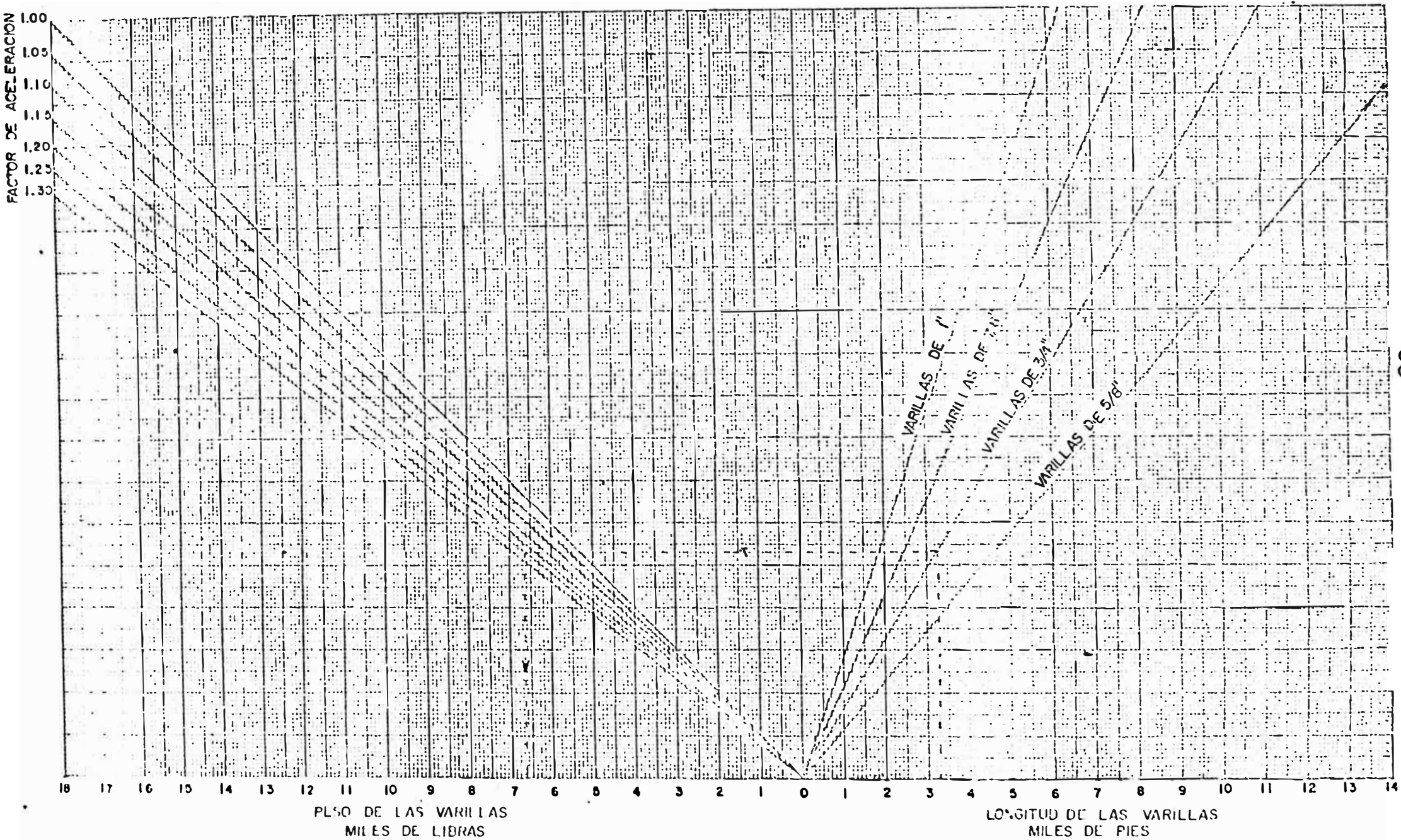
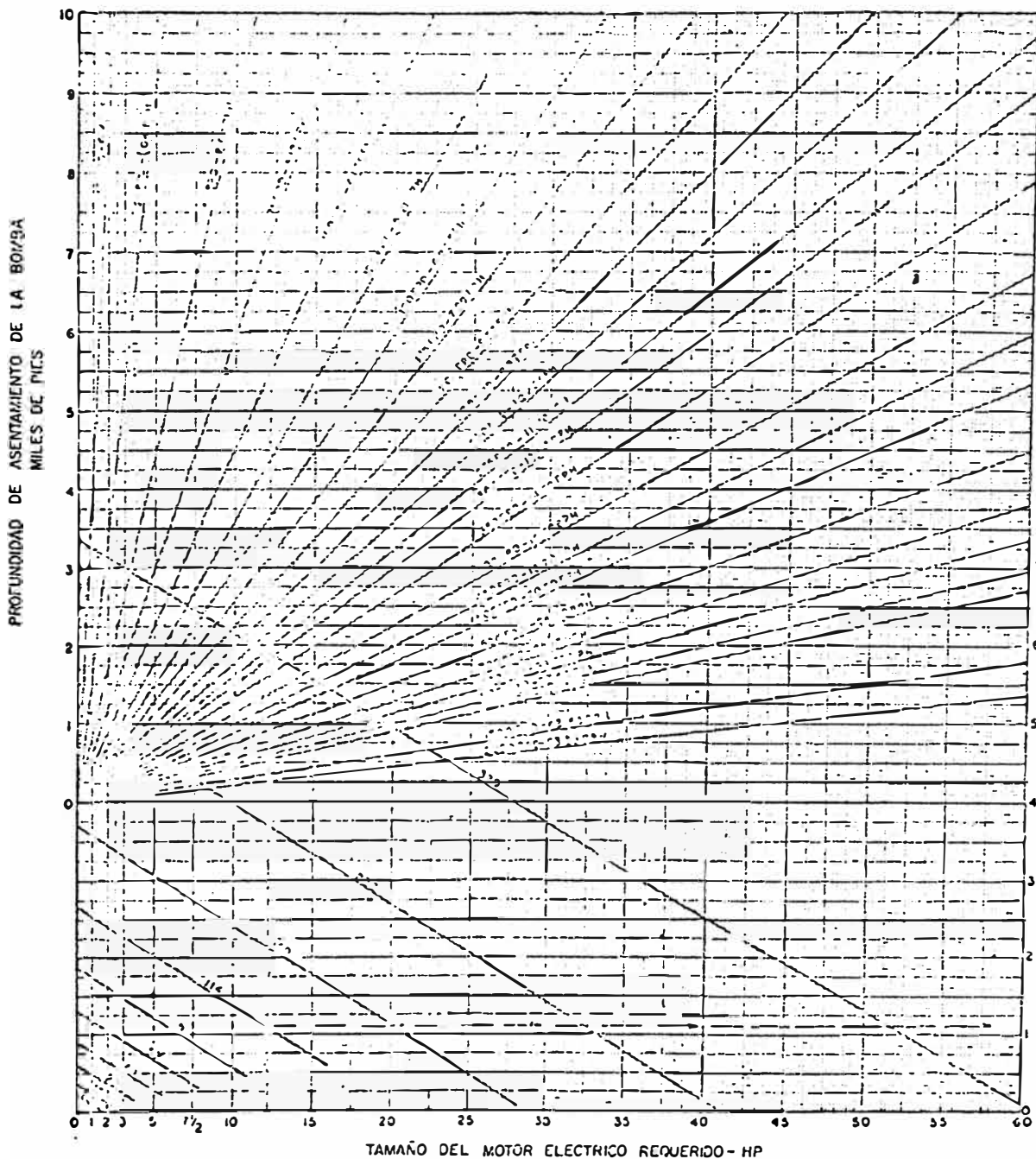


GRAFICO Nº 10

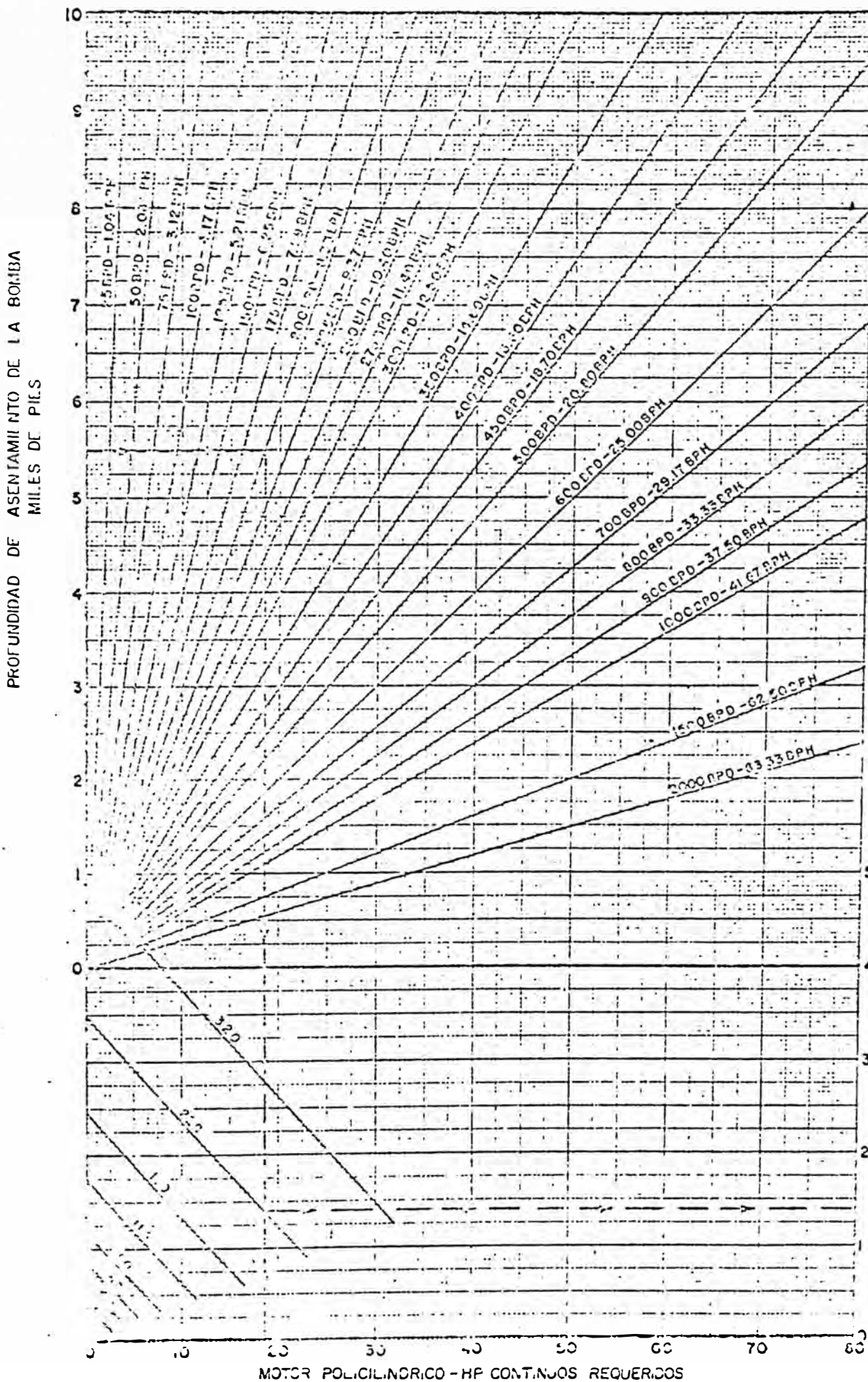
CABALLAJE DEL MOTOR ELECTRICO PARA
UNIDADES DE BOMBEO



TAMANO ADMISORIAL DEL MOTOR CUANDO LAS
CARGAS EQUIVOCADAS SON MENORES AL 50%
DE LA CAPACIDAD NOMINAL DE LA UNIDAD DE
BOMBEO - HP

GRAFICO Nº 11

CABALLAJE DE LOS MOTORES POLICILINDRICOS PARA UNIDADES DE BOMBEO



CABALLAJE ANOMAL REQUERIDO CUANDO LAS CAPACIDADES SON MENORES AL 50% DE LA CAPACIDAD NOMINAL DE LA UNIDAD DE BOMBEO

GRAFICO Nº12

CABALLAJE DE MOTORES HORIZONTALES
PARA UNIDADES DE BOMBEO

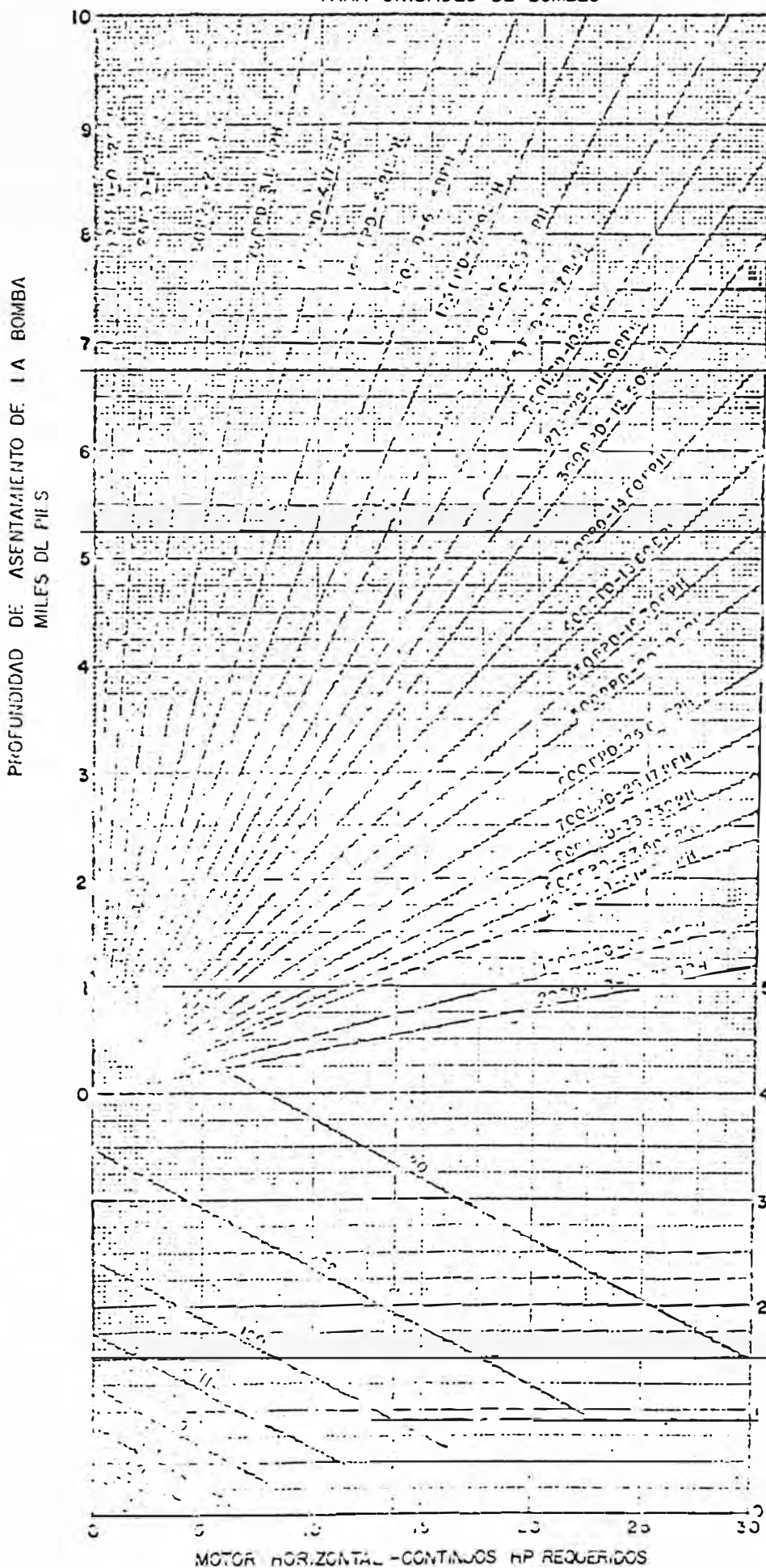


GRAFICO N° 13

RANGOS DE ESFUERZO DE LAS VARILLAS

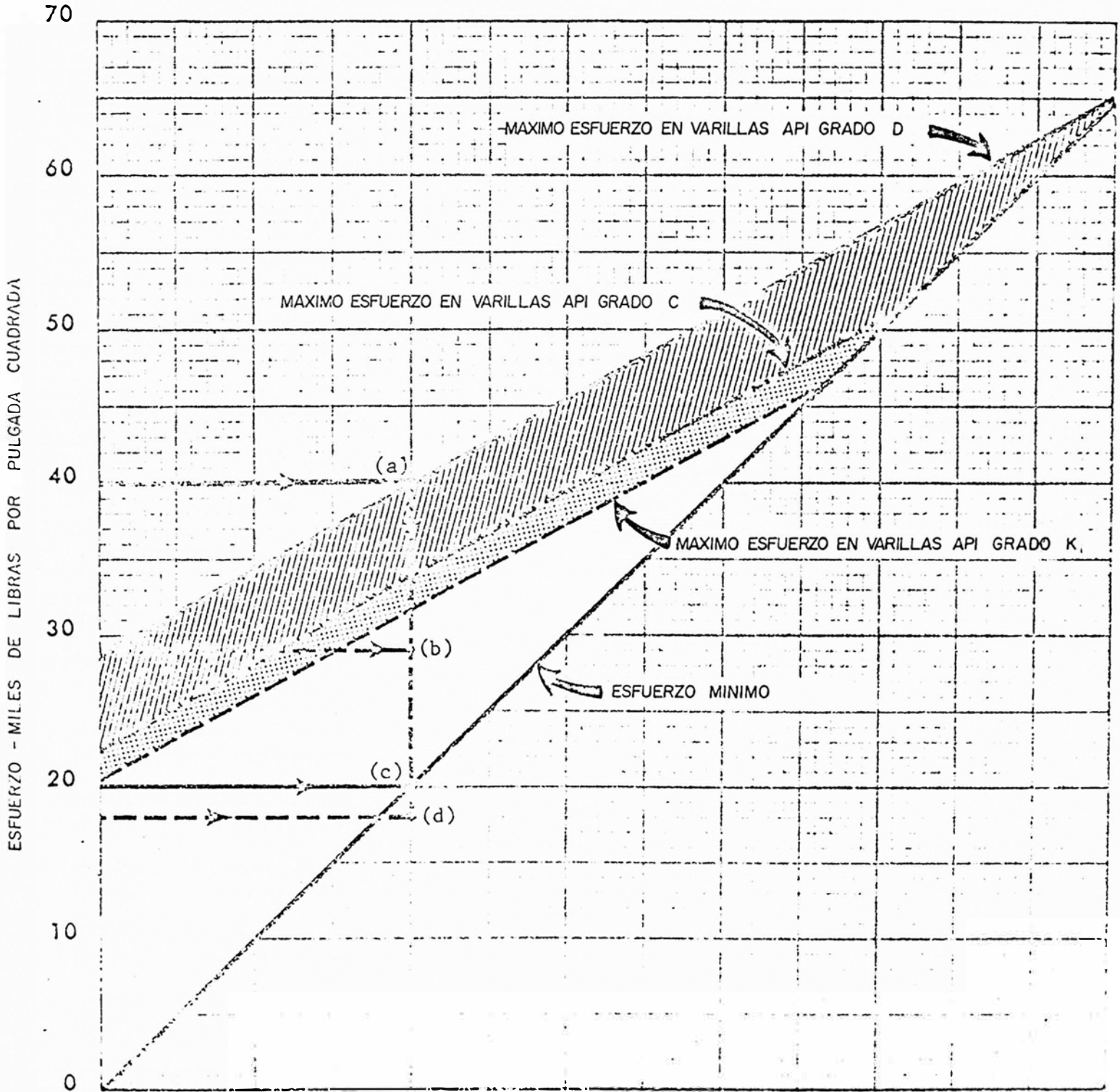


TABLA N°1

TABLA DE CONVERSION DE LA GRADIENTE HIDRAULICA DEL FLUIDO AL PESO DEL FLUIDO PARA VARIOS TAMAÑOS DE BOMBA

GRADIENTE DEL FLUIDO psi/ft	TAMAÑO DE LA BOMBA												
	1 1/16"	1 1/4"	1 1/2"	1 3/4"	2"	2 1/4"	2 1/2"	2 3/4"	3"	3 1/2"	4"	4 1/2"	5"
	PESO DEL FLUIDO EN Lb POR Pie												
0.30	.265	.368	.530	.722	.942	1.19	1.47	1.78	2.12	2.89	3.77	4.77	5.89
0.31	.275	.380	.548	.746	.974	1.23	1.52	1.84	2.19	2.98	3.90	4.93	6.09
0.32	.284	.393	.565	.770	1.01	1.27	1.57	1.90	2.26	3.08	4.02	5.09	6.28
0.33	.293	.405	.583	.794	1.04	1.31	1.62	1.96	2.33	3.17	4.15	5.25	6.48
0.34	.301	.417	.601	.818	1.07	1.35	1.67	2.02	2.40	3.27	4.27	5.41	6.68
0.35	.310	.429	.618	.842	1.10	1.39	1.72	2.08	2.47	3.37	4.40	5.57	6.87
0.36	.319	.442	.636	.866	1.13	1.43	1.77	2.14	2.54	3.46	4.52	5.72	7.07
0.37	.328	.454	.654	.890	1.16	1.47	1.82	2.20	2.61	3.55	4.65	5.88	7.25
0.38	.337	.465	.671	.914	1.19	1.51	1.86	2.26	2.69	3.66	4.76	6.04	7.46
0.39	.346	.478	.689	.938	1.22	1.55	1.91	2.32	2.77	3.75	4.90	6.20	7.66
0.40	.355	.491	.707	.962	1.26	1.59	1.96	2.38	2.83	3.85	5.03	6.36	7.85
0.41	.364	.503	.724	.986	1.29	1.63	2.01	2.43	2.90	3.94	5.15	6.52	8.05
0.42	.372	.515	.742	1.010	1.32	1.67	2.06	2.49	2.97	4.04	5.28	6.68	8.25
0.43	.381	.528	.760	1.03	1.35	1.71	2.11	2.55	3.04	4.14	5.40	6.84	8.44
0.44	.390	.540	.777	1.06	1.38	1.75	2.16	2.61	3.11	4.23	5.53	7.00	8.64
0.45	.399	.552	.795	1.08	1.41	1.79	2.21	2.67	3.18	4.33	5.65	7.16	8.83
0.46	.408	.564	.813	1.11	1.45	1.83	2.26	2.73	3.25	4.43	5.78	7.32	9.03
0.47	.417	.577	.830	1.13	1.48	1.87	2.31	2.79	3.32	4.52	5.91	7.48	9.23
0.48	.425	.589	.848	1.15	1.51	1.91	2.36	2.85	3.39	4.62	6.03	7.63	9.42
0.49	.434	.601	.866	1.18	1.54	1.95	2.40	2.91	3.46	4.71	6.16	7.79	9.62
0.50	.443	.614	.883	1.20	1.57	1.99	2.45	2.97	3.53	4.81	6.28	7.95	9.82

TABLA N° 2

VALORES DE EXPRESION $1 + (S)(SPM)$
5400

LONGITUD DE CARRERA.....(PULGADAS).

SIM	16	18	20	24	30	34	36	40	42	44	48	54	64	72	74	84	85	96	100	108	120	144	168	180	192	240
5	1.015	1.017	1.018	1.022	1.027	1.031	1.033	1.037	1.039	1.041	1.044	1.050	1.059	1.067	1.069	1.078	1.080	1.089	1.093	1.100	1.111	1.133	1.156	1.167	1.178	1.222
6	1.018	1.020	1.022	1.027	1.033	1.037	1.040	1.044	1.047	1.049	1.053	1.060	1.071	1.080	1.082	1.093	1.096	1.107	1.111	1.120	1.133	1.160	1.187	1.200	1.213	1.267
7	1.021	1.023	1.026	1.031	1.039	1.044	1.047	1.052	1.054	1.057	1.062	1.070	1.083	1.093	1.096	1.109	1.111	1.124	1.130	1.140	1.156	1.187	1.218	1.233	1.249	1.311
8	1.024	1.027	1.030	1.036	1.044	1.050	1.053	1.059	1.062	1.065	1.071	1.080	1.095	1.107	1.110	1.124	1.127	1.142	1.148	1.160	1.178	1.213	1.249	1.267	1.284	1.356
9	1.027	1.030	1.033	1.040	1.050	1.057	1.060	1.067	1.070	1.073	1.080	1.090	1.107	1.120	1.123	1.140	1.143	1.160	1.167	1.180	1.200	1.240	1.280	1.300	1.320	1.400
10	1.030	1.033	1.037	1.044	1.056	1.063	1.067	1.074	1.078	1.081	1.089	1.100	1.118	1.133	1.137	1.156	1.159	1.178	1.185	1.200	1.222	1.267	1.311	1.333	1.356	1.444
11	1.033	1.037	1.041	1.049	1.061	1.069	1.073	1.081	1.086	1.090	1.098	1.110	1.130	1.147	1.151	1.171	1.175	1.196	1.204	1.220	1.244	1.293	1.342	1.367	1.391	1.469
12	1.036	1.040	1.044	1.053	1.067	1.076	1.080	1.088	1.093	1.098	1.107	1.120	1.142	1.160	1.164	1.187	1.191	1.213	1.222	1.240	1.267	1.320	1.373	1.400	1.427	1.533
13	1.039	1.043	1.048	1.058	1.072	1.082	1.087	1.097	1.101	1.106	1.116	1.130	1.154	1.173	1.178	1.202	1.207	1.231	1.241	1.260	1.289	1.347	1.404	1.433	1.462	1.578
14	1.041	1.047	1.052	1.062	1.078	1.088	1.093	1.104	1.109	1.114	1.124	1.140	1.166	1.187	1.192	1.218	1.223	1.249	1.259	1.280	1.311	1.373	1.436	1.467	1.498	1.622
15	1.044	1.050	1.056	1.067	1.083	1.094	1.100	1.111	1.117	1.122	1.133	1.150	1.178	1.200	1.206	1.233	1.239	1.267	1.278	1.300	1.333	1.400	1.467	1.500	1.533	1.667
16	1.047	1.053	1.059	1.071	1.089	1.101	1.106	1.119	1.124	1.130	1.142	1.160	1.190	1.213	1.219	1.249	1.255	1.284	1.296	1.320	1.356	1.427	1.498	1.533	1.569	1.711
17	1.050	1.057	1.063	1.076	1.094	1.107	1.113	1.126	1.132	1.139	1.151	1.170	1.201	1.227	1.233	1.264	1.271	1.302	1.315	1.340	1.378	1.453	1.529	1.567	1.604	1.756
18	1.053	1.060	1.067	1.080	1.100	1.113	1.120	1.133	1.140	1.147	1.160	1.180	1.213	1.240	1.247	1.280	1.287	1.320	1.333	1.360	1.400	1.480	1.560	1.600	1.640	1.800
19	1.056	1.063	1.070	1.084	1.106	1.120	1.127	1.141	1.148	1.155	1.169	1.190	1.225	1.254	1.260	1.296	1.303	1.338	1.352	1.380	1.422	1.507	1.591	1.633	1.676	1.844
20	1.059	1.067	1.074	1.089	1.111	1.126	1.133	1.148	1.156	1.163	1.178	1.200	1.237	1.267	1.274	1.311	1.319	1.356	1.370	1.400	1.444	1.533	1.622	1.667	1.711	1.889

VALORES DEL FACTOR DE ACELERACION

TABLA N° 3

DATOS DE LAS VARILLAS

TAMAÑO-PULGADAS	1/2	5/8	3/4	7/8	1	1-1/8
PESO-lbs/pie (1)	0.72	1.16	1.63	2.16	2.88	3.67
AREA-pulg. ²	0.196	0.31	0.4419	0.601	0.785	0.994
DIAMETRO DE LAS UNIONES - pulg.	1.00 ²	1.50	1.65	1.8125	2.1875	2.375
PESO DE LAS UNIONES-lbs.	0.5	1.25	1.38	1.56	2.5	3.13

(1) BASADO EN UN PIN Y VARILLA CON UNA UNION

(2) HUECO ANGOSTO.

DATOS DE LA TUBERIA

TAMAÑO (O.D) pulg.	PESO lb/pie		I.D. pulg.	AREA DE SECCION TRANSVERSAL pulg. ²
	NON-UPSET	UPSET		
1.315	1.70	1.80	1.049	0.494
1.660	2.30	2.40	1.380	0.669
1.900	2.75	2.90	1.610	0.799
2-3/8	4.60	4.70	1.995	1.304
2-3/8	5.80	5.95	1.867	1.692
2-7/8	6.40	6.50	2.441	1.813
2-7/8	8.60	8.70	2.259	2.484
3-1/2	9.20	9.30	2.992	2.590
3-1/2	12.70	12.95	2.750	3.682
4	9.50	-	3.548	2.680
4	-	11.00	3.476	3.076
4-1/2	12.60	12.75	3.833	3.601

DATOS DE LA BOMBA

DIAMETRO DEL EMBOLO	AREA COMPLETA
1 1/16"	0.8866
1 1/4"	1.227
1 1/2"	1.767
1 3/4"	2.405
2"	3.1416
2 1/4"	3.976
2 1/2"	4.908
2 3/4"	5.939
3"	7.0686
3 1/4"	8.2958
3 1/2"	9.6211
4"	12.5634
4 1/2"	15.9043
5"	19.6350

TABLA N°4
DATOS DE VARILLAS DE SUCCION

FABRICANTE	TIPO	LIMITE MINIMO PSI	RESISTENCIA DE TRABAJO PSI	DUREZA MAXIMA BRINELL	GRADO API
Axelson (USI)	C-60	60,000	30,000	217	
Bethlehem	X-2	65,000	32,500	229	
Continental-Emsco	1	60,000	30,000	217	C
S. M. Jones (Dover Corp.)	2	65,000	32,500	205	C
Liberty	RA	75,000	37,500	212	C
W. C. Norris (Dover Corp.)	30	65,000	32,500	205	
Oilwell	N+	60,000	30,000	222	C
Stelco (Canada)	C	65,000	32,500	217	C
Continental-Emsco	5	70,000	35,000	217	K
S. M. Jones (Dover Corp.)	7	68,000	34,000	207	K
Liberty	RM	77,000	38,500	207	K
W. C. Norris (Dover Corp.)	40	68,000	34,000	207	K
Oilwell	T	73,000	36,500	222	K
Axelson (USI)	S-67	118,000	59,000	285	D
Bethlehem	X-3	100,000	50,000	277	D
Continental-Emsco	3	95,000	47,500	270	D
S. M. Jones (Dover Corp.)	4	100,000	50,000	280	
Liberty	RS	105,000	52,500	269	
W. C. Norris (Dover Corp.)	78	100,000	50,000	280	D
Oilwell	B-27	105,000	52,500	270	
Stelco (Canada)	QC	100,000	50,000	241	D
Axelson (USI)	S-87	110,000	55,000	269	D
Bethlehem	46	100,000	50,000	277	D
Continental-Emsco	8	105,000	52,500	270	D
S. M. Jones (Dover Corp.)	8	105,000	52,500	285	D
W. C. Norris (Dover Corp.)	75	105,000	52,500	285	D
Stelco (Canada)	QA	110,000	50,000	255	D

CAPITULO III

PLANTEAMIENTO DE UN PROGRAMA DE COMPUTADORA PARA RELACIONAR LAS VARIABLES QUE INTERVIENEN EN LA EFICIENCIA REAL DE UNA UNIDAD DE BOMBEO

El éxito o fracaso de una instalación de bombeo mediante varillas de succión en un pozo petrolífero, depende de la eficiencia real con que esta instalación funciona. En este Capítulo se plantea un programa de computadora en el que se han considerado y calculado los factores que afectan dicha eficiencia, sobre los cuales tenemos cierto grado de control, tales como la tensión en las varillas, la tensión en la tubería y la sobre carrera.

Existen muchos otros factores difíciles de pre-determinar, que pueden afectar también la eficiencia de una unidad de bombeo, como las propiedades de los fluidos producidos, incluyendo el volumen del gas, presiones de fondo, etc. Es por esta razón que este programa debe utilizarse sólo como una herramienta guía que nos puede ayudar a mejorar la eficiencia de nuestros campos petrolíferos con unidades ya instaladas.

Las ecuaciones usadas en este programa son aquellas dadas en el Capítulo II, excepto las ecuaciones de elongación de varillas y de tuberías. Estas ecuaciones del Capítulo II consideran que el fluido bombeado es agua fresca, la razón para esto es que se han omitido los efectos de la fricción en el sistema, tal como la fricción del líquido en la tubería, la fricción por contacto entre el embolo de la bomba y el barril, y la fricción por contacto entre las varillas de succión y la tubería. Por esto, cuando se usa un peso de fluido equivalente al peso del agua fresca, se añade un factor de seguridad a estos cálculos, asumiendo arbitrariamente que la gradiente hidráulica real del fluido producido es menor que la del agua fresca.

Es necesario saber que la magnitud de este efecto de fricción depende de muchos factores y, por lo tanto es virtualmente imposible predeterminarla.

Debido a que muchos campos petrolíferos a la larga son invadidos por agua y consecuentemente las cargas sobre las bombas son mayores que las iniciales, se estima recomendable que, para obtener un cálculo más realista, se use la verdadera gradiente hidráulica del fluido producido, en lugar de asumir arbitrariamente la gradiente hidráulica del agua fresca; este programa ha sido diseñado sobre esta base.

La eficiencia resultante será un poco más baja debido a que se desprecia el efecto de fricción, debiéndose tener en cuenta esta discrepancia cuando se usen los valores obtenidos en este programa.

Como ejemplo, se hicieron una serie de cálculos asumiendo que una bomba es colocada a 5,000 pies de profundidad, con nivel de fluido a 4,500 pies en un pozo con una producción de 170 barriles de fluido por día, con petróleo de gravedad API de 40.7° y agua de gravedad específica de 1.072°. Variando el porcentaje de producción de agua de 0% a 100%, se encontró que la eficiencia del bombeo varió de 79.2% a 82.8%. Asumiendo luego que la gradiente hidráulica del fluido producido era igual a la del agua fresca (0.433), la eficiencia del bombeo fue de 82.5%.

El programa ha sido diseñado para aceptar datos de tubería mostrando el diámetro nominal de la tubería o el diámetro externo; para diámetros fuera del rango de 1" a 3" ó diámetro estandar, el cálculo de la elongación de la tubería no es considerado. También, el programa asume el nivel de trabajo del fluido igual al nivel de la bomba, en caso se desconozca dicho dato .

Si la gravedad API del petróleo y la gravedad específica del agua no son conocidas, se asumen iguales a 30° API y 1.155 respectivamente.

El formato de los resultados muestra todos los datos de entrada para tener una referencia al instante, incluyendo los datos asumidos; también se ha confeccionado un modelo de las cuatro tarjetas de información necesaria para correr el programa. Nótese que los datos de entrada en las tarjetas 1 y 2 deben llenarse de izquierda a derecha, con excepción de los datos numéricos, que deben llenarse de derecha a izquierda.

Con las tarjetas 3 y 4, todos los datos numéricos deben llenarse de derecha a izquierda respetando los casilleros destinados a decimales.

Todos los dígitos a la derecha del punto decimal se considerarán como cero si no se dá ningún valor.

ANÁLISIS DEL BOMBEO EN POZOS PETROLIFEROS

TARJETAS DE DATOS

TARJETA	AREA	CAMPO	PRUEBA SOLICITADA POR	DIA SOLICITADA			
				MES	DIA	AÑO	
1	2	12	47	58	60	63	66
1	CAMERON	TERREBONNE PARISH	BERENGUEL	10	04	74	
1	← 2 →	← 3 →	← 4 →	5	6	7	

TARJETA	CONTRATO	POZO NUMERO	DIA DE LA PRUEBA		
			MES	DIA	AÑO
1	2	37	45	48	51
2	TIMBALIER BLK 176	44	09	25	74
1	← 2 →	← 3 →	4	5	6

TARJETA	BARRILES DE PETROLEO	BARRILES DE AGUA	HORAS EN PRODUCCION	NIVEL DE FLUIDOS EN PIES DESDE LA SUPERFICIE	LONGITUD DE CARRERA EN PULGADAS	CARRERAS POR MINUTO	GRAVEDAD API DEL PETROLEO	GRAVEDAD ESPECIFICA DEL AGUA	TAMAÑO DE LA TUBERIA EN PULGADAS		LONGITUD DE LA TUBERIA EN PIES		TAMAÑO DE LAS VARILLAS EN PULGADAS					
									(4)	(5)	T-1	T-2	TLT-1	TLT-2	R-1	R-2	R-3	R-4
									(37)	(38)	(40)	(45)	(50)	(54)	(58)	(62)		
3	500		24	5000	10214	425	1.041	2.5	2	5000	5700	875	75					
1	← 2 →	← 3 →	← 4 →	← 5 →	← 6 →	← 7 →	← 8 →	← 9 →	← 10 →	← 11 →	← 12 →	← 13 →	← 14 →	← 15 →	← 16 →	← 17 →		

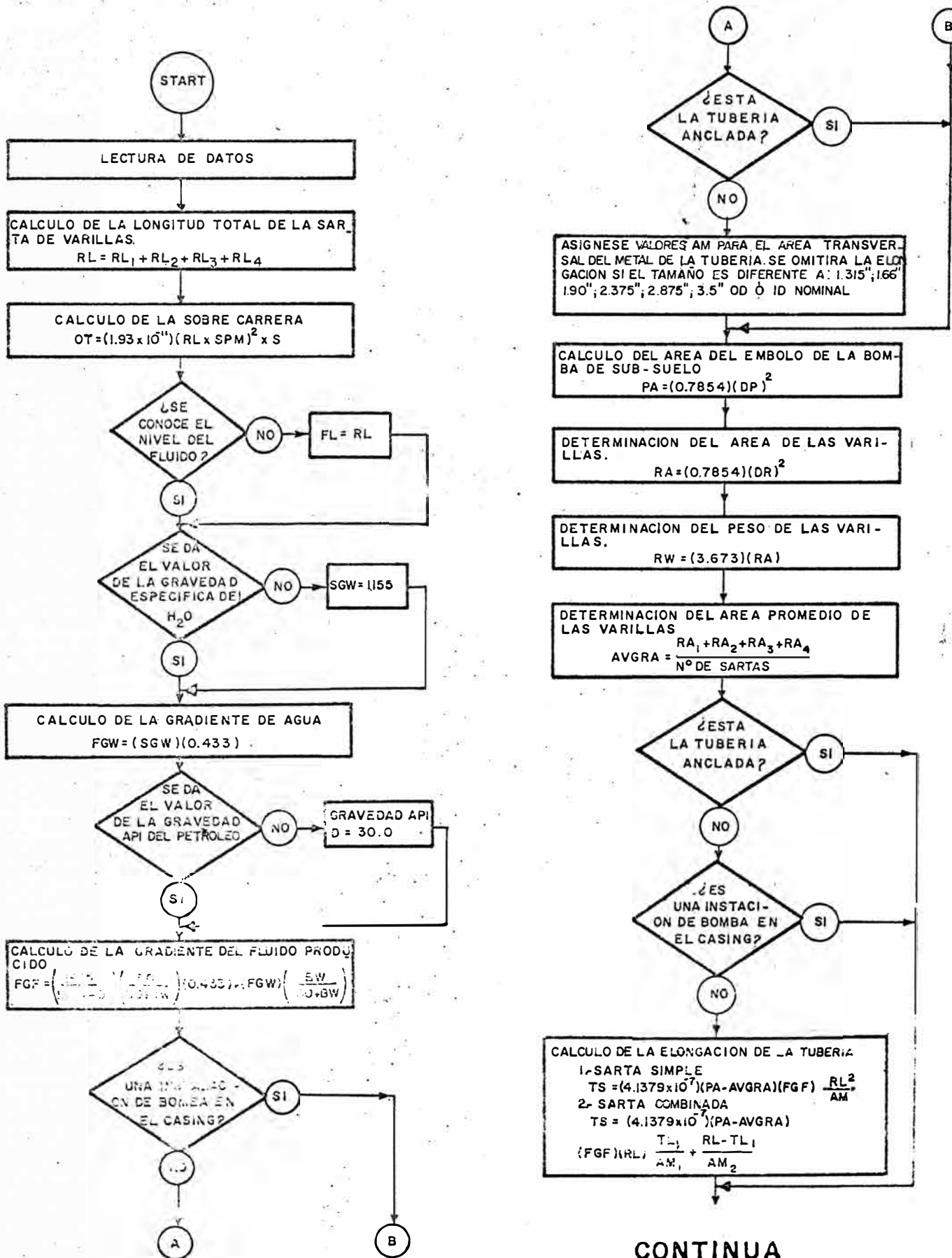
TARJETA	LONGITUD DE CADA SECCION DE VARILLAS EN PIES				TIPO DE VARILLA (7)				SI LA TUBERIA ES ANCLADA COLOQUE EL Nº SINO DEJAR EN BLANCO	TAMAÑO DE LA BOMBA DE SUB-SUPERFICIE (PULG)	SI ES UNA INSTALACION DE BOMBA EN EL CSG COLOQUE EL Nº SINO DEJAR EN BLANCO
	RLT-1	RLT-2	RLT-3	RLT-4	1	2	3	4			
1	2	7	2	17	22	23	24	25	28	32	41
4	2050	2950			4	4			1	2.125	
1	← 2 →	← 3 →	← 4 →	← 5 →	6	7	8	9	10	← 11 →	12

• Números de casilleros para los datos de campo

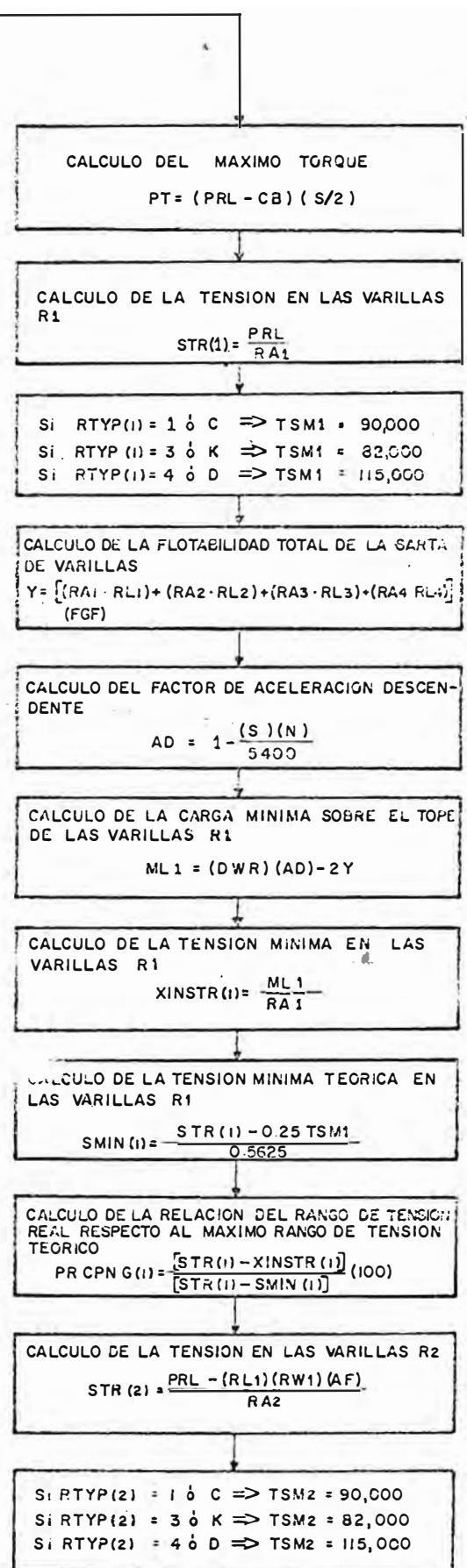
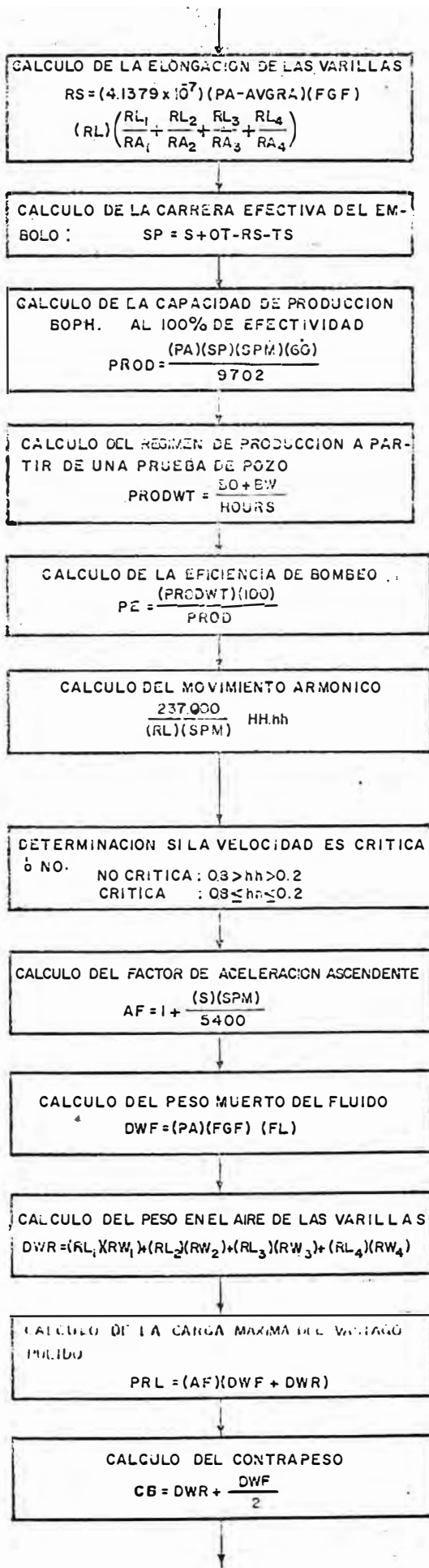
- (1) Para datos alfabéticos llenar de izquierda a derecha en los casilleros respectivos. Para datos numéricos llenar de derecha a izquierda en los casilleros respectivos respetando la indicación de los decimales.
- (2) Incluye solo el número total de horas que realmente se bombea durante la prueba.
- (3) Se debe usar el nivel de trabajo del fluido tomado del "ECHOMETER" Sino se tiene este valor, asumese al nivel de la bomba. Si el nivel de fluido está en la superficie, use un pie.
- (4) Use decimales, no fracción, use dimensiones "Standard Nominal I.D." para el tamaño de las tuberías. El tamaño nominal de las tuberías son 1.0, 1.25, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0. Para cualquier otro tamaño de la tubería la elongación será = 0.0
- (5) Considere el tamaño de las varillas o de la tubería en la parte superior de la serie como R-1 ó T-1 ; R-2 ó T-2 para las series inferiores siguientes y así sucesivamente.
- (6) Si no se tiene, asumese el API de 30° y SP. GY. del agua L155.
- (7) "1", "3", "4" ó grado API ("C", "K", ó "D").

ANALISIS DEL BOMBEO EN POZOS PETROLIFEROS

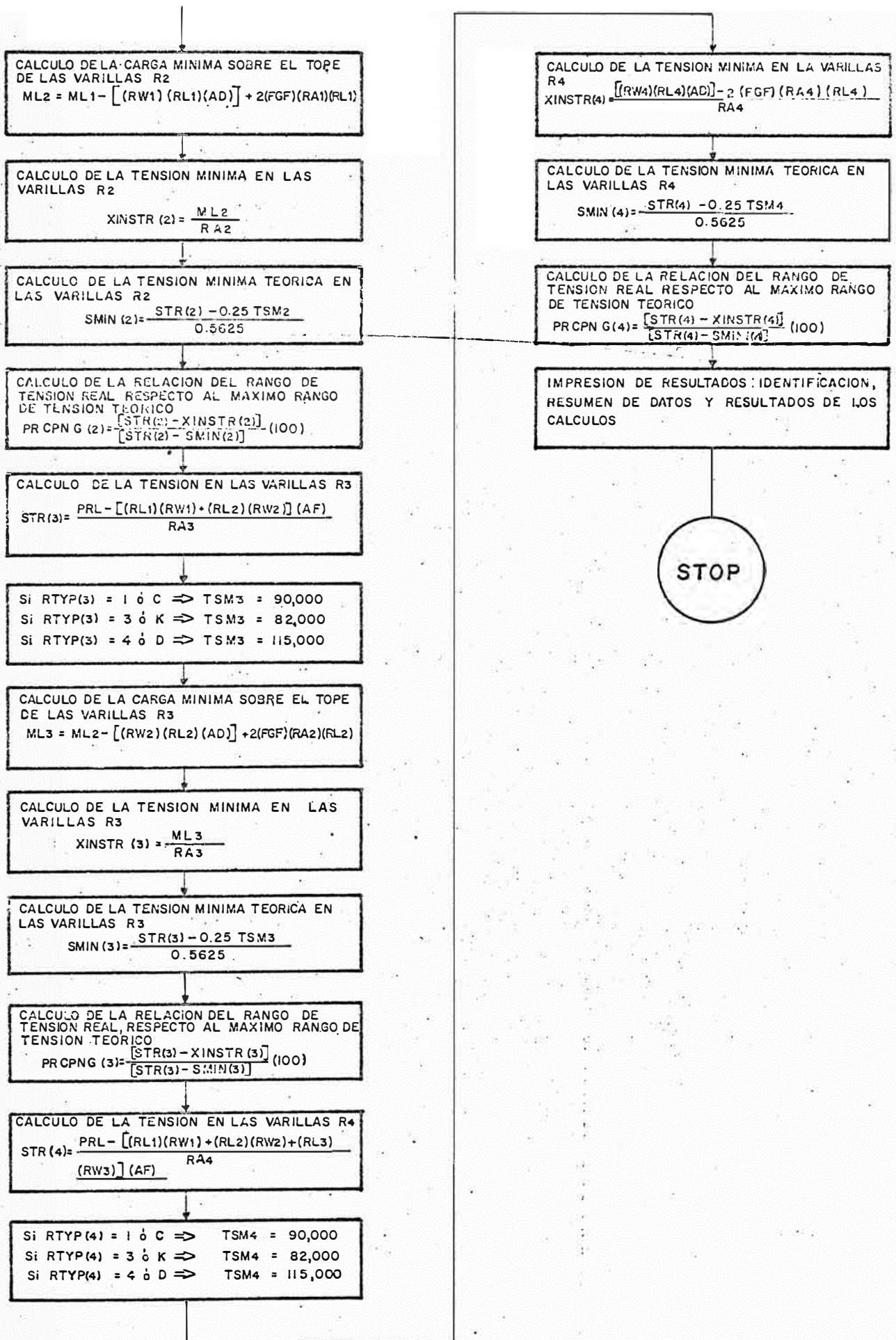
DIAGRAMA DE FLUJO



CONTINUA



CONTINUA



LE NT

```

      AD FIXED(6,4) INIT(0),
      WM1          FIXED(10,3)      INIT(0),
      WM2          FIXED(10,3)      INIT(0),
      WM3          FIXED (10,3)     INIT(0),
      WM4          FIXED(10,3)      INIT(0),
      XINSTR1      FIXED(10,3)      INIT(0),
      XINSTR2      FIXED(10,3)      INIT(0),
      XINSTR3      FIXED(10,3)      INIT(0),
      XINSTR4      FIXED(10,3)      INIT(0),
      SMIN1        FIXED(10,3)      INIT(0),
      SMIN2        FIXED(10,3)      INIT(0),
      SMIN3        FIXED(10,3)      INIT(0),
      SMIN4        FIXED(10,3)      INIT(0),
      PRCPNG1      FIXED(7,3)       INIT(0),
      PRCPNG2      FIXED(7,3)       INIT(0),
      PRCPNG3      FIXED(7,3)       INIT(0),
      PRCPNG4      FIXED(7,3)       INIT(0),

0      DCL I FECHA1,
      02 XDIA          PIC '99'      INIT(0),
      02 XMES          PIC '99'      INIT(0),
      02 XANO          PIC '99'      INIT(0),.
0      DCL (W1,W2,W3,W4) PIC'(10)9V999' INIT(0),.
J      DCL (W5,W6,W7) PIC'(08)9V(07)9' INIT(0),.
U      DCL XXX2 PIC'(6)9V(8)9',.
0      DCL W8 PIC'999V(10)9',.
      /* INICIO PROGRAMA */
0      ON ENDFILE(CARDS) GO TO FIN,.
0      OPEN FILE(CARDS), FILE(LISTA),.
      /*
      /* PROCESO DE LECTURA
      /* DE DATOS DE ENTRADA
0      LABEL1..
      READ FILE (CARDS) INTO (CARD1),.
0      IF C1CARD NE '1' THEN GO TO ERROR1,.
0      READ FILE (CARDS) INTO (CARD2),.
0      IF C2CARD NE '2' THEN GO TO ERROR2,.
0      READ FILE (CARDS) INTO (CARD3),.
0      IF C3CARD NE '3' THEN GO TO ERROR3,.
0      READ FILE (CARDS) INTO (CARD4),.
0      IF C4CARD NE '4' THEN GO TO ERROR4,.
      /* INICIALIZACION DE VARIABLES
0      NUMVAR = 0 ,.
0      AREATRANS1 = 0 ,.
0      AREATRANS2 = 0 ,.
0      TSM1 = 0 ,.
0      TSM2 = 0 ,.
0      TSM3 = 0 ,.
0      TSM4 = 0 ,.

```

MINIZING COMPILER

PRUEBAX.. PROCEDURE OPTIONS (MAIN),.

LEV NT

```

/*          PROCESO DE CALCULO          */
/*          */
1 0      RL = RL1 + RL2 + RL3 + RL4,.
1 0      OT = (1.93 * 10 ** (-11)) * ((RL * SPM) ** 2 * S),.
1 0      IF NIVELFL = 0 THEN NIVELFL = RL,.
1 0      IF SGW = 0 THEN SGW = 1.155,.
1 0      GRADAGUA = SGW * 0.433,.
1 0      IF API = 0 THEN API = 30.0,.
1 0      W1 = (141.5 / (131.5 + API)),.
1 0      W2=80/(80+BW),.
1 0      W3=GRADAGUA*BW/(80+BW),.
1 0      W4=(W1*W2*0.433)+W3,.
1 0      GRADFLPROD=W4,.
1 0      IF NOMINAL1 = 1.00 OR NOMINAL1 = 1.315 THEN AREATRANS1 = 0.494,.
1 0      IF NOMINAL1 = 1.25 OR NOMINAL1 = 1.660 THEN AREATRANS1 = 0.669,.
1 0      IF NOMINAL1 = 1.50 OR NOMINAL1 = 1.900 THEN AREATRANS1 = 0.799,.
1 0      IF NOMINAL1 = 2.00 OR NOMINAL1 = 2.375 THEN AREATRANS1 = 1.304,.
1 0      IF NOMINAL1 = 2.50 OR NOMINAL1 = 2.875 THEN AREATRANS1 = 1.813,.
1 0      IF NOMINAL1 = 3.00 OR NOMINAL1 = 3.500 THEN AREATRANS1 = 2.590,.
1 0      IF NUMINAL2 = 1.00 OR NUMINAL2 = 1.315 THEN AREATRANS2 = 0.494,.
1 0      IF NUMINAL2 = 1.25 OR NUMINAL2 = 1.660 THEN AREATRANS2 = 0.669,.
1 0      IF NUMINAL2 = 1.50 OR NUMINAL2 = 1.900 THEN AREATRANS2 = 0.799,.
1 0      IF NUMINAL2 = 2.00 OR NUMINAL2 = 2.375 THEN AREATRANS2 = 1.304,.
1 0      IF NUMINAL2 = 2.50 OR NUMINAL2 = 2.875 THEN AREATRANS2 = 1.813,.
1 0      IF NUMINAL2 = 3.00 OR NUMINAL2 = 3.500 THEN AREATRANS2 = 2.590,.
1 0 LABEL2..
1 0      AREAEMBOLU = 0.7854 * ( TBOMBA ** 2 ),.
1 0      RA1 = 0.7854 * DR1 ** 2,.
1 0      RA2 = 0.7854 * DR2 ** 2,.
1 0      RA3 = 0.7854 * DR3 ** 2,.
1 0      RA4 = 0.7854 * DR4 ** 2,.
1 0      RW1 = 3.673 * RA1,.
1 0      RW2 = 3.673 * RA2,.
1 0      RW3 = 3.673 * RA3,.
1 0      RW4 = 3.673 * RA4,.
1 0      IF DR1 GT 0 THEN NUMVAR = 1,.
1 0      IF DR2 GT 0 THEN NUMVAR = 2,.
1 0      IF DR3 GT 0 THEN NUMVAR = 3,.
1 0      IF DR4 GT 0 THEN NUMVAR = 4,.
1 0      AVGRA = (RA1 + RA2 + RA3 + RA4) / NUMVAR,.
1 0      CONSTANTE = ( 4.1379 * 10 ** (-7) ) *
1 0                  (AREAEMBOLU - AVGRA) * GRADFLPROD,.
1 0      IF ANCLADA = '1' THEN GOTO LABEL3,.
1 0      IF CASING = '1' THEN GOTO LABEL3,.
1 0      IF NOMINAL2 = 0
1 0          THEN DU ,.
1 1      W1 = RL * RL * 0.0001 ,.
1 1      XXX2 = CONSTANTE * 10000.0 ,.
1 1      W1 = W1 * XXX2 ,.

```

```

LEV NT
1 1          TS = W1 / AREATRANS1 ,.
1 1          END,.,
1 0          ELSE DO ,.
1 1          W1 = RL * TL1 * 0.0001 ,.
1 1          XXX2 = CONSTANTE * 10000.0 ,.
1 1          W1 = W1 * XXX2 ,.
1 1          W1 = W1 / AREATRANS1 ,.
1 1          W4 = RL - TL1 ,.
1 1          W4 = W4 / AREATRANS2 ,.
1 1          TS = W1 + W4 ,.
1 1          END,.,
1 0          GO TO LABEL4,.,
1 0 LABEL3.. TS = 0.0,.,
1 0 LABEL4.. IF NUMVAR = 4 THEN RS = (RL1 / RA1 + RL2 / RA2 +
1 0          RL3 / RA3 + RL4 / RA4 ),.,
1 0          IF NUMVAR = 3 THEN RS = (RL1 / RA1 + RL2 / RA2 +
1 0          RL3 / RA3 ),.,
1 0          IF NUMVAR = 2 THEN RS = (RL1 / RA1 + RL2 / RA2 ),.,
1 0          IF NUMVAR = 1 THEN RS = RL1 / RA1 ,.
1 0          RS = RS * RL * 0.0001 ,.
1 0          XXX2 = CONSTANTE * 10000.0 ,.
1 0          RS = RS * XXX2 ,.
1 0          SP = S + UT - RS - TS,.,
1 0          PRODUCCION = AREAEMBOLD * SP * SPM * 60 / 9702,.,
1 0          PRDWEFLT = (B0 + BW) / HORAS,.,
1 0          EFICIENCIA = PRDWEFLT * 100 / PRODUCCION,.,
1 0          MOVARMONIC = 237000 / (RL * SPM),.,
1 0          IF MOVARMONIC LT 0.80 AND
1 0          MOVARMONIC GT 0.20 THEN L19VELD = 'NO',.,
1 0          ELSE L19VELD = 'SI',.,
1 0          ACELERACION = 1 + S * SPM / 5400,.,
1 0          L35DWF = AREAEMBOLD * GRADFLPROD * NIVELFL ,.
1 0          L34DWR = RL1 * RW1 + RL2 * RW2 +
1 0          RL3 * RW3 + RL4 * RW4,.,
1 0          L24PRL = ACELERACION * ( L35DWF + L34DWR ),.,
1 0          CONTRAPESO = L34DWR + L35DWF / 2,.,
1 0          L23PT = ( L24PRL - CONTRAPESO ) * S / 2,.,
1 0          STR1 = L24PRL / RA1,.,
1 0          IF RTYP1 = '1' OR RTYP1 = 'C' THEN TSM1 = 90000.00,.,
1 0          IF RTYP1 = '3' OR RTYP1 = 'K' THEN TSM1 = 82000.00,.,
1 0          IF RTYP1 = '4' OR RTYP1 = 'D' THEN TSM1 = 115000.00,.,
1 0          W3=BW/(B0+BW),.,
1 0          W4=SGW*W3,.,
1 0          SGF=W1*W2+W4,.,
1 0          W1 = GRADFLPROD ,.
1 0          W2=RA1*RL1+RA2*RL2+RA3*RL3+RA4*RL4,.,
1 0          FLUTABILIDAD=W1*W2,.,

```

ZING COMPILER

PRUEBAX.. PROCEDURE OPTIUNS (MAIN),.

LEV NT

```

1 0      AD = 1 - ( S * SPM / 5400 ),.
1 0      WM1 = L34DWR * AD      2 * FLUTABILIDAD,.
1 0      XINSTR1 = WM1 / RA1,.
1 0      SMIN1 = ( STR1      0.25 * TSM1 ) / 0.5625,.
1 0      PRCPNG1 = ( STR1 - XINSTR1 ) /
              ( STR1 - SMIN1 ) * 100 ,.
1 0      IF NUMVAR , 1 THEN CALL TENSION2 ,.
1 0      IF NUMVAR , 2 THEN CALL TENSION3 ,.
1 0      IF NUMVAR , 3 THEN CALL TENSION4 ,.
1 0      CALL IMPRESION,.
1 0      GOTO LABEL1 ,.
1 0  TENSION2.. PROCEDURE,.
2 0      STR2 = ( L24PRL - RL1 * RW1 * ACELERACION ) / RA2 ,.
2 0      IF RTYP2 = '1' OR RTYP2 = 'C' THEN TSM2 = 90000.00,.
2 0      IF RTYP2 = '3' OR RTYP2 = 'K' THEN TSM2 = 82000.00,.
2 0      IF RTYP2 = '4' OR RTYP2 = 'U' THEN TSM2 = 115000.00,.
2 0      W1 = RW1 * RL1 * AD ,.
2 0      W2 = 2 * GRADFLPROD ,.
2 0      W4 = W2 * RA1 ,.
2 0      W4 = W4 * RL1 ,.
2 0      WM2 = WM1 - W1 + W4 ,.
2 0      IF RA2 NE 0 THEN
2 0      XINSTR2 = WM2 / RA2 ,.
2 0      SMIN2 = ( STR2 - 0.25 * TSM2 ) / 0.5625 ,.
2 0      W1 = ( STR2 - XINSTR2 ) * 100 ,.
2 0      W3 = STR2 - SMIN2 ,.
2 0      PRCPNG2 = W1 / W3 ,.
2 0  END TENSION2,.
1 0  TENSION3.. PROCEDURE,.
2 0      W1 = RL1 * RW1 + RL2 * RW2 ,.
2 0      W1 = W1 * ACELERACION ,.
2 0      STR3 = ( L24PRL - W1 ) / RA3 ,.
2 0      IF RTYP3 = '1' OR RTYP3 = 'C' THEN TSM3 = 90000.00,.
2 0      IF RTYP3 = '3' OR RTYP3 = 'K' THEN TSM3 = 82000.00,.
2 0      IF RTYP3 = '4' OR RTYP3 = 'U' THEN TSM3 = 115000.00,.
2 0      W1 = RW2 * RL2 * AD ,.
2 0      W3 = RA2 * RL2 ,.
2 0      W4 = W2 * W3 ,.
2 0      WM3 = WM2 - W1 + W4 ,.
2 0      XINSTR3 = WM3 / RA3 ,.
2 0      SMIN3 = ( STR3 - ( 0.25 * TSM3 ) ) / 0.5625 ,.
2 0      W1 = ( STR3 - XINSTR3 ) * 100 ,.
2 0      W3 = STR3 - SMIN3 ,.
2 0      PRCPNG3 = W1 / W3 ,.
2 0  END TENSION3,.
1 0  TENSION4.. PROCEDURE,.
2 0      W1 = RL1 * RW1 + RL2 * RW2 + RL3 * RW3 ,.
2 0      W1 = L24PRL - W1 ,.
2 0      W1 = W1 * ACELERACION ,.

```

LEV NT

```

2 0          STR4 = W1 / RA4 ,.
2 0          IF RTYP4 = '1' OR RTYP4 = 'C' THEN TSM4 = 90000.00,.
2 0          IF RTYP4 = '3' OR RTYP4 = 'K' THEN TSM4 = 82000.00,.
2 0          IF RTYP4 = '4' OR RTYP4 = 'D' THEN TSM4 = 115000.00,.
2 0          W1 = RW4 * RL4 ,.
2 0          W1 = W1 * AD ,.
2 0          W3 = RA4*RL4 ,.
2 0          W3 = W2 * W3 ,.
2 0          W4 = W1 - W3 ,.
2 0          XINSTR4 = W4 / RA4 ,.
2 0          SMIN4 = ( STR4 0.25 * TSM4 ) / 0.5625 ,.
2 0          W1 = (STR4 - XINSTR4) * 100 ,.
2 0          W3 = STR4 - SMIN4 ,.
2 0          PRCPNG4 = W1 / W3 ,.
2 0          END TENSION4,.
          /*          IMPRESION DE RESULTADOS
          /*
1 0          IMPRESION.. PROCEDURE ,.
2 0          WRITE FILE(LISTA) FROM(LINO1),.
2 0          WRITE FILE(LISTA) FROM(LINO2),.
2 0          L03CAMP = C1CAMPU,.
2 0          L03DIA = C2DIA ,.
2 0          L03MES = C2MES ,.
2 0          L03ANO = C2ANU ,.
2 0          WRITE FILE(LISTA) FROM(LINO3),.
2 0          L04CONT = C2CONTR,.
2 0          L04POZO = C2POZO ,.
2 0          WRITE FILE(LISTA) FROM(LINO4),.
2 0          WRITE FILE(LISTA) FROM(LINO6),.
2 0          WRITE FILE(LISTA) FROM(LINO7),.
2 0          WRITE FILE(LISTA) FROM(LINO8),.
2 0          WRITE FILE(LISTA) FROM(LINO9),.
2 0          L10BPET = B0 ,.
2 0          L10BAGU = BW ,.
2 0          L10HPRQ = HORAS ,.
2 0          L10NFLU = NIVELFL,.
2 0          L10LCAR = S ,.
2 0          L10CPMI = SPM ,.
2 0          L10GAPI = API ,.
2 0          L10GEAG = SGW ,.
2 0          L10TBUM = TBUMBA,.
2 0          IF ANCLADA = '1' THEN L10ANC = 'SI',.
2 0          ELSE L10ANC = 'NO',.
2 0          WRITE FILE(LISTA) FROM(LINO10),.
2 0          WRITE FILE(LISTA) FROM(LINO11),.
2 0          WRITE FILE(LISTA) FROM(LINO12),.
2 0          L13DTUI = NOMINAL1,.
2 0          L13LTUI = TLI ,.
2 0          L13DVAL = DK1 ,.

```

LEV NT

```

2 0      L13LVA1 = RL1      ,.
2 0      L13TVAL = RTYP1   ,.
2 0      IF CASING = '1' THEN L13CASI = 'SI',.
2 0      ELSE L13CASI = 'NO',.
2 0      L14DTU2 = NOMINAL2,. L200T = OT ,.
2 0      L14LTU2 = TL2     ,. L21TS = TS ,.
2 0      L14DVA2 = DR2     ,. L20RS = RS ,.
2 0      L14LVA2 = RL2     ,. L22SP = SP ,.
2 0      PRODUCCION = PRODUCCION * 24.0 ,.
2 0      L14TVA2 = RTYP2   ,. L33PRUD = PRODUCCION,.
2 0      L15DVA3 = DR3     ,. L19PE = EFICIENCIA,.
2 0      L15LVA3 = RL3     ,.
2 0      L15TVA3 = RTYP3   ,.
2 0      L16DVA4 = DR4     ,.
2 0      L16LVA4 = RL4     ,.
2 0      L16LVA4 = RL4     ,.
2 0      L16TVA4 = RTYP4   ,.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN13),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN14),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN15),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN16),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN17),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN18),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN19),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN20),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN21),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN22),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN23),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN24),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN25),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN26),.
2 0      L27STR1 = STR1     ,.
2 0      L28STR2 = STR2     ,.
2 0      L29STR3 = STR3     ,.
2 0      L30STR4 = STR4     ,.
2 0      L27PRCP = PRCPNG1,.
2 0      L28PRCP = PRCPNG2,.
2 0      L29PRCP = PRCPNG3,.
2 0      L30PRCP = PRCPNG4,.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN27),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN28),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN29),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN30),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN31),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN32),.
2 0      L33PROD = PRODUCCION,.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN33),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN34),.
2 0      WRITE FILE(LISTA) FROM(LIN35),.

```

LEV NT

```
2 0 END IMPRESION,.  
1 0 ERROR1..  
      LINERROR = ' ERROR TARJETA 1 ',.  
1 0      GO TO ERROR,.  
1 0 ERROR2..  
      LINERROR = ' ERROR TARJETA 2 ',.  
1 0      GO TO ERROR,.  
1 0 ERROR3..  
      LINERROR = ' ERROR TARJETA 3 ',.  
1 0      GO TO ERROR,.  
1 0 ERROR4..  
      LINERROR = ' ERROR TARJETA 4 ',.  
1 0 ERROR..  
      WRITE FILE(LISTA) FROM(LINERR),.  
1 0 FIN..  
      CLOSE FILE(CARDS), FILE(LISTA),.  
1 0 END PRUEBAX,.
```

LEYENDA & UNIDADES

AD	=	Factor de Aceleración Descendente
AF	=	Factor de Aceleración Ascendente
AM	=	Area de Sección Transversal del Metal en la Tubería, Pulgadas Cuadradas
AVGRA	=	Area promedio de las varillas, Pulgadas Cuadradas
BO	=	Barriles de Petróleo Producidos
BW	=	Barriles de Agua producidos
CB	=	Contrapeso, Libras
D	=	Gravedad de Petróleo, Grados API
DP	=	Diámetro de la Bomba del Subsuelo, Pulgadas
DR	=	Diámetro de las Varillas, Pulgadas
DWF	=	Peso Muerto del Fluído, Libras
DWR	=	Peso en el Aire de las Varillas, Libras
FGF	=	Gradiente del Fluído producido, Libras por Pulgada Cuadrada por Pie
FGW	=	Gradiente del Agua producida, Libras por Pulgada Cuadrada por Pie
FL	=	Nivel de trabajo del Fluído, Pies desde la Superficie
HAR	=	Frecuencia de vibración de la Sarta de Varillas (Movimiento Armónico)

HOURS	=	Horas Netas de Producción de un Pozo en Prueba
MLi	=	Carga Mínima sobre el tope de las Varillas Ri , Libras
OT	=	Sobre carrera, Pulgadas
PA	=	Area de la Bomba de Sub-suelo, Pulgadas cuadradas
PE	=	Eficiencia de Bombeo, %
PRCPNG	=	Porcentaje del Límite de Seguridad de la máxima tensión, %
PRL	=	Carga Máxima sobre el vástago pulido, Libras
PROD	=	Capacidad de Producción al 100% de eficiencia, BOpH
PRODWT	=	Régimen de Producción del pozo en prueba, BOPH
PT	=	Máximo Torque, Pulgadas-Libra
RA	=	Area de las Varillas (de cada tamaño) Pulgadas cuadradas
RL	=	Longitud de las varillas (de cada sección) Pies
RS	=	Elongación de las Varillas, Pulgadas
RW	=	Peso de las Varillas, Libras por Pie
S	=	Longitud de Carrera del Vástago Pulido en la superficie, Pulgadas

SGW	=	Gravedad específica del agua producida
SMIN	=	Tensión Mínima Teórica en las Varillas, PSI
SP	=	Carrera efectiva del embolo, Pulgadas
SPM	=	Carreras por Minuto
STR	=	Tensión de las Varillas, PSI
TL	=	Longitud de la Tubería, Pies
TS	=	Elongación de la Tubería, Pulgadas
TSM	=	Mínima resistencia a la Tensión, PSI
XINSTR	=	Tensión Mínima real en las Varillas, PSI
Y	=	Flotabilidad Total de la Sarta de Varillas, Libras

CAPITULO IV

PROBLEMA TIPICO Y SU SOLUCION MEDIANTE EL USO DEL PROGRAMA

Para poder hacer una comparación, se ha tomado el ejemplo del diseño de un sistema convencional de varillas de succión mostrado en el boletín API RP 11L - "Recommended Practice for design Calculations for Sucker Rod Pumping Systems". Este ejemplo muestra una instalación de bombeo mecánico en un pozo que produce 100 Bbls de petróleo de gravedad API de 40.7^e y 70 Bbls de agua de gravedad específica de 1.014 por día mediante una bomba de 1.5 pulgadas de diámetro de embolo, sentada a 5,000 pies de profundidad en una tubería anclada de 2 pulgadas de diámetro y 9,700 pies de longitud (asumido). El nivel de trabajo del fluido está a 4,500 pies de profundidad; la sarta de varillas está compuesta por 1545 pies de varillas de 7/8" y 3455 pies de varillas de 3/4" con longitud de carrera igual a 54 pulgadas y con una velocidad de bombeo de 16 S.P.M.

Desarrollemos primero este problema mediante el método de la Pan American descrito en el Capítulo II.

1. Cálculo del Factor Aceleración

En la tabla N° 2, con la velocidad de carrera de 16 S.P.M. y la longitud de carrera del vas tago pulido de 54 pulg; encontramos :

$$AU = 1.160$$

2.- Cálculo de la gradiente total del fluído producido

$$(0.433.G) = 0.433 \left(\frac{141.5}{131.5+40.7} \right) \left(\frac{100}{100+70} \right) + 1.014 \left(\frac{70}{100+70} \right)$$

$$0.433.G \approx 0.433 \times 0.9$$

$$0.433.G = 0.390 \text{ PSI/pie}$$

3.- Cálculo del peso acelerado del fluído

$$W_f = (0.433.G) A_p . D$$

En la tabla N° 1, con el valor de la gradiente del fluído y el diámetro del embolo de la bomba del - subsuelo, encontramos el valor del factor $(0.433.G.A_p) = 0.689 \text{ lbs/pie}$

$$W_f = 0.689 \times 4,500'$$

$$W_f = 3,100 \text{ lbs}$$

4.- Cálculo de las cargas máximas de trabajo permisibles en las varillas.

Asumiendo que las varillas usadas son Bethlehem, Tipo X - 3 y grado API "D", en la Tabla N° 4 obtenemos la máxima resistencia de trabajo de las varillas, en la tabla N° 3 encontramos el área de sección de cada Sarta.

$$Ar_1 = 0.442 \text{ pulg}^2 \quad \text{y,}$$

$$Ar_2 = 0.601 \text{ pulg}^2$$

$$\begin{aligned} W_1 &= E_1 \cdot Ar_1 \\ &= 50,000 \times 0.442 \\ &= 22,100 \text{ lbs.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_2 &= E_2 \cdot Ar_2 \\ &= 50,000 \times 0.601 \\ &= 30,050 \text{ lbs.} \end{aligned}$$

- 5.- Como la longitud de cada sección de varillas es conocida, podemos chequear si las cargas a que están sometidas cada sección de varillas son menores que las cargas máximas de trabajo permisibles.

$$Lr_1 = \frac{W'_1 - Au \cdot W_f}{Au \cdot Wr_1}$$

$$Lr_2 = \frac{W'_2 - W'_1}{Au \cdot Wr_2}$$

De donde :

$$W'_1 = Au (Lr_1 \cdot Wr_1 + W_f)$$

$$W'_2 = Au \cdot Lr_2 + W'_1$$

De la tabla N° 3, obtenemos $Wr_1 = 1.63 \text{ lb/pie}$ y,

$$Wr_2 = 2.16$$

$$\begin{aligned} W'_1 &= 1.160 (3455 \cdot 1.63 + 3100) \\ &= 10,129 \text{ lbs} < 22,100 \text{ lbs. } \checkmark \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W'_2 &= 1.160 \cdot 1545 \cdot 2.16 + 10,129 \\ &= 14,000 \text{ lbs} < 30,050 \text{ lbs. } \checkmark \end{aligned}$$

Luego la tensión en la sección de varillas de $3/4''$ es :

$$\begin{aligned} \text{STR (1)} &= \frac{W'_1}{Ar_1} \\ &= \frac{10,129}{0.442} \\ &= 22,916 \text{ PSI} \end{aligned}$$

y la tensión en la sección de varillas de $7/8''$ es :

$$\text{STR (2)} = \frac{W'_2}{Ar_2}$$

$$= \frac{14000}{0.601}$$

$$= 23,295 \text{ PSI}$$

También se puede chequear la longitud de la sección inferior de varillas del gráfico N° 6, si se trata de varillas de 5/8" ó del gráfico N° 7, si se trata de varillas de 3/4" .

En nuestro caso, con los valores del peso acelerado del fluido W_f , de la carga máxima de trabajo permisible W_1 y el factor de aceleración A_u , en el gráfico N° 7, obtenemos $Lr_1 = 3450 \text{ pies} = 3,455 \text{ pies}$.

Luego del gráfico N° 8, encontramos que para un factor de aceleración A_u de 1.16, y una carga máxima de trabajo permisible de 30,050 lbs, podemos utilizar 1,900 - pies de varillas de 7/2" ; como la longitud total de la sarta de varillas es de 5,000 pies, luego solo necesitamos :

$$5000 - 3,455 = 1545 \text{ pies de varilla de } 7/8$$

El peso acelerado de cada sección de varillas usadas se puede chequear en el gráfico N° 9, usando el valor del factor de aceleración y la longitud de cada sarta.

$$W_{s1} = 6,700 \text{ lbs.}$$

$$W_{s2} = 3,950 \text{ lbs.}$$

6.- Cálculo de la carga máxima sobre el vastago pulido

$$\begin{aligned}
 W_{\max} &= A_u (W_f + L_{r1} \cdot W_{r1} + L_{r2} \cdot W_{r2}) \\
 &= 1.16 [3100 + (3455 \times 1.63) + (1545 \times 2.16)] \\
 &= 14,000 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

El valor de la carga máxima sobre el vastago pulido también se obtiene sumando los pesos acelerados obtenidos de la gráfica N° 9, más el peso del fluido.

$$\begin{aligned}
 W_{\max} &= 6,700 + 3,950 + 3,100 \\
 &= 13,750 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

El peso estático ó muerto del fluido se obtiene utilizando el gráfico N° 5, con los datos del nivel de fluidos gradiente del fluido, diámetro del émbolo de la bomba de subsuelo y un factor de aceleración igual a 1.00

$$W_{fe} = 3,150 \text{ lbs.}$$

El valor del peso muerto de cada sección de varillas usadas se obtiene utilizando el gráfico N° 9, con la longitud de cada sarta y el factor de aceleración igual a 1.00

$$W_{s1} = 5,600 \text{ lbs}$$

$$W_{s2} = 3,350 \text{ lbs}$$

7. Cálculo del Factor de Aceleración Descendente

$$\begin{aligned}
 Ad &= 1 - \frac{SN}{5400} \\
 &= 1 - \frac{54 \times 16}{5400} \\
 &= 0.840
 \end{aligned}$$

8. Cálculo de la Flotabilidad de la Sarta de Varillas

$$\begin{aligned}
 Y &= 0.433 \cdot G (Ar1 \cdot Lr1 + Ar2 \cdot Lr2) \\
 &= 0.433 \times 0.9 \\
 &\quad (0.442 \times 3455 + 0.601 \times 1545) \\
 &= 957 \text{ Lbs.}
 \end{aligned}$$

9. Cálculo de la carga mínima sobre el Vástago Pulido

$$\begin{aligned}
 W_{min} &= (Lr1 \cdot Wr1 + Lr2 \cdot Wr2) Ad - 2Y \\
 &= (3455 \times 1.63 + 1545 \times 2.16) 0.84 - 2 \times 957 \\
 &= 5620 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

10. Cálculo del contrapeso ideal

$$\begin{aligned}
 C_b &= L_{r1} \cdot W_{r1} + L_{r2} \cdot W_{r2} + W_f/2 \\
 &= 3455 \times 1.63 + 1545 \times 2.16 + 3100/2 \\
 &= 10,519 \text{ lbs.}
 \end{aligned}$$

11. Cálculo de la Torsión máxima

$$\begin{aligned}
 T_p &= (W_{\max} - C_b) (S/2) \\
 &= (14,000 - 10,519) (54/2) \\
 &= 93,987 \text{ pulg} - \text{lbs.}
 \end{aligned}$$

12. Cálculo del Desplazamiento efectivo del Embolo de la Bomba de Sub-suelo

$$\begin{aligned}
 S_p &= S - 1.797 \times 10^{-7} (A_p - A_r) \left(\frac{1}{A_r} + \frac{1}{A_t} \right) L^2 + \\
 &\quad 1.93 \times 10^{-5} \left(\frac{LN}{1000} \right)^2 S \\
 &= 54 - 1.797 \times 10^{-7} (1.767 - 0.522) \left(\frac{1}{0.522} + \frac{1}{1.304} \right) (5000) \\
 &\quad 1.93 \times 10^{-5} \left(\frac{5000 \times 16}{1000} \right)^2 \times 54 \\
 &= 45.67 \text{ Pulg.}
 \end{aligned}$$

13. Cálculo de la capacidad Teórica de Producción al 100% de Eficiencia

$$\begin{aligned} \text{BPH} &= \frac{A_p \cdot S_p \cdot N \cdot 60 \cdot \text{VE}}{9702} \\ &= \frac{1.767 \times 45.67 \times 16 \times 60 \times 1}{9702} \\ &= 7.985 \text{ BPH} \end{aligned}$$

14. Siendo la Producción real de $170 \div 24 = 7.083$ BPH,
La eficiencia de bombeo será:

$$\begin{aligned} \text{PE} &= \left(\frac{7.083}{7.985} \right) \times 100 \\ &= 88.7 \% \end{aligned}$$

Este mismo problema desarrollado mediante el método recomendado en el Boletín API RP 11L "Recommended Practice for design calculations for sucker rod pumping Systems" dá los siguientes resultados:

- Peso acelerado del fluido $W_f = 3,098$ lbs.
- Carga necesaria para estirar el total de varillas, una cantidad igual a la carrera S $W_2^1 = 13,316$ lbs.

- Carrera efectiva del émbolo de la bomba de sub-suelo	S_p	=	41.7 pulg.
- Peso total de la sarta de varillas en el aire	W_r	=	9,080 lbs.
- Flotabilidad de la sarta de varillas	Y	=	1,044 lbs.
- Carga máxima sobre el vástago pulido	W_{max}	=	14,226 lbs.
- Carga mínima sobre el vástago pulido	W_{min}	=	5,106 lbs.
- Torsión máxima	T_p	=	132,200 pulg-lb
- Contrapeso	cb	=	10,519 lbs.
- Eficiencia de Bombeo	PE	=	97.1%

Por último, en la hoja adjunta se muestran los resultados obtenidos al desarrollar este problema mediante el programa de computadoras.

ANALISIS DE BOMBEO

CAMPO ..
CONTRATO..

DIA DE LA PRUEBA.. / /
POZO NUMERO ..

SUMARIO DE LOS DATOS DE ENTRADA

BARRILES DE PETROLEO	BARRILES DE AGUA	HORAS EN PRODUCCION	NIVEL DE FLUIDO	LONGITUD DE CARRERA	SPM	GRAVEDAD API	GRAV. ESPECIFICA DEL AGUA	TUBERIA ANCLADA	DIAMETRO DE BOMBA
100.0	70	24.0	4,500	54	16.0	40.7	1.0140	SI	1.5000
DIAMETRO DE LA TUBERIA		LONGITUD DE LA TUBERIA	*	DIAMETRO DE LA VARILLA	LONGITUD DE LA VARILLA	TIPO DE VARILLA	*	INSTALACION DE BOMBA EN EL CASING	
TUB.1	2.000	9,700	* VAR.1	0.875	1,545	4	*	NO	
TUB.2	0.000	0	* VAR.2	0.750	3,455		*		
			* VAR.3	0.000	0		*		
			* VAR.4	0.000	0		*		

SUMARIO DE DATOS CALCULADOS

EFICIENCIA DE BOMBEO	80.50	PORCIENTO	*	LA VELOCIDAD ES	SI CRITICA
ELONGACION DE VARILLAS	10.41	PULGADAS	*	SOBRECARRERA	6.67 PULGADAS
ELONGACION DE TUBERIA	0.00	PULGADAS	*		
CARRERA EFECTIVA DEL EMBULO	50.26	PULGADAS	*		
TORQUE MAXIMO	94,084.47	LIBRAS-PULGADAS	*		
CARGA MAXIMA EN EL VASTAGO PULIDO	14,049.90	LIBRAS	*		
	TENSION DE VARILLA	PORCENTAJE DE LIMITE DE SEGURIDAD DE TENSION			
R-1	23,305.09	42.33			
R-2	22,842.98	83.71			
R-3	0.00	0.00			
R-4	0.00	0.00			

INFORMACION ADICIONAL

PRODUCCION TEORICA DE LA BOMBA AL 100 (DE EFICIENCIA	210.91	B.F.P.D.
PESO MUERTO DE LAS VARILLAS	9,018.00	LIBRAS
PESO DEL FLUIDO SOBRE LA BOMBA	3,093.39	LIBRAS

CAPITULO V

CONCLUSIONES

En campos petrolíferos donde la mayoría de los pozos producen mediante unidades de bombeo con varillas de succión de la continua comprobación de sus instalaciones, dependerá que la producción total del campo no tenga una declinación muy severa. Para esto se debe contar con un buen programa de prevención y mantenimiento, evitando así frecuentes roturas de varillas, unidades desbalanceadas sobre ó sub-dimensionadas o con eficiencias de bombeo por debajo de lo aceptable.

El programa para computadoras que se presenta tiene justamente este objetivo pues cuando se instala una unidad de bombeo mediante varillas de succión, en la mayoría de los casos cuenta con un historial del pozo y con las curvas de declinación se puede pronosticar con cierta precisión la variación de los volúmenes de agua y petróleo que producirá dicho pozo en el futuro. Luego se podrá confeccionar un programa de rediseño de la unidad a medida que las condiciones en el pozo vayan variando; esto es variar la longitud de carrera, la velocidad del émbolo, la proporción de las secciones de varillas, la profundidad de la bomba, etc.

Al analizar el programa se debe chequear que la tensión en las varillas no exceda el límite de fatiga propio de ca-

da varilla. Cuando la tensión es mayor que el límite indica que en estas condiciones se puede esperar una rotura de las varillas. También cuando el valor de "Porcentaje del límite de Seguridad de Tensión" es mayor que el 100%, indica que se ha excedido el límite de flexibilidad y se puede producir una rotura de las varillas por esta causa.

En el cuadro adjunto se hace una comparación del programa propuesto con el método recomendado por la API y con el método desarrollado por la Pan American. Como se podrá comprobar los resultados en los tres métodos son muy parecidos, con excepción de la eficiencia de bombeo; esto se debe a que al calcular la carrera efectiva del émbolo de la bomba de subsuelo, tanto en el método de la API como con el método de la Pan American incluyen la elongación de la tubería no se calcula cuando la tubería está anchada en tensión basándonos en el estudio hecho por Arthur Lubinski en su publicación "The Influence of Pressure on Buckling and Straightness of Tubular goods and Rods in Wells", quien sostiene que "si anclamos tensionalmente la tubería en su posición mas elongada, la tensión durante la carrera ascendente será igual a la tensión durante la carrera descendente" y "Esto da la la tensión exacta necesitada en la tubería para contrarrestar la fuerza de compresión que causa el pandeo durante la carrera ascendente".

Es indudable que cuando se habla de eficiencia, esto incida directamente en el aspecto económico. Un campo explotado en condiciones de máxima eficiencia representa un tremendo ahorro y un menor costo de producción. Con un programa que permita ejecutar pruebas escalonadas en pozos que muestran una menor producción no debida a factores mecánicos, el supervisor de un campo petrolero, estaría en condiciones de recomendar un tratamiento especial para los pozos que acusen una eficiencia por debajo de valores normales.

Esto no solamente evitaría una pérdida de tiempo y dinero en tratamientos de pozos que no caen dentro de esta categoría, sino una mejor distribución de los equipos de mantenimiento.

Por supuesto que este programa no excluye los otros programas de mantenimiento y prevención normales, tales como programas preventivos de la corrosión, arenamiento del pozo y otros.

CUADRO COMPARATIVO DEL METODO PROPUESTO DE ANALISIS DE BOMBEO
MEDIANTE EL USO DE COMPUTADORAS CON EL METODO DE DISEÑO DE
UNIDADES DE BOMBEO DESARROLLADO POR LA API Y EL METODO
DE LA PAN AMERICAN

	<u>Método de la</u> <u>API</u>	<u>Método de la</u> <u>PAN AMERICAN</u>	<u>Método</u> <u>Propuesto</u>
Producción Teórica al 100% de eficiencia de la Bomba	175 BPD	192 BPD	211 BPD
Eficiencia de Bombeo	97.1 %	88.7 %	80.5 %
Elongación de varillas	NO DEFINE	10.71 pulg.	10.41 pulg.
Elongación de Tubería	NO DEFINE	4.29 pulg.	0.00 pulg.
Sobre carrera	NO DEFINE	6.67 pulg.	6.67 pulg.
Carrera efectiva del Embolo	41.7 pulg.	45.67 pulg.	50.26 pulg.
Torque Máximo	132,200 pulg.-Lb.	93,987 pulg.-Lb.	94,084 pulg.-Lb.
Carga máxima en el Vastago pulido	14,226 lbs.	14,000 lbs.	14,050 Lbs.
Tensión de las varillas de 7/8 "	23,670 psi.	23,295 psi.	23,365 psi.
Tensión de las varillas de 3/4"	NO CALCULA	22,916 psi.	22,843 psi.
Peso inerte de las varillas	9,080 Lbs.	8,950 lbs.	9,019 lbs.
Peso del fluido sobre la Bomba	3,098 Lbs.	3,150 lbs.	3,093 lbs.

REFERENCIAS

1. "Engineering Reference Manual"
Pan American - Enero 1972
2. "New producers aid optimum design of high volume
pumping systems" - W.H. Jernigan
Oil and Gas Journal, Junio 28, 1971
3. "Oil well pumping methods" J. Zaba - 1952
4. "Principles of Oil well production", T.E.W. NIND
5. "Recommended practice for design calculations for
Sucker Rod Pumping Systems" API RP IIL, marzo 1967
6. "Recommended Practice for care and handling of sucker
Rods" API RP 11BR , Marzo 1969
7. "Specification for Sucker Rods" - API STD 11B -
Enero 1970.
8. "Sucker Rod Handbook" 489 , Bethlehem Steel Co. 1958
9. "Sucker Rod String Design" - A.B. Neely Pet. Eng.
Marzo , 1976

10. "Summary of present-day knowledge of fatigue phenomena in metals"
Proceedings ASTM Vol. 30 - 1930

11. "Well Design: Drilling and Production" B.C. Craft
W.R. Holden and E.D. Graves Jr. - 1962

12. "Well site diagnosis of pumping problems using mini-computers" - S.G. Gibbs and K.B. Nolen, J. Pet. Tech.
Noviembre 1973.

R E S U M E N

La presente tesis se refiere concretamente al análisis de la eficiencia de unidades de bombeo con varillas de succión mediante la aplicación de un programa para computadoras que ahorre tiempo y costos de mantenimiento de un campo petrolero. Consta de cinco capítulos, de los cuales los capítulos I, II y III suministran, tanto los conceptos introductorios concernientes al tema en cuestión, como a la información, cálculos y planteamiento del programa; el capítulo IV trata en sí sobre la solución de un problema típico mediante el uso del programa planteado y el capítulo V incluye las conclusiones a que se llegan y pone en relieve las condiciones variables en que un pozo de petróleo puede trabajar, mediante un programa de rediseño de la unidad cuando esto sea posible.

Aparte de los lineamientos generales de estas conclusiones que tienden a preservar los costos de mantenimiento de un pozo, evitando frecuentes roturas de varillas o detectando unidades de bombeo con eficiencias bajas, en la tesis se compara el programa con dos métodos clásicos que han sido recomendados por la API y la compañía PAN AMERICAN, después de amplias experiencias y estudios

en campos petrolíferos con unidades de bombeo con varillas de succión.

Aún cuando los resultados obtenidos mediante los tres métodos sean muy parecidos ya que los aspectos generales de la teoría se basan en ecuaciones que se han adoptado hace mucho tiempo con resultados prácticos concordantes, lo que se trata de recalcar es la eficiencia de bombeo que varía de un máximo de 97.1% mediante el método de la API hasta el de 80.5% mediante el programa propuesto.

Esto implicaría dos cosas : primero la definición de un factor conservador en lo que a potencia real de bombeo se refiere y segundo, la rapidez que permite aplicar el programa a un pozo que muestra anomalías mecánicas que pueden ser debidas a un mal diseño de la unidad.

Como en la mayoría de los casos, la producción de petróleo en un campo en explotación depende del comportamiento de los pozos de bombeo, de la solución de los problemas individuales se llega a establecer un sistema de control automático que significa un menor costo de explotación.

El programa que se aplica en un ejemplo típico, se puede generalizar a cualquier pozo en que se detecten anomalías y se puede así llegar a un planteamiento de chequeos y comprobaciones cada vez que estos problemas sean detectados. *

La tesis que se plantea, a parte de llenar un vacío dentro de los métodos generales de prevención de problemas en los pozos y establecimiento de programas de mantenimiento, constituye una herramienta que en manos del ingeniero o del responsable de los campos en producción, puede ayudar al mantenimiento de índices de costos de extracción bajos.

Lima, 22 de octubre de 1976