

41

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE AGITACION PARA UN TANQUE
DE ALMACENAMIENTO DE ACIDO FOSFORICO**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A
SANTIAGO CASTRO ORTEGA**

México, D. F. 1957



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO.

FACULTAD DE QUIMICA.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE AGITACION PARA UN TANQUE
DE ALMACENAMIENTO DE ACIDO FOSFORICO.

SANTIAGO CASTRO ORTEGA.

INGENIERIA QUIMICA.

1967.

FRESDENTH: Prof. Alberto Urbina del R.
VOCAL: Prof. Alberto Bramaunz M.
SECRETARIO: Prof. Jorge Robles G.
1er. SUPLENTE: Prof. José E. Galindo P.
2do. SUPLENTE: Prof. Enrique Alarcón R.

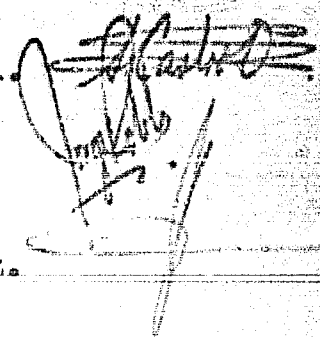
SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA:

Bufete Industrial, Diseños y Proyectos, S.A. de C.V.

SUSPENTANTE: Santiago Castro Ortega.

ASESOR DEL TEMA: I. Q. Jorge Robles Glenn.

SUPERVISOR TECNICO: I. Q. Jaime Curiel Hernández.



I N D I C E

	Pág.
TABLA DE NOMENCLATURA.	4
INTRODUCCION.	7
I GENERALIDADES SOBRE AGITACION DE LIQUIDOS.	9
II TEORIA DE LA AGITACION.	29
III BASES DEL DISEÑO MECANICO DE AGITADORES.	71
IV DISEÑO Y SELECCION DEL EQUIPO.	104
CONCLUSIONES.	141
BIBLIOGRAFIA.	143

TABLA DE NOMENCLATURA.

A	=	Altura del impulsor sobre el fondo del tanque.
A	=	Área en la que se efectúa un fenómeno de transporte.
A _f	=	Área del fondo del tanque.
A _w	=	Área de la pared del tanque.
a	=	Aceleración.
a	=	Anchura de una placa.
a	=	Área sometida a esfuerzo.
b	=	Distancia entre los cojinetes de soporte de una flecha.
C	=	Costo.
C _D	=	Coefficiente de fricción de forma.
c _D	=	Factor de corrosión.
D	=	Diámetro interno del tanque.
D'	=	Diámetro externo del tanque.
D _e	=	Diámetro de una esfera.
D _m	=	Diámetro medio del tanque.
d ^m	=	Diámetro del impulsor.
d _f	=	Diámetro de la flecha.
d _n	=	Diámetro nominal de un tubo.
E _{ct}	=	Difusividad de transporte turbulento de momento.
E	=	Eficiencia de la soldadura.
E	=	Módulo de elasticidad.
e	=	Brazo de palanca.
F	=	Fuerza; dimensión fuerza.
F _f	=	Fuerza debida a la fricción.
F _R	=	Fuerza máxima de resistencia.
F _T	=	Fricción total.
f	=	Esfuerzo crítico.
f _c	=	Esfuerzo debido a las cargas muertas.
f _p	=	Esfuerzo debido a la presión.
f _{sc}	=	Esfuerzo cortante.
f _{tr}	=	Esfuerzo de ruptura a tensión.
f _{sp}	=	Esfuerzo seguro o permisible.
f _w	=	Esfuerzo debido al viento.
f _y	=	Esfuerzo en el punto de cedencia.
g _y	=	Aceleración de la gravedad.
G _o	=	Factor de conversión de unidades.
H _o	=	Altura del líquido agitado.
H	=	Altura del tanque. (Sección cilíndrica).
H	=	Cabeza dinámica.
h	=	Altura de las aspas del impulsor.
h _t	=	Altura del tanque debida a la curvatura del techo.
I	=	Momento de inercia.
I _p	=	Momento polar de inercia.
J _p	=	Anchura de las mamparas.
j	=	Factor de corrección al número de potencia.
K	=	Constante.
k	=	Constante.
L	=	Longitud; dimensión longitud.
L	=	Anchura de las aspas del impulsor.
L _h	=	Longitud característica.

l	=	Longitud de mezclador de Prandtl.
L	=	Longitud de un miembro estructural.
l_f	=	Longitud de la flecha.
h	=	Alaca; dimensión alaca.
M	=	Momento flector.
M_{max}	=	Momento flector máximo.
M_o	=	Momento flector en un apoyo.
M_e	=	Momento flector equivalente a M_o y T_m .
ρ	=	Alaca de un elemento de un fluido.
ω	=	Rapidez de rotación.
V_c	=	Velocidad crítica.
Fr	=	Número de Froude.
Re	=	Número de Reynolds.
P	=	Número de Potencia.
n	=	Exponente del número de Froude.
n_s	=	Número de aspas.
n_i	=	Número de aspas del impulsor.
P_r	=	Potencia requerida para el impulsor.
p	=	Presión.
P_n	=	Potencia nominal del motor.
q	=	Carga muerta por unidad de área.
q_t	=	Carga total en el techo por unidad de área.
p_w	=	Presión ejercida por el viento.
q_v	=	Carga viva por unidad de área.
ϕ	=	Fase de una hélice.
Q	=	Flujo volumétrico de una hélice.
r_i	=	Radio interno del tanque.
R	=	Reacción en un apoyo.
r_c	=	Radio de curvatura del techo del tanque
r_g	=	Radio de giro.
r_i	=	Radio del impulsor.
r_f	=	Radio de la flecha.
S	=	Módulo de sección.
S	=	Superficie.
D	=	Diámetro del disco de un impulsor de turbina.
t	=	Tiempo de mezclado.
T	=	Momento de torsión normal y continuo.
T_{max}	=	Momento de torsión máximo.
t_p	=	Espesor de las placas.
t_i	=	Espesor de las aspas del impulsor.
u_t	=	Velocidad transversal al flujo principal.
V	=	Volúmen del tanque.
V_d	=	Desplazamiento volumétrico por revolución.
v	=	Velocidad del fluido.
v'	=	Velocidad secundaria.
v_e	=	Velocidad en el extremo del impulsor.
v_s	=	Velocidad de un sólido.
W^o	=	Trabajo hecho por un fluido y que es transmitido al exterior.
W_T	=	Peso total del tanque.
w	=	Magnitud de una carga uniformemente repartida.
w_a	=	Peso de un anillo de la pared del tanque por unidad de longitud.
w_f	=	Peso de la flecha por unidad de longitud.
w_i	=	Peso del impulsor.

- x = Dirección eje x.
- xy = Exponente de correlación de mezclado.
- y = Dirección eje y.
- Y = Flecha o deflexión máxima.
- z = Altura.
- z = Dirección eje z.
- z = Exponente función del exponente 'x'.

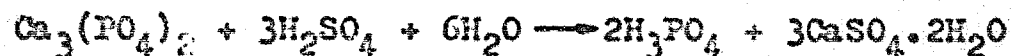
- α = Símbolo de proporcionalidad.
- Δ = Incremento de una variable.
- δ = Difusividad general de transporte.
- ε = Eficiencia volumétrica de una hélice.
- τ = Tiempo; dimensión tiempo.
- θ = Ángulo de inclinación del techo.
- ν = Viscosidad.
- ν = Viscosidad cinemática o difusividad de transporte molecular de momento.
- Π = Símbolo de un grupo adimensional.
- π = 3.1416
- ρ = Densidad.
- ρ = Densidad relativa.
- Σ = Símbolo de suma.
- σ = Tensión superficial.
- τ = Torque constante entre dos capas de un fluido.
- τ = Tiempo de mezclado, adimensional.
- ω = Velocidad angular.

INTRODUCCION

El objetivo de este trabajo es el diseño de un sistema de agitación para un tanque de almacenamiento de ácido fosfórico en una fábrica que próximamente será construida en la República Mexicana.

En esa fábrica se obtendrá ácido fosfórico utilizando el proceso Prayon, que en términos muy generales, consiste en lo siguiente (29):

Inicialmente se efectúa una digestión de la roca fosfórica, previamente molida, usando para ello ácido sulfúrico diluido a un 55%-60%, concentración de éste que permite la extracción de la máxima cantidad posible de P_2O_5 , y la precipitación simultánea de sulfato de calcio; lo anterior resulta al producirse la reacción global siguiente:



El lodo resultante, que tiene una concentración de 22% a 34% de P_2O_5 , se pasa a un sistema de filtración para eliminar el yeso precipitado; el filtrado pasa a un sistema de evaporación, donde se le concentra hasta un 54% de P_2O_5 ; finalmente, es conducido a una serie de tanques de almacenamiento quedando listo, de esta manera, para los fines a los que sea destinado.

La razón por la que esos tanques deben estar provistos con un sistema de agitación, es que el ácido fosfórico que llega a ellos contiene un pequeño porcentaje de sólidos que oscila entre 0.5% y 1%, de manera que mediante el sistema de

agitación se logra mantener en suspensión a los sólidos y así se impide su asentamiento y acumulación en el interior del tanque.

Este trabajo se presenta de acuerdo con el siguiente orden: en el capítulo I se hace una descripción de las características y del funcionamiento de los principales tipos de agitadores; a continuación, en los capítulos II y III se incluye una serie de principios y ecuaciones empleadas en el diseño completo de éstos. En el capítulo IV aparecen los detalles del diseño del sistema de agitación y del tanque de almacenamiento motivo de éste estudio.

Al seguir ese orden en la presentación, se trató de hacer resaltar la importancia de los principios en los que se basa la obtención de las ecuaciones que se transcriben en los distintos capítulos de este trabajo; de facilitar en lo posible la comprensión de los fundamentos de la agitación a quien no los conozca y de ilustrar su aplicación al diseño de un caso particular.

Al término de cada capítulo aparecen las figuras en él mencionadas y al final de este trabajo se encuentra un resumen de las conclusiones obtenidas.

CAPITULO I.

GENERALIDADES SOBRE AGITACION DE LIQUIDOS.

1.01.- INTRODUCCION.-

Se ha llegado a considerar a la agitación como la operación universal, ya que es difícil concebir o encontrar procesos u operaciones químicas que no involucren una u otra forma de agitación. Sin embargo, y sobre todo si se lo compara con otras operaciones unitarias, como la transferencia de calor, la destilación, la evaporación, etc., la agitación es todavía considerada por muchas personas como un arte (18).

A pesar de que la agitación es una operación tan común, es apenas hasta hace unos quince años que se ha despertado un interés especial en el estudio de su naturaleza básica; aún en la actualidad se carece de una definición cuantitativa de la agitación, lo que impone una severa limitación para poder comprenderla íntegramente, ya que así es imposible hacer mediciones de esa naturaleza (9).

El intento más fructífero para entender el fenómeno de la agitación de fluidos en sus diversos aspectos, ha sido la aplicación en su estudio de las ideas y principios de la mecánica de fluidos. La agitación en general se puede considerar como un fenómeno de transferencia de masa, pero en el caso de la agitación de fluidos el fenómeno de transferencia de masa es función de la difusión y del movimiento de los mismos.

Hay dos tipos principales de movimiento en la agitación

de líquidos:

1).- El movimiento o translación en gran escala del material a distancias considerables, lo que resulta en un modelo de flujo principal, y

2).- El movimiento en pequeña escala asociado a la turbulencia y translación del material a distancias cortas.

En la gran mayoría de los casos, la operación de la agitación de líquidos es llevada a cabo por impulsores rotatorios que al moverlos causan flujo y turbulencia; la magnitud de estos, así como el conocimiento de la interacción existente entre ellos y las características del impulsor, del fluido y del recipiente, constituyen la base de las actuales teorías sobre la agitación y sus aplicaciones (27).

1.02.- TIPOS BASICOS DE AGITADORES.-

Los agitadores que se usan en la industria son fundamentalmente de tres grandes tipos:

- 1).- Agitadores de impulsor para líquidos.
- 2).- Agitadores para pastas y sólidos plásticos.
- 3).- Mezcladores para polvos.

Los límites de los campos de aplicación de los diferentes tipos no pueden definirse precisamente. Los agitadores de impulsor generalmente se usan cuando la viscosidad no sobrepasa los 200,000 cp aproximadamente. Los amasadores y extrusores o mezcladores se usan para pastas gruesas y masas plásticas, estando el empleo de las ruedas de impacto restringido para los polvos secos (15).

El siguiente cuadro indica el campo de aplicación de distintos mecanismos de agitación según la viscosidad del material por agitar, expresada en cp (22):

TABLA 1-1.

Sistema de agitación:	Viscosidad del material por agitar, en cp.						
	1	10	10 ²	10 ³	10 ⁴	10 ⁵	x xx
1.- Agitación con aire	-----	-----	-----	-----	-----	-----	
2.- Chorros líquidos	-----	-----	-----	-----	-----	-----	
3.- Paletas	-----	-----	-----	-----	-----	-----	
4.- Hélices	-----	-----	-----	-----	-----	-----	
5.- Turbinas	-----	-----	-----	-----	-----	-----	
6.- Conos	-----	-----	-----	-----	-----	-----	
7.- Discos	-----	-----	-----	-----	-----	-----	
8.- Tornillos helicoidales						-----	-----
9.- Berrillos						-----	-----
10.- Desmenuzadores de bola						-----	-----
11.- Cintas helicoidales						-----	-----
12.- Amasadores						-----	-----
13.- Desmenuzadores coloidales						-----	-----
14.- Desmenuzadores especiales						-----	-----
15.- Pulverizadores						-----	-----
16.- Desmenuzadores amasadores						-----	-----
17.- Mezcladores internos						-----	-----
18.- Molinos rotatorios						-----	-----
19.- Molinos cónicos						-----	-----
20.- Molinos de paila						-----	-----
21.- Ruedas de impacto						-----	-----

x = Estado plástico.

--- = Proceso continuo.

xx = Estado sólido.

----- = Proceso por lotes.

Los sistemas de agitación que se intentan describir en este trabajo serán solamente los relacionados con los agitadores de impulsor para líquidos y su aplicación a los que tienen partículas en suspensión.

1.03.- AGITADORES DE IMPULSOR.-

En este tipo de agitador, el mezclado se lleva a cabo por la acción mecánica de un impulsor que crea un modelo de flujo en el líquido. Dos son los objetivos perseguidos: que se produzca circulación del fluido y la creación de turbulencias, las que facilitan el arrastre de material de la gran masa contenida en el tanque hacia la corriente en movimiento. En ocasiones lo que se requiere es un gran flujo y poca turbulencia y viceversa (15).

1.04.- PRINCIPALES COMPONENTES MECANICOS DE LOS AGITADORES DE IMPULSOR.-

Los principales componentes mecánicos de un agitador de impulsor son:

1.04.1 Tanque.-

El tanque actúa como recipiente y como cámara, sin embargo, no desempeña un papel activo en el proceso de mezclado. A no ser que vaya a ser sometido a presión se construye usualmente de metal de espesor en concordancia con las necesidades y normas existentes. La forma más común es la de tanque cilíndrico vertical (Ver párrafo 3.06.) (15).

1.04.2 Impulsores.-

Son los elementos que imparten movimiento al fluido. Hay

de muchos tipos; los más comunes son los siguientes:

1.04.21 - Impulsores de hélice.-

Las principales características de la agitación causada por este tipo de impulsores son las siguientes:

La circulación es por flujo axial paralelo a la flecha; la corriente sólo es modificada hasta interferir con el fondo o paredes del tanque y debido a su acción de remoline arrastra al líquido en reposo. La acción cortante es muy buena a altas velocidades; la potencia que requieren los agitadores de hélice es generalmente baja y no presentan problemas de limpieza, ya que se limpian a sí mismos.

Sin embargo, no son muy efectivos si se usan para agitar líquidos viscosos y la localización del sitio del tanque en donde colocarlo, para obtener el mejor funcionamiento, es algo difícil. Generalmente se instalan como se puede ver en la Fig. No. 1-1.

Existen hélices especialmente diseñadas para ciertos propósitos, como las de aspas dentadas, que combinan una acción de corte y rasgado y son adecuadas para materiales fibrosos; las de aspas perforadas que facilitan la mezcla de líquidos con polvos secos, y las de aspas huecas o perimetrales que si bien desplazan pequeñas cantidades de líquido, en cambio tienen una gran acción de corte muy útil en el caso de emplearlas en el manejo de pulpas.

El tipo de hélice más común es la de tres hojas o aspas en paso cuadrado, es decir, el paso es igual al diámetro de la hélice (el paso es la distancia que una hélice se movería a través de un líquido que no ceda en una revolución) (9). La

capacidad de circulación de la hélice depende de su diámetro y de la velocidad de rotación. Si la hélice se considera como una bomba sin cubierta, su capacidad de circulación volumétrica Q se puede expresar como sigue:

$$Q = \eta V_d N \quad (1-01)$$

en donde V_d es el desplazamiento volumétrico por revolución, N es la rapidez de rotación del impulsor y η es la eficiencia volumétrica que es aproximadamente 0.6.

Asimismo, el valor V_d se puede expresar mediante la ecuación:

$$V_d = \pi d^2 p / 4 \quad (1-02)$$

en donde d es el diámetro del impulsor (en este caso, el de la hélice). Combinando las dos ecuaciones anteriores resulta que:

$$Q = \eta \pi d^2 p N / 4 \quad (1-03)$$

Para el caso de hélice con paso cuadrado (la mayoría) en que $p=d$, se obtiene que:

$$Q = \eta \pi N d^3 / 4 \quad (1-04)$$

Para un buen mezclado se requiere que la relación Q/V -- (en la que V es el volumen del tanque) sea la más grande posible dentro de un consumo de potencia razonable (34).

Las velocidades empleadas generalmente son de 1750 rpm -- para líquidos de baja viscosidad; de 1150 rpm para fluidos de viscosidad media como son barnices y jarabes diluidos y 400 o 420 rpm en el caso de líquidos de alta viscosidad como son -- aceites y pinturas o bien cuando se presentan problemas de espumas (13).

Existen gráficas que permiten conocer la capacidad volúmi

ca de circulación de las hélices así como nomogramas de eficiencia volumétrica de éstas; esta eficiencia es mayor a medida que disminuye la velocidad de rotación, que baja la viscosidad y que aumenta el diámetro de la hélice. Dichas gráficas permiten conocer la capacidad real del impulsor multiplicando la capacidad teórica por la eficiencia y son de uno u otro de los siguientes tipos:

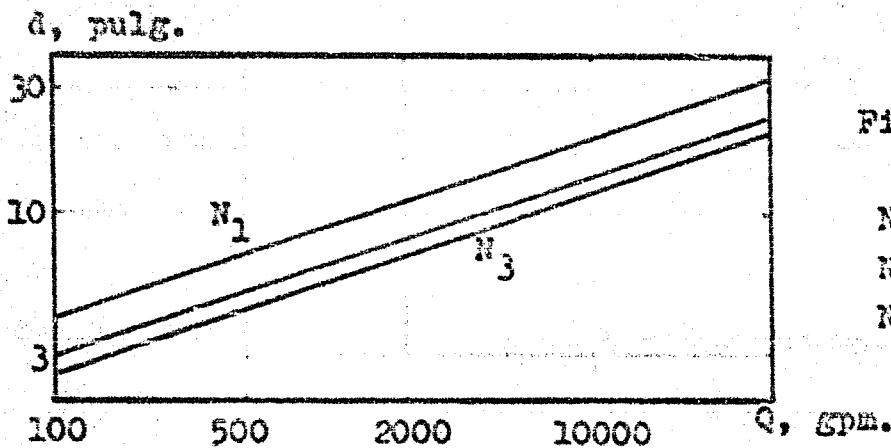
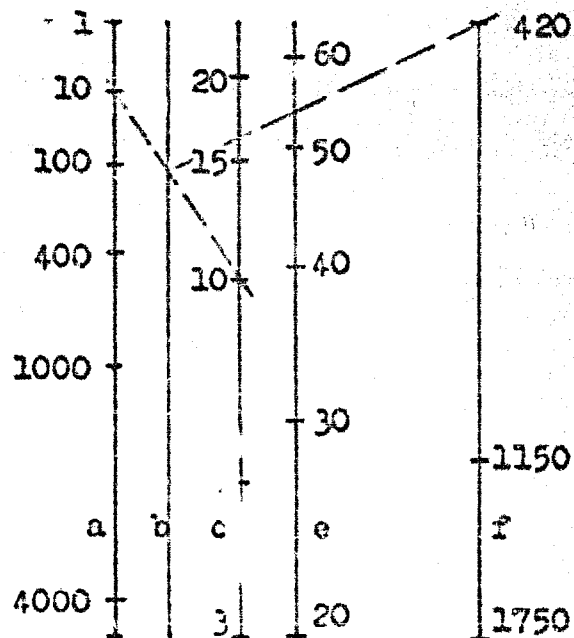


Figura No. 1-2.

$N_1 = 420$ rpm.
 $N_2 = 1150$ rpm.
 $N_3 = 1750$ rpm.

Figura No. 1-3.

- a = Viscosidad en cp.
- b = Línea pivote.
- c = Diámetro de la hélice en pulg.
- e = Eficiencia volumétrica en %.
- f = Velocidad rotacional en rpm.



Para mayor información sobre estas gráficas puede consultarse la página 265 de la referencia (13) y la página 23 de la referencia (5).

En general el costo de este tipo de impulsores es moderado (13).

1.04.22.- Impulsores de paleta o remo.-

Las características principales de este tipo de impulsores son las siguientes:

Giran a baja velocidad impartiendo al fluido un movimiento radial y tangencial, pero no vertical, a menos que se instalen mamparas. Tienen la ventaja de que cubren una amplia gama de viscosidades, son durables y no se encucian fácilmente. Pueden tener varias paletas para lograr más alta capacidad de flujo, la que es proporcional a Nd^3 (13).

Lo más común es que tengan dos o cuatro. A veces, las paletas están inclinadas, pero más frecuentemente son verticales. En tanques profundos se pueden montar varios impulsores en la misma flecha.

Las velocidades de rotación en los impulsores de paletas son comúnmente de 20 a 150 rpm. La longitud total de los remos varía entre 50% a 80% del diámetro interno del tanque, y la anchura de cada paleta es de un décimo a un sexto de su longitud. El costo de este tipo de impulsores es relativamente bajo (15).

1.04.23.- Impulsores de ancla.-

Estos impulsores son una variante de los anteriores, en los que las paletas son paralelas a las superficies del fondo y de las paredes del tanque, quedando entre aquellas y estas últimas un espacio reducido. (Ver Fig. No. 1-4).

Estos impulsores son de utilidad para prevenir la formación de depósitos en superficies de transferencia de calor pe

ro como son agitadores de escasa eficacia, se utilizan frecuentemente con otros impulsores que operan a mayor velocidad y que comúnmente actúan en dirección contraria (15).

1.04.24.- Impulsores de Rastrillo.-

Estos impulsores también son una variante de los de paleta; tienen unos miembros horizontales y otros verticales; los verticales están fijados por su parte superior o inferior a un brazo horizontal para formar una unidad. El propósito de este diseño de impulsores es evitar el movimiento en remolino de todo el material. Existen dos tipos principales. (Ver Fig. No. 1-5). Los del primero se usan para materiales plásticos y los del segundo se utilizan para mantener en suspensión partículas que tienden a asentarse, aunque sólo las elevan sobre el fondo del tanque.

Estos impulsores pueden tener también dos conjuntos de brazos arreglados de manera que las paletas verticales se entreveran. Los dos rastrillos se mueven en direcciones opuestas lo que aumenta considerablemente su acción cortante. Los hay en los que sólo un rastrillo se mueve mientras que el otro permanece fijo y otros que están provistos en sus extremos de dispositivos que sirven para limpiar las paredes del tanque y aún a la flecha del impulsor (31).

1.04.25 - Impulsores de turbina.-

Los impulsores de este tipo operan como una bomba centrífuga sin cubierta. Generan corrientes fuertes de gran turbulencia, que son de tipo radial y tangencial. Su capacidad de flujo es proporcional a Nd^3 .

Algunos de ellos son algo semejantes a los de rocos, ya

que existen una gran variedad: de hojas rectas o curvas, inclinadas o verticales, etc., (Ver Fig. 1-6).

Su velocidad de rotación es generalmente alta, siendo bastante durables si trabajan a velocidades razonables. Son muy efectivos al actuar en materiales viscosos.

Dentro de este tipo, existen dos grupos principales: los de turbina abierta, que requieren velocidades menores y por consiguiente un sistema de reducción mayor, y los de turbina cubierta, en los que las hojas del rotor se mueven dentro de estatores fijos por lo que dan un magnífico resultado con líquidos de alta viscosidad. De los primeros su costo es bajo pero el de estos últimos es relativamente alto.

Una variación importante dentro de este tipo, son los impulsores radiales los que producen un flujo radial sin necesidad de mamparas. En ellos las hojas verticales de mezclado, colocadas en los extremos de los brazos horizontales planos, están dispuestas de manera que formen un ángulo de 10° a 25° con la tangente a su circunferencia de rotación. Al girar el impulsor, las hojas empujan el fluido hacia afuera con una velocidad tangencial prácticamente nula. (Ver Fig. 1-7) (15).

1.04.26.- Impulsores de tornillo helicoidal.-

Son muy útiles para líquidos de alta viscosidad, ya que la agitación en estos casos no se logra a base de producir corrientes de alta velocidad. Se les clasifica de acuerdo con su diámetro y su paso; generalmente su longitud es igual a la altura del líquido que se agita, desde el fondo del tanque hasta la superficie del líquido. El tornillo ordinariamente trabaja llevando líquido del fondo del tanque a la superficie

en donde el líquido es descargado y tiende a regresar al fondo para sustituir al líquido que es llevado a la superficie. También pueden trabajar en forma contraria, es decir llevando el líquido al fondo del tanque, en cuyo caso se requiere de menos potencia.

El modelo de flujo resultante depende de la geometría del sistema (forma del tanque, presencia de mamparas, etc.); en general, no se aconseja colocarlos en posición central sin el empleo de mamparas, mientras que si se les coloca en posición descentrada no se necesitan éstas; en este caso el consumo de potencia aumenta, por lo que se recomienda colocar el tornillo en posición central y el uso de mamparas (11).

1.04.27.- Impulsores de doble cinta helicoidal.-

Se utilizan para agitar fluidos de viscosidad sumamente elevada; la agitación se efectúa por el impulso hacia abajo producido por la cinta central y el impulso contrario, del fondo hacia arriba, causado por la cinta exterior ya que son de cuerda inversa. Esta clase de equipo tiene la ventaja de que produce el mezclado en un tiempo mucho más corto que el que necesitan otros impulsores.

Con los tipos de impulsores descritos hasta aquí, se puede resolver, el 95% de los problemas de agitación.

Otros tipos de impulsores, menos frecuentemente usados, son los de discos, que actúan por la fricción producida entre el líquido y una superficie plana, y los de tiro cónico, o de conos, en los que el fluido circula sin cambios bruscos de velocidad (15).

1.04.28.- Uso de impulsores múltiples.-

En ciertas ocasiones es necesario usar más de un impulsor en la misma flecha; esto depende de las características del sistema y en general se puede decir que el empleo de impulsores múltiples está indicado para fluidos cuya viscosidad sea de 45 cp o más, o cuando el líquido viaja más de cuatro pies antes de ser desviado. Existen algunas fórmulas que permiten conocer el número de impulsores que se debe instalar; por ejemplo, para turbinas (11):

$$\text{Número de turbinas} = \rho' H/D \quad (1-05)$$

donde H = altura del líquido agitado, ρ' = densidad relativa del mismo y D = diámetro del tanque.

1.04.3.- Flecha.-

Es el elemento que transmite el movimiento del motor al impulsor.

La determinación del diámetro y longitud adecuados de la flecha, constituye un factor muy importante para evitar vibraciones, destrucción de cojinetes, de engranes y en general, daño al tanque. Es por ello que esta parte del equipo debe ser diseñada conservadoramente.

Normalmente un sistema flecha-impulsor debe operar muy por debajo de su velocidad crítica (Ver párrafo 3.05.4). Sin embargo, en ciertos casos, como en el de los impulsores de turbina con estabilizador del lado inferior, funcionan a velocidades que son hasta de un 80% de la crítica (13).

1.04.4.- Motor y Engranes.-

La mayoría de los agitadores son movidos por motores eléctricos o por turbinas provistos con un sistema de redu-

ción para dar a la flecha transmisora la velocidad de rotación adecuada.

En muchos casos es conveniente instalar un motor de varias velocidades fijas o uno de velocidad variable o bien adaptar a un motor adecuado un sistema de engranes que permita obtener estas variaciones, lo que resulta provechoso, a pesar del costo adicional, ya que es difícil predecir en forma exacta las velocidades que serán necesarias en instalaciones nuevas, o bien porque, en un proceso ya conocido, se pueden presentar variaciones en la operación, nuevos productos, etc. Generalmente no se aconseja tratar de ahorrar en el costo del sistema de reducción, ya que si éste no resulta adecuado, puede elevar considerablemente el costo de mantenimiento (13).

1.04.5.- Cojinetes.-

Tienen por objeto guiar a la flecha e impedir movimientos anormales de la misma, los que se producen frecuentemente cuando ésta es larga; se les coloca normalmente en la parte superior de la flecha, pero pueden colocarse otros adicionales en el fondo del tanque, y si es necesario también a una altura intermedia. La lubricación de los cojinetes la hace el mismo fluido que se agita, por lo que su empleo en fluidos que contengan partículas abrasivas está indicado sólo cuando sea indispensable (13).

1.05.- GENERALIDADES SOBRE EL FUNCIONAMIENTO DE LOS AGITADORES DE IMPULSOR.-

Para obtener un funcionamiento adecuado en los agitadores de impulsor, se requiere que el flujo volumétrico sea su-

ficiente para manejar el volumen total del tanque en un tiempo razonable, y que la energía cinética de la corriente que sale del impulsor sea suficiente para llegar a los puntos más remotos del tanque, ya que de no ser así en éstos no habrá agitación.

La acción básica del mezclado se lleva a cabo cuando las corrientes de alta velocidad se ponen en contacto con el líquido estacionario adyacente, de manera que debido a la diferencia en velocidad el líquido estacionario es arrastrado e incorporado a la corriente, produciéndose turbulencia; a mayor velocidad de la corriente es más intensa la turbulencia, y por lo tanto, más completa la acción de mezclado (15).

1.06.- MODELOS DE FLUJO.-

Los diferentes modelos de flujo en un agitador dependen del tipo del impulsor, del tamaño y proporciones del tanque, de la presencia o ausencia de ramparas, etc.

Se ha encontrado que la velocidad del fluido en el tanque, tiene tres componentes, y que el flujo neto total depende de la relación que hay entre ellos; los componentes son:

- 1).- Componente radial, que actúa en una dirección perpendicular al eje de la flecha del impulsor.
- 2).- Componente longitudinal, que actúa en dirección paralela al eje de la flecha, y
- 3).- Componente tangencial o rotacional, que actúa tangencialmente a una trayectoria circular alrededor de la flecha.

Los componentes radial y tangencial actúan en un plano

horizontal. En la mayoría de los casos, los componentes radial y longitudinal son los útiles para la agitación; en el caso de un impulsor abierto, que es el más común, el flujo tangencial es inconveniente en la mayoría de las ocasiones ya que favorece la formación de vórtices en la superficie del líquido, como se puede ver, en la figura No. 1-8. Esto causa la formación de capas en varios niveles, lo que impide el flujo vertical entre ellas, pudiendo darse el caso de que en vez de lograrse un mezclado uniforme de partículas sólidas, éstas se muevan hacia las paredes del tanque, debido a la fuerza centrífuga, y a continuación bajen y se agrupen en el centro del fondo del tanque (15).

Como en el flujo tangencial la dirección del movimiento del impulsor es la misma que la del fluido, la potencia que podría ser aprovechada se disminuye por la pequeña diferencia entre la velocidad del impulsor y la del fluido. Aún más, si se aumenta la velocidad, el vórtice se hace más profundo y puede llegar al punto de succión del impulsor. Al ocurrir esto se introduce aire a la carga, lo que puede ser perjudicial o indeseable y baja bruscamente el consumo de potencia, disminuyendo la eficiencia.

Este tipo de flujo indeseable, antes descrito, y la formación de remolinos, se pueden evitar por cualquiera de los siguientes métodos:

- 1).- En tanques pequeños, el impulsor se puede montar descentrado como se muestra en la Fig. No. 1-9, dando una ligera inclinación a la flecha en un plano paralelo a la dirección del componente axial del movimiento del fluido; en tan -

ques de gran tamaño, el agitador puede montarse a un lado del tanque, con la flecha en posición horizontal pero formando un ángulo con el radio, como se puede ver en la Fig. No. 1-10.

2).- Para tanques grandes con agitadores verticales, el método preferible para eliminar o reducir los remolinos, consiste en instalar mamparas que simplemente son unas tiras metálicas que se colocan en posición perpendicular a la pared del tanque, como se muestra en la Fig. No. 1-11 (15).

1.06.1.- Características de las mamparas.-

Excepto en los tanques verdaderamente grandes, es suficiente la presencia de cuatro mamparas, cuya anchura depende del tipo del impulsor. Si éste es de turbina, la anchura no necesita ser mayor de un doceavo del diámetro del tanque; si es de hélice, es suficiente con menos de un dieciochoavo del diámetro del tanque. En los casos en los que se usa el impulsor inclinado, no se requiere usar mamparas (15).

Las mamparas que se colocan desde la superficie del líquido pero que no llegan hasta el fondo del tanque, permiten una fuerte acción de remolino en el fondo e impiden la formación de vórtice en la superficie; esto se puede aprovechar para separar partículas pesadas. Por otra parte, si las mamparas se colocan desde el fondo hacia arriba pero sin llegar a la superficie del líquido, ello permite una ligera acción de remolino y la aparición de vórtice en la parte superior, lo que determina que la espuma, líquidos o sólidos que se agreguen lleguen al impulsor rápidamente.

En general es deseable la existencia de mamparas laterales, ya que éstas permiten utilizar mayor potencia, necesaria

para la generación de turbulencias, sin que aparezcan remolinos (13).

1.07.- TUBOS DE TIRO.-

El flujo hacia el impulsor en un agitador proviene de to das direcciones al no existir control de superficies sólidas. Sin embargo, a veces se desea controlar la dirección y velocidad del flujo hacia el impulsor, para lo que se usan los llamados tubos de tiro. Estos son de gran utilidad cuando se requiere una gran acción de corte en el impulsor, como en la manufactura de ciertas emulsiones. Otras ventajas que se obtienen del empleo de estos tubos son las siguientes: Previenen el corte circuito del fluido; aumentan los coeficientes de transferencia de calor al forzar al fluido a pasar a través de la superficie del serpentín de calentamiento si lo hay; amplifican la acción de mezclado al aumentar la relación entre el diámetro del impulsor y el del recipiente y reducen el diámetro y longitud de la flecha requerida, pero como causan una mayor fricción, sólo se les usa cuando verdaderamente se necesitan. En tal caso el sitio en que debe colocárseles depende de las características del flujo producido por cada tipo de impulsor; en impulsores de hélice, alrededor de éstas y en los de turbina, por arriba de ellas. La Fig. No. 1-12 ilustra lo antes dicho (15).

1.08.- GRADO DE AGITACION.-

La velocidad del extremo del impulsor, generalmente expresada en pie/min, por lo general se usa como medida del gr

do de agitación en un sistema de mezclado de líquidos. La velocidad del extremo del impulsor, v_o , se puede estimar mediante la ecuación:

$$v_o = \pi dN \quad (1-06)$$

En general se aceptan los siguientes valores:

	v_o , pie/min
Agitación baja	500 - 650
Agitación media	650 - 800
Agitación enérgica	800 - 1100

A medida que es mayor el diámetro del impulsor (es decir en tanques más grandes) obviamente disminuye el valor de la rapidez de rotación necesaria para un mismo grado de agitación (11).

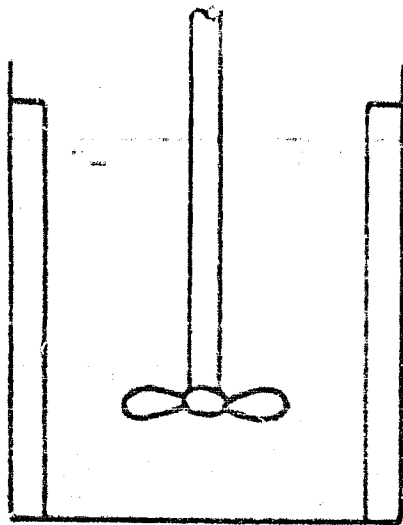


Figura No. 1-1.

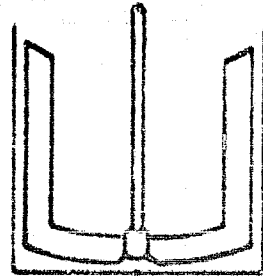
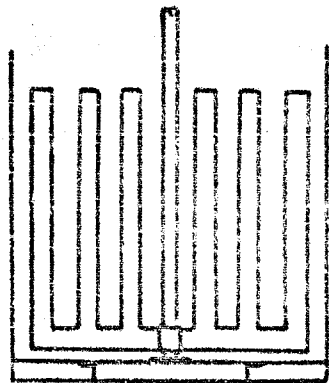
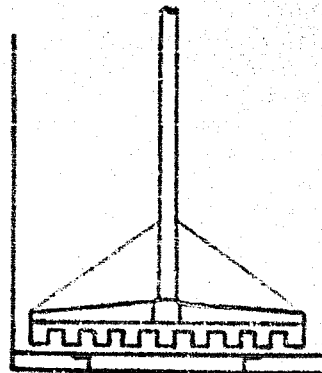


Figura No. 1-4.



(a)



(b)

Figura No. 1-5.

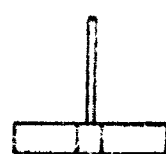
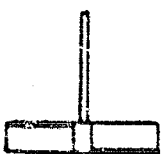
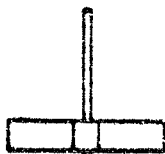
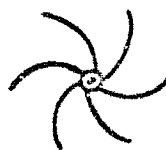
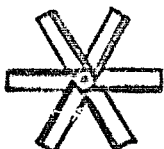
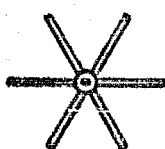


Figura No. 1-6.

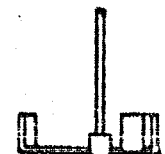
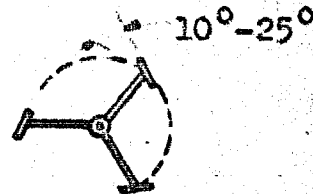
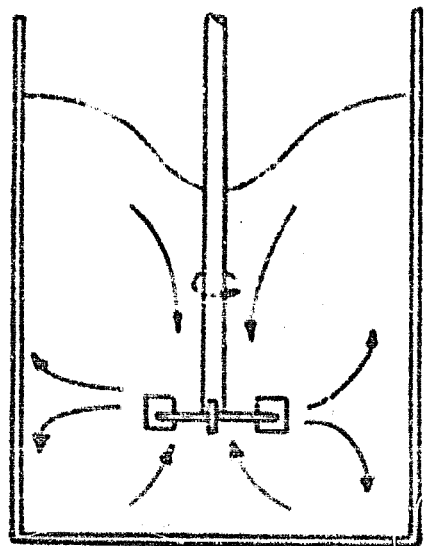
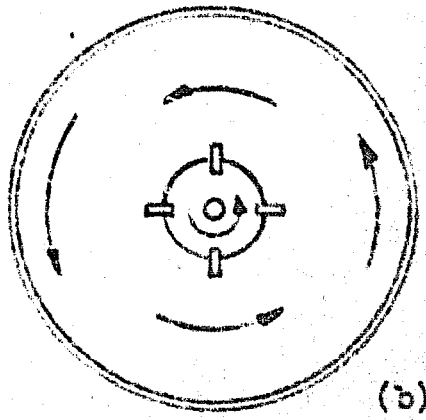


Figura No. 1-7.



(a)



(b)

Figura No. 1-8.

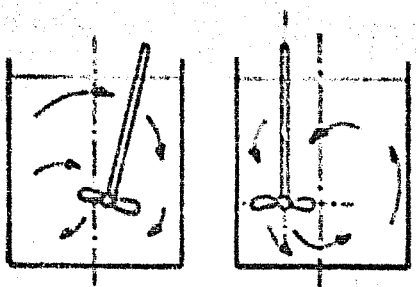


Figura No. 1-9.

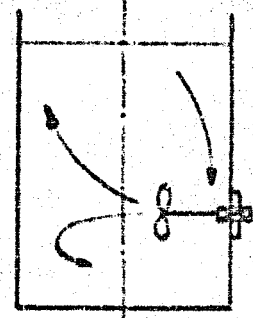
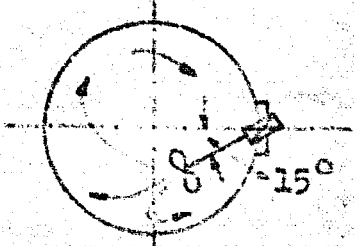


Figura No. 1-10.

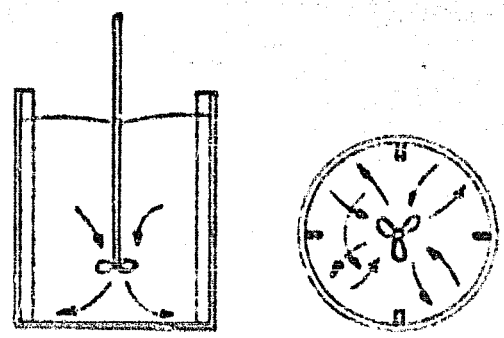


Figura No. 1-11

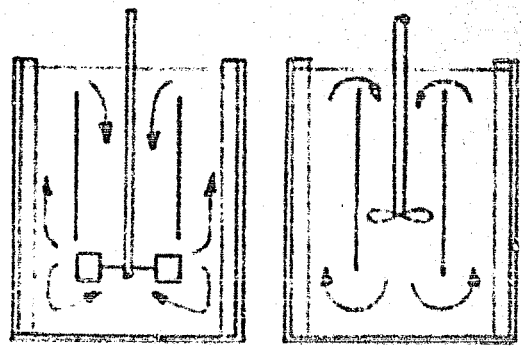


Figura No. 1-12.

CAPITULO II.

TEORIA DE LA AGITACION.

2.01.- INTRODUCCION.-

Se señaló que la agitación de fluidos es una operación a la que pueden aplicarse los principios de la teoría de la mecánica de fluidos.

En cualquier caso de agitación, el movimiento del fluido producido por el impulsor o por las mamparas estacionarias - origina fricción superficial y fricción de forma (9). Con objeto de entender la naturaleza de estos fenómenos y su acción en la agitación, se hará una exposición breve de dicha teoría.

La mecánica de fluidos es una parte de la física que estudia el movimiento de éstos y las condiciones que gobiernan dicho movimiento.

Para el desarrollo de esta teoría, los procesos hidrodinámicos se expresan en forma matemática considerando una partícula elemental del fluido de volumen infinitesimal; dicha partícula está sujeta a fuerzas que favorecen su movimiento y a otras que se oponen al mismo.

2.02.- FUERZAS QUE CAUSAN EL MOVIMIENTO DE LOS FLUIDOS.-

El movimiento de un fluido es producido por fuerzas que actúan sobre él y pueden ser: a) de presión y b) de masa.

2.02.1.- Fuerzas de presión.-

Las fuerzas de presión siempre actúan en ángulo recto so

sobre la superficie del volumen diferencial de que se trata.

Si imaginamos que este volumen infinitesimal del líquido en movimiento tuviera la forma de un prisma rectangular, como el de la figura No. 2-1, y fuera sujeto, en la cara correspondiente a la dirección del eje y , a la presión P , la cara opuesta estaría sujeta a la acción de la presión $P + (\partial P/\partial y)dy$ en dirección opuesta.

La fuerza de presión resultante en esta dirección sería:

$$F_y = [P - P - (\partial P/\partial y)dy] dx dz = - (\partial P/\partial y) dV \quad (2-01)$$

Haciendo un análisis similar en cada dirección se encuentra que la fuerza resultante que actúa en todo el elemento es, escrita en forma vectorial (31):

$$F = - \left[i(\partial P/\partial x) + j(\partial P/\partial y) + k(\partial P/\partial z) \right] dV = -\nabla P dV \quad (2-02)$$

2.02.2.- Fuerzas de masa.-

Las fuerzas de masa son proporcionales a la masa de la partícula en movimiento y a la aceleración de la misma (gravitacional, o centrífuga, etc.,). La magnitud de la fuerza de masa F_m está dada por el producto de la masa del elemento de volumen considerado y la aceleración, o sea:

$$F_m = \rho dx dy dz a = \rho dV a \quad (2-03)$$

2.03.- FUERZAS QUE SE OPONEN AL MOVIMIENTO DE LOS FLUIDOS.-

La resistencia al movimiento del elemento se debe a la fricción que sufre dentro del fluido. Esta fricción está relacionada con el carácter del flujo y depende también de las propiedades del fluido, especialmente de su viscosidad. A consecuencia de ello se presentan diferencias de velocidad entre una y otra capa del fluido, lo que origina a su vez una trans

ferencia de momento, transferencia que puede ser de tipo laminar o "molecular", o de tipo turbulento, según sea el carácter del flujo (31).

2.03.1.- Carácter del flujo.-

El carácter del flujo es de gran importancia en la agitación. Existen dos tipos básicos de flujo: laminar y turbulento.

2.03.11.- Flujo laminar.-

El flujo laminar es un proceso hidrodinámico en el que las partículas del fluido se mueven a lo largo de una trayectoria (vena líquida) paralela a la dirección del flujo. En este tipo de flujo las moléculas sólo pasan a capas adyacentes debido al movimiento browniano, del mismo modo que ocurre en fluidos en reposo.

2.03.12.- Flujo turbulento.-

En el flujo turbulento se producen remolinos. El movimiento no sólo se hace en capas paralelas sino también en trayectorias erráticas, y no son únicamente las moléculas sino también grandes masas del fluido las que pasan de unas capas a otras, lo que determina una acción de mezclado. Esta es la razón de la importancia que tiene el flujo turbulento en la agitación.

Cuando hay turbulencias, el fluido se mueve en la dirección principal del flujo pero con distintas velocidades que varían en forma instantánea. Se puede asumir que la velocidad instantánea del fluido v es la resultante de la velocidad media \bar{v} y la velocidad secundaria v' debida a oscilaciones de frecuencia relativamente alta, o sea:

$$v = \bar{v} + v' \quad (2-04)$$

La velocidad secundaria v' se puede considerar como el valor instantáneo de la velocidad de los remolinos y se puede descomponer en sus componentes cartesianas v'_x , v'_y y v'_z . Se pueden distinguir dos casos de turbulencia (32):

a).- Turbulencia isotrópica, en la que las velocidades secundarias v'_x , v'_y y v'_z , tienen iguales probabilidades de producirse. En un momento dado cada una de estas velocidades tiene el mismo número de valores positivos y negativos y los valores de la raíz cuadrada del valor medio de sus cuadrados satisfacen la condición de que $\overline{(v'_x)^2}^{0.5} = \overline{(v'_y)^2}^{0.5} = \overline{(v'_z)^2}^{0.5}$.

b).- Turbulencia no isotrópica, es un estado de turbulencia en el que las velocidades secundarias no son igualmente probables ni tienen la misma magnitud en todas direcciones.

2.04.- TRANSFERENCIA DE MOMENTO.-

Como ya se indicó, se debe a las diferencias de velocidad existentes entre las distintas capas de un fluido. Supóngase tres capas de un fluido que se mueve en la dirección del eje y . Debido a la fricción interna, la velocidad del fluido en esta dirección varía de una a otra de dichas capas de manera que $v_1 > v_2 > v_3$, (ver figura 2-2), y por consiguiente habría diferencias en el momento de las moléculas del fluido en cada capa.

La concentración de momento, es decir, el momento por unidad de volumen es:

$$\text{concentración de momento} = mv/V = v\rho \quad (2-05)$$

donde m , V y ρ son la masa, volumen y densidad del elemento

considerado. Además, el flujo específico de momento (flujo por unidad de área) es:

$$\text{flujo específico de momento} = \left[\frac{d(mv)}{d\theta} \right] / A \quad (2-06)$$

donde θ representa el tiempo y A el área de transporte.

Aplicando la Segunda Ley de Newton, que establece que:

$$F_y \delta_c = d(mv) / d\theta \quad (2-07)$$

donde F_y representa, en el caso que nos ocupa, a la fuerza cortante que actúa entre dos de las superficies ilustradas en la figura No. 2-2, se encuentra que la fuerza cortante por unidad de área o esfuerzo cortante es

$$F_y \delta_c / A = \tau_y \delta_c = \left[\frac{d(mv)}{d\theta} \right] / A \quad (2-08)$$

Con base en la teoría cinética de los gases, un fenómeno de transporte de cualquier propiedad (como puede ser el de masa, de momento, etc.) se puede expresar mediante una ecuación del tipo (9):

$$Z = - \delta (dG/dx) \quad (2-09)$$

donde Z es el flujo específico de la propiedad que se transmite, G es la concentración de dicha propiedad y δ es una constante de proporcionalidad, conocida como difusividad del transporte, que para un gas ideal es proporcional a la velocidad de las moléculas y a su trayectoria libre media.

En el caso del transporte molecular de momento, la ecuación anterior se puede escribir como:

$$\left[\frac{d(mv)}{d\theta} \right] / A = - v d(\rho v) / dx \quad (2-10)$$

de manera que se llega a la ecuación (9):

$$(\tau_y \delta_c)_m = - v d(\rho v) / dx \quad (2-11)$$

donde v es la difusividad de transporte molecular de momento, comúnmente conocida como viscosidad cinemática.

Si la densidad es constante, la ecuación anterior se puede escribir como sigue:

$$(\tau_y \xi_c)_z = - \nu \rho (dv/dx) = - \mu (dv/dx) \quad (2-12)$$

en donde μ es la viscosidad absoluta del fluido.

Todo lo que a continuación se expresa en este trabajo se refiere exclusivamente a flujos newtonianos, que son aquellos cuya viscosidad es constante a temperatura constante y además independiente de la magnitud y tiempo de aplicación del esfuerzo cortante.

2.04.1.- Transporte turbulento de momento.-

Se puede decir que en ciertos aspectos el transporte turbulento de momento es similar al laminar; la magnitud de la masa migrante (debido a las diferencias de velocidad), es mucho mayor en el caso del flujo turbulento, en el cual la transferencia se efectúa a causa de la acción de los remolinos formados.

La falta de acuerdo entre las ecuaciones que se derivan basándose en la teoría del transporte molecular, por una parte, y los datos experimentales correspondientes al flujo a altas velocidades, por otra, indica que debe existir un mecanismo adicional no evaluado en esa teoría, es decir, no se consideró que dentro de cualquier remolino se verifica cierto transporte de momento en forma molecular y además se produce transporte turbulento.

En la forma más simple, el esfuerzo en el fluido debido a la combinación del transporte laminar y turbulento se puede representar por una ecuación del tipo (9):

$$\tau_y \xi_c = - (\nu + E) d(\rho v)/dx = - (\mu + \rho E) (dv/dx) \quad (2-13)$$

donde E representa a la difusividad del transporte turbulento de momento, la cual, depende de la posición del fluido dentro del recipiente que lo contiene y de la velocidad con que esta se mueve; lo anterior contrasta con las características de la difusividad del transporte laminar de momento, que es independiente de esas variables.

Comparando la ecuación (2-13) con la (2-11) se deduce — que el transporte turbulento de momento está dado por la ecuación:

$$(\tau_y \mathcal{E}_c)_t = -E d(\rho v) / dx \quad (2-14)$$

es decir que el transporte total de momento es:

$$\tau_y \mathcal{E}_c = (\tau_y \mathcal{E}_c)_m + (\tau_y \mathcal{E}_c)_t \quad (2-15)$$

2.04.11. — Expresión matemática de la difusividad del transporte turbulento de momento. —

Anteriormente se mencionó que la difusividad del transporte molecular de momento es, para un gas modelo, proporcional al producto de la velocidad de las moléculas por la trayectoria libre media de las mismas; considerando al transporte turbulento como un simil macroscópico del transporte molecular, se puede suponer que la difusividad del transporte turbulento de momento es el producto de una velocidad de flujo transversal por una distancia de translación apropiada en la dirección de transferencia del remolino.

Las gráficas de la figura No. 2-3 son representativas — del tipo de variaciones de velocidad que se presentan cuando el flujo es turbulento; el promedio de la velocidad de las — turbulencias en la dirección del flujo transversal (eje x) es cero, estando representadas estas variaciones por u' . En la

dirección del flujo principal (eje y), la relación que existe entre la velocidad instantánea y sus variaciones la da la ecuación (2-04). Tal como se muestra en la figura No. 2-3, para satisfacer el balance de materiales en forma de un inventario constante de masa, se necesita que:

$$|u'| = |v'| \quad (2-16)$$

Para completar lo anterior, es necesario tomar en cuenta la distancia que una partícula del fluido recorrerá antes de perder su identidad; considerando que, en el momento de partida, se halla en un punto x_a y tiene una velocidad v_a , como resultado del pulso, la partícula recibe una aceleración tal que su nueva velocidad es $v_a + v'$ y adopta un componente de flujo transversal u' ; el remolino o turbulencia formada conservará su identidad hasta llegar a un plano x_b , en el que la velocidad sea $v_b = v_a + v'$, donde será asimilada; dichas velocidades se pueden relacionar mediante la ecuación siguiente:

$$v_b = v_a + (dv/dx)(x_b - x_a) = v_a + v' \quad (2-17)$$

A la distancia recorrida $x_b - x_a$ se le conoce como la longitud de mezclado de Prandtl L_m , de manera que de la ecuación anterior resulta que (9):

$$v' = L_m (dv/dx) \quad (2-18)$$

Es importante recalcar que L_m es una magnitud medida en la dirección del eje x , que representa si el gradiente de velocidad es constante (9), la distancia entre los puntos de origen y terminación del remolino.

Con base en todo lo anterior, se puede escribir que:

$$E = u' L_m \quad (2-19)$$

Combinando las ecuaciones (2-16) y (2-18) con la (2-19)-

resulta también que:

$$E = L_m^2 \left| \frac{dv}{dx} \right| \quad (2-20)$$

y que, de acuerdo con la ecuación (2-13):

$$\tau_y \mathcal{E}_c = - \left[v + L_m^2 \left| \frac{dv}{dx} \right| \right] \frac{d(\rho v)}{dx} \quad (2-21)$$

2.05.- EL NÚMERO DE REYNOLDS.-

Las ecuaciones anteriores son difíciles de usar en el estudio de un fenómeno relacionado con un fluido; por esta razón se han desarrollado una serie de correlaciones experimentales para analizar la influencia que tienen los diferentes mecanismos de transferencia de momento en un fenómeno específico. La gran mayoría de esas correlaciones, entre ellas las usadas en agitación, son función de un grupo adimensional de variables conocido como número de Reynolds N_{Re} , que representa (9) a la relación existente entre la transferencia turbulenta y la transferencia molecular de momento.

La expresión matemática correspondiente al número de Reynolds puede derivarse de muchas maneras; por ejemplo, partiendo de la ecuación (2-15) que expresa la rapidez de transferencia de momento como la suma de la rapidez de transferencia de momento en forma molecular y la rapidez de transferencia en forma turbulenta, al dividir estos valores se obtiene, para un punto x , que:

$$(N_{Re})_x = (\tau_y \mathcal{E}_c)_t / (\tau_y \mathcal{E}_c)_m = (E)_x / \nu, \quad (2-22)$$

ya que la expresión $d(\rho v)/dx$ es función de la posición de la partícula del fluido considerado pero no del tipo de transferencia. Por otra parte, de las ecuaciones (2-16) y (2-19) se deduce que $E = L_m \left| v^0 \right|$, de manera que:

$$(N_{Re})_x = (L_m |v'|)_x / \nu \quad (2-23)$$

Las cantidades L_m y v' pueden integrarse en toda la región turbulenta para obtener los valores medios \bar{L}_m y \bar{v}' encontrándose que (9) $\bar{L}_m = L$, en donde L representa a una longitud característica (como sería el diámetro interno de un tubo en el caso de flujo de fluidos en tuberías, o el diámetro del impulsor en el caso de un agitador, etc.), y $\bar{v}' = \bar{v}$, es decir - que $(L_m |v'|) = L\bar{v}$ resultando finalmente que:

$$N_{Re} = L\bar{v}/\nu = L\bar{v}\rho/\mu \quad (2-24)$$

2.06.- FRICCION DE SUPERFICIE Y FRICCION DE FORMA.-

Ya se mencionó que el flujo de un fluido en recipientes cuyas paredes son paralelas a la dirección del flujo, ocasiona una transferencia de momento resultante en un esfuerzo tangencial a la superficie. Este fenómeno se conoce como fricción o resistencia de superficie ("skin friction"), la que se produce siempre que hay un fluido en contacto con una superficie y existe movimiento relativo entre ellos.

Las pérdidas de energía debidas a este tipo de fricción se pueden estimar mediante la ecuación de Fanning, que es ampliamente conocida, u otra derivada de la misma.

Además de lo anterior, se pueden presentar efectos acelerativos producidos cuando el fluido cambia de dirección para pasar alrededor de un cuerpo sólido colocado en su trayectoria o cuando un cuerpo sólido se mueve en el seno del fluido, lo que ocasiona pérdidas friccionales significativas de energía. Este fenómeno se conoce como fricción de forma (20).

En este último caso un problema que se presenta a manu-

do, de gran interés en el estudio de la agitación, es la determinación de la fuerza necesaria para mantener al sólido moviéndose con velocidad constante a través del fluido; el efecto del sólido en el fluido será acelerarlo o producir momento en el mismo, de manera que se puede aplicar la Segunda Ley de Newton al fluido como sigue:

$$F_D = d(mv/d\theta) = m(dv/d\theta) + v(dm/d\theta) \quad (2-25)$$

donde F_D es la fuerza que actúa en el fluido (o en el objeto) m es la masa del elemento considerado del fluido y v es la velocidad a la que el mismo es acelerado por la acción del sólido en movimiento.

Si la velocidad del sólido v_s es constante, la velocidad del fluido debida a la acción del sólido es una constante independiente del tiempo, de manera que la ecuación anterior se puede simplificar a (1):

$$F_D = v(dm/d\theta) \quad (2-26)$$

Sin embargo, $dm/d\theta$ es proporcional a la densidad del líquido, a un área representativa del sólido (se acostumbra tomar la máxima área proyectada en una dirección normal al flujo, S), y a la distancia recorrida por el sólido en la unidad de tiempo, o sea que:

$$F_D \sim \rho S v_s v \quad (2-27)$$

Sin embargo, la velocidad del sólido y la velocidad a la que el líquido es acelerado, están relacionadas por un factor que depende únicamente del carácter del flujo para sistemas geoméricamente similares, por lo que (1):

$$F_D \sim \rho S v_s^2 \quad (2-28)$$

Para que la proporción anterior se convierta en igualdad

se define un coeficiente de fricción de forma C_D tal que ya sea el cuerpo sólido o el fluido lo que se mueve con una velocidad v , el valor de F_D está dado por:

$$F_D = C_D S \rho v^2 / 2g_c \quad (2-29)$$

Se han hecho determinaciones experimentales del valor de C_D para diferentes casos, habiéndose obtenido gráficas de C_D vs. N_{Re} (1) y (20), las que permiten calcular el valor del coeficiente C_D en un problema determinado.

Las nociones anteriores sobre la teoría de mecánica de fluidos han permitido introducir el concepto del número de Reynolds así como la forma de emplearlo para evaluar las pérdidas de energía debidas a la fricción, especialmente a la fricción de forma. Sin embargo, para poder aplicar esos conceptos al cálculo de la potencia requerida para mover un impulsor haciendo un balance de energía, es necesario definir previamente el concepto de similitud.

2.07.- CONCEPTOS DE SIMILITUD.-

Un concepto útil en el estudio de la mecánica de fluidos es el de similitud, la que tiene considerable importancia en mezclado. Existen tres tipos de similitud que son: geométrica, cinemática y dinámica.

La similitud geométrica se refiere a dimensiones lineales, diciéndose que dos sistemas son geoméricamente similares cuando las relaciones de las dimensiones correspondientes en un sistema son iguales a las del otro.

La similitud cinemática se refiere a los movimientos, entendiéndose que dos sistemas son similares cinéticamente cuando

do además de ser geométricamente similares tienen la misma relación de los vectores de velocidad para puntos correspondientes de cada sistema.

La similitud dinámica se logra cuando dos sistemas, geométrica y cinemáticamente similares, tienen también todas sus relaciones de fuerzas iguales para los puntos correspondientes de cada sistema (27).

2.08.- EL BALANCE DE ENERGIA Y SU APLICACION A UN AGITADOR.

El principio de la conservación de la energía permite deducir (9) la ecuación (2-30), que se puede usar como punto de partida para el análisis de un agitador; dicha ecuación es:

$$-W' = \int_{z_1}^{z_2} v \, dP + \Delta(\bar{v}^2/2g_c) + G \Delta z / g_c + \Sigma F, \quad (2-30)$$

donde W' es el trabajo que efectúa un fluido siendo ese trabajo transferido al exterior; z representa la altura con respecto a un nivel de referencia y ΣF representa a la fricción existente en el sistema estudiado; las demás variables tienen el mismo significado con el que se han usado previamente.

En su sentido usual, esta ecuación relaciona los cambios que se producen entre dos puntos de un sistema de flujo, pero en conjunto un agitador no constituye un sistema de flujo, por lo que todos los términos dependientes de la posición se anulan y resulta que, para un agitador (9):

$$\Sigma F = -W' \quad (2-31)$$

por lo que, para poder calcular el trabajo externo que se tiene que efectuar en el fluido (debido éste al signo negativo), sólo se requiere conocer la fricción total.

2.09.- ANALISIS DE AGITADORES CON MANEJAS.-

El análisis de un tanque con manejeras es el más simple. El movimiento del fluido a través de las aspas del impulsor y de las manejeras estacionarias implica la producción de fricción de superficie y de forma, de manera que para estimar la fricción total en un sistema geoméricamente similar de impulsor, tanque y manejeras, se puede partir de una relación del tipo $C_D = f(N_{Re})$ o bien:

$$2F_D S_c / S v_o^2 = f(L_D v_o / \mu) \quad (2-32)$$

En esta ecuación, excepción hecha de las propiedades del fluido, las variables restantes son difíciles de conocer y usar por lo que se pueden hacer las siguientes sustituciones:

1).- Tomando como base la similitud geométrica, la longitud característica L_D puede quedar representada por el diámetro del impulsor d .

2).- El término F_D/S , o sea la fuerza aplicada al fluido por unidad de área, se puede manejar más convenientemente si se le transforma a consumo de potencia, P ; recordando que la potencia es igual al producto de una fuerza por la velocidad con que se desplaza el punto de aplicación de la misma, que en el caso que nos ocupa es igual a la velocidad del fluido v , o sea:

$$F_D v / S = P / S \quad (2-33)$$

donde la superficie S también puede ser expresada en términos de la longitud característica, es decir que: $S \propto d^2$.

3).- La velocidad v , a la que se ha hecho referencia, es una velocidad tangencial. En este sistema la velocidad tangencial del extremo del impulsor o sea v_o , está dada por la ecuación

ción (1-06), es decir:

$$v = v_c = \pi dN \propto dN \quad (1-06)$$

Sustituyendo todos estos valores, la ecuación (2-32) se transforma en:

$$N_{Po} = P_{Gc} / \rho N^3 d^5 = \phi(d^2 N_p / \mu) \quad (2-34)$$

donde N_{Po} es el coeficiente de fricción para sistemas agitados, conocido comúnmente como número de potencia, que representa la relación de las fuerzas de resistencia en el impulsor a las fuerzas de inercia (20) y

$$N_{Re} = d^2 N_p / \mu \quad (2-35)$$

es el número de Reynolds pero escrito en forma conveniente para la agitación.

tal como se hará notar posteriormente existen numerosas gráficas de N_{Po} vs. N_{Re} para tanques agitados de este tipo. Aquí sólo se mencionará que los dos límites de esas curvas tienen características universales, es decir que para valores pequeños del N_{Re}

$$N_{Po} = K_1 / N_{Re} \quad (2-36)$$

y para valores grandes del N_{Re}

$$N_{Po} = K_2 \quad (2-37)$$

donde K es una constante.

2.10.- ANÁLISIS DE AGITADORES SIN MAMPARAS.-

En el capítulo anterior ya se describió el modelo de flujo que se presenta en este caso; la formación de vórtices introduce un mecanismo adicional, es decir, la acción de las fuerzas asociadas a la gravedad.

En el vórtice una parte del contenido del tanque está --

sostenido contra la aceleración gravitacional de la tierra — por lo que fuerzas provenientes del fluido deben proporcionar el soporte necesario para mantener la "cabeza" que constituye el vórtice.

La naturaleza de esas fuerzas se puede analizar con ayuda de la figura No. 2-4.

Se considera el elemento del fluido a la altura z_0 que — corresponde al punto más abajo del vórtice; en el plano horizontal de este punto existe en cualquier posición radial r , — una "cabeza" del líquido sobre el elemento. Si el régimen es permanente, la presión en cualquier elemento del fluido debe ser tal que las fuerzas en cada cara del área unitaria del — elemento sean iguales. Examinando diferentes elementos en el nivel z_0 , al pasar de la posición $r = 0$ a $r = r_1$, la presión debe ir en aumento debido a que aumenta la "cabeza" del líquido; si F_b es la fuerza asociada a dicha "cabeza" y F_c es la — fuerza radial de tipo centrífugo, por lo antes expresado resulta que (9):

$$F_b = F_c \quad (2-38)$$

como

$$F_b = \Delta x \Delta y (z - z_0) \rho g / g_c \quad (2-39)$$

y

$$F_c = \Delta x \Delta y \Delta z \rho r \omega^2 / g_c \quad (2-40)$$

donde Δx , Δy y Δz son las dimensiones del elemento y ω es la velocidad angular. Sustituyendo estos valores en la ecuación — (2-38) resulta que:

$$\Delta z r \omega^2 / (z - z_0) g = 1 \quad (2-41)$$

En un sistema geoméricamente similar $\Delta z \propto (z-z_0) - r - d$ y en uno dinamicamente similar $\omega \propto N$ por lo que la ecuación anterior se puede expresar como (9):

$$dN^2/g = N_{Fr} \quad (2-42)$$

expresión adimensional que se conoce como número de Froude, - el cual representa la relación de las fuerzas asociadas con - la energía cinética a las fuerzas asociadas con la gravedad, de manera que los efectos gravitacionales adicionales que se presentan en un sistema sin mamparas se pueden incluir en una ecuación de correlación del tipo siguiente:

$$N_{Po} = \phi(N_{Re})(N_{Fr}) \quad (2-43)$$

Como en el caso de los tanques con mamparas, se dispone de una serie de gráficas de la relación N_{Po}/N_{Fr}^n vs. N_{Re} , don de n es una función del N_{Re} ; que depende también de las caracté- rísticas del impulsor.

La potencia obtenida de las ecuaciones anteriores no incluye a la potencia necesaria para reporer las pérdidas eléctricas y mecánicas que se presentan en cualquier sistema de - agitación.

2.11.- MEDICION DE LA POTENCIA CONSUMIDA POR UN IMPULSOR.-

Esta medición es de importancia tanto para poder construir las curvas de potencia, como para el control de la operac - ón, y puede hacerse por medios mecánicos o eléctricos, sien do aquéllos los más comunes.

El método mecánico consiste en medir el momento de tor - sión mediante un dinamómetro y a continuación usar la rela - ción:

$$P = \omega T = \omega F e \quad (2-44)$$

donde T es el momento de torsión, e es el brazo de palanca del dinamómetro y ω la velocidad angular.

La expresión usada en la práctica es (16):

$$P_m = (F + f') N e / 63025 \quad (2-45)$$

obtenida expresando a "e" en pulgadas y sustituyendo el valor ω por $2\pi N/60$ de manera que N se exprese en rpm, estando la potencia total consumida por el motor, P_m , en HP; f' es un factor de corrección obtenido midiendo la fuerza necesaria para vencer la fricción cuando el motor está apagado y el impulsor en el aire; dicho factor, al igual que F, están medidos en lb_p . El valor de F obtenido de la ecuación (2-45) se sustituye en la ecuación (2-44) para calcular P.

2.12.- ANÁLISIS DIMENSIONAL DE LA AGITACION.-

Siendo la agitación una operación muy compleja que está sujeta a gran cantidad de variables, es imposible llegar a encontrar, en una forma razonada, cual es la ecuación o al menos la forma de la ecuación que relacionara en forma completa todas esas variables.

La técnica usada para lograr este objetivo, al igual que en el estudio de otras operaciones unitarias, es el análisis dimensional, cuyos fundamentos y forma de aplicación al caso de la agitación se exponen en los párrafos siguientes.

El movimiento de un fluido puede definirse en términos de las siguientes dimensiones: longitud L, tiempo θ , fuerza F y masa M.

Como la Segunda Ley de Newton relaciona esas cuatro mag-

nitudes, es posible reducir a tres el número de dimensiones fundamentales, ya sea usando el grupo MKS (base de los sistemas absolutos e bien el FLO (base de los gravitacionales), -- que es el que se utilizará para el desarrollo que a continuación se expone (25).

2.12.1.- Variables de interés en el análisis dimensional de la agitación.-

Las variables que afectan el movimiento de los fluidos en la agitación pueden clasificarse en tres tipos:

1).- Dimensiones longitudinales, las cuales definen completamente la geometría del tanque y la forma del impulsor y que son:

- d: diámetro del impulsor.
- D: diámetro del tanque.
- H: profundidad del líquido agitado.
- A: altura del impulsor (sobre el fondo).
- p: paso de la hélice.
- L: anchura de las aspas del impulsor.
- h: altura de las aspas del impulsor.
- J: anchura de las mamparas.

también el número de aspas n_L y el número de mamparas n_B son útiles para la descripción de las características del impulsor y del tanque, pero no se les relaciona con F , L o θ , sino que con un número de referencia simplemente.

2).- Propiedades del fluido (densidad y viscosidad).

3).- Las características cinemáticas y dinámicas del flujo, como son la velocidad, potencia y la aceleración de la gravedad. La velocidad de flujo se puede considerar como una función de la velocidad del extremo del impulsor.

Para mayor claridad, las magnitudes geométricas antes expuestas, se ilustran en la figura No. 2-5.

2.13.- TEOREMA PI O DE BUCKINGHAM.-

Con objeto de analizar el movimiento de fluidos a partir de las dimensiones fundamentales, se puede utilizar la técnica desarrollada por Buckingham y que se conoce como teorema Pi, pudiéndose utilizar también el método propuesto por Rayleigh.

El teorema Pi establece que si una variable, por ejemplo la potencia P es función de otras variables independientes, como son las antes consideradas, su dependencia se puede expresar en la siguiente forma general funcional (25):

$$f(d, D, H, A, P, h, L, J, \rho, \nu, G, N, P) = 0 \quad (2-46)$$

La condición básica para la validez de este método, es que todas las variables que puedan afectar a la relación por incluir, queden especificadas, lo que ya se ha hecho anteriormente.

Es también una característica de este método que con n variables dadas y m dimensiones que definen a todas esas variables, se obtienen (n-m) grupos adimensionales que reemplazan a las variables originales, o sea:

$$F(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3 \dots \Pi_{n-m}) = 0 \quad (2-47)$$

Cada uno de estos (n-m) grupos adimensionales, consiste de (m+1) variables de las cuales es posible seleccionar m arbitrariamente, mientras que la última se sustituye con el exponente -1. Para este cálculo, se tiene que n=13 y m=3, por lo que se obtendrán diez grupos adimensionales que se derivarán mediante relaciones de 4 miembros. Como antes se dijo, es posible escoger tres de ellos, que son:

a).- El diámetro del impulsor del agitador d, que se pue

de seleccionar como magnitud básica para las variables de longitud.

b).- La densidad ρ que se puede escoger como magnitud básica de las propiedades del fluido.

c).- La velocidad rotacional N se puede seleccionar para las características del flujo.

A continuación se expone el cálculo de los diferentes grupos adimensionales para cada una de las variables antes mencionadas de acuerdo con el orden de la tabla siguiente (25):

TABLA 2-1

Grupo II No.	Variable considerada	Símbolo	Dimensión FL
	Diámetro del impulsor	d	L
1	Diámetro del tanque	D	L
2	Profundidad del líquido agitado	H	L
3	Altura del impulsor (sobre el fondo)	A	L
4	Paso de la hélice mezcladora	p	L
5	Longitud de las aspas del impulsor	L	L
6	Altura de las aspas del impulsor	h	L
7	Anchura de las mamparas	J	L
8	Aceleración de la gravedad	g	$L\theta^{-2}$
	Densidad	ρ	$F\theta^2 L^{-4}$
9	Viscosidad cinemática	ν	$L^2\theta^{-1}$
	Velocidad rotacional	N	θ^{-1}
10	Potencia	P	$FL\theta^{-1}$

2.13.1 Cálculo de Π_1 .-

De acuerdo con lo antes dicho se tiene que:

$$\Pi_1 = d^{x_1} N^{y_1} \rho^{z_1} D^{-1}; \text{ sustituyendo las dimensiones de las variables resulta que: } \Pi_1 = L^{x_1} \theta^{-y_1} (F\theta^2/L^4)^{z_1} L^{-1} = F^0 L^0 \theta^0; \text{ comparan}$$

do exponentes se encuentra que:

$$\Sigma L = x_1 - 4z_1 - 1 = 0$$

$$\Sigma \theta = -y_1 + 2z_1 = 0$$

$$\Sigma F = z_1 = 0$$

al resolver este sistema de ecuaciones resulta que:

$$x_1 = 1, \quad y_1 = 0 \quad \text{y} \quad z_1 = 0$$

y sustituyendo estos valores se obtiene que:

$$\Pi_1 = d/D \quad (2-48)$$

2.13.2.- Cálculo de los otros grupos adimensionales.-

Siguiendo el mismo método que en el párrafo anterior y con base en la expresión general $\Pi_i = d^{x_i} N^{y_i} \rho^{z_i} X^{-1}$, se encuentra para diferentes valores de i , que:

TABLA 2-2

i	X	x_1	y_1	z_1	Π_1	
2	H	1	0	0	$\Pi_2 = d/H$	(2-49)
3	A	1	0	0	$\Pi_3 = d/A$	(2-50)
4	p	1	0	0	$\Pi_4 = d/p$	(2-51)
5	L	1	0	0	$\Pi_5 = d/L$	(2-52)
6	h	1	0	0	$\Pi_6 = d/h$	(2-53)
7	J	1	0	0	$\Pi_7 = d/J$	(2-54)
8	v	2	1	0	$\Pi_8 = d^2 N/v = N_{Re}$	(2-55)
9	g	1	2	0	$\Pi_9 = dN^2/g = N_{Fr}$	(2-56)
10	P	5	3	1	$\Pi_{10} = d^5 N^3 \rho/P$	(2-57)

Este último grupo se identifica como el recíproco del número de potencia; la constante g , no aparece en esta expresión debido a que se redujo a tres el número de unidades fundamentales.

2.13.3.- Grupos adimensionales correspondientes al número de aspas y de rampas.-

Las expresiones para el número de aspas n_L y número de rampas n_B , son similares a las de los grupos Π_1 a Π_7 , sólo que como base no se escoge una magnitud longitudinal, ya que ambas variables son adimensionales, por lo que se escoge como cantidad de comparación un cierto número básico llamado número de referencia, pudiéndose así escribir los siguientes grupos adimensionales:

$$\Pi_{11} = N_T/n_L \quad (2-58)$$

y

$$\Pi_{12} = n_T/n_B \quad (2-59)$$

2.13.4.- Ecuación general para el cálculo de la potencia que requiere el impulsor.-

Usando las expresiones encontradas para cada grupo, se tiene que la ecuación (2-47) también se puede escribir como sigue:

$$F(d/D, d/H, d/A, d/p, d/L, d/h, d/J, d^2N/v, \dots \\ \dots dN^2/g, d^5N^3\rho/P, N_T/n_L, n_T/n_B) = 0, \quad (2-60)$$

ecuación en la que se han incluido los grupos auxiliares Π_{11} y Π_{12} .

Siendo la anterior una ecuación dimensionalmente correcta, puede ser transformada a la forma exponencial que a continuación se indica (25):

$$P/\rho N^3 d^5 = K(D/d)^a (H/d)^b (A/d)^c (p/d)^e (L/d)^f (h/d)^j \dots \\ \dots (J/d)^k (d^2 N \rho / \mu)^m (dN^2/g)^n (n_T/N_T)^p (n_B/n_T)^q \quad (2-61)$$

El valor de las constantes y exponentes de la ecuación anterior se determina experimentalmente.

2.14.- GRÁFICAS DEL NÚMERO DE POTENCIA.-

Se ha hecho mucho trabajo experimental tendiente principalmente a la determinación de los exponentes m y n , y de la constante K , eliminando para ello la influencia de los grupos geométricos, es decir, trabajando con equipos que muestren similitud geométrica.

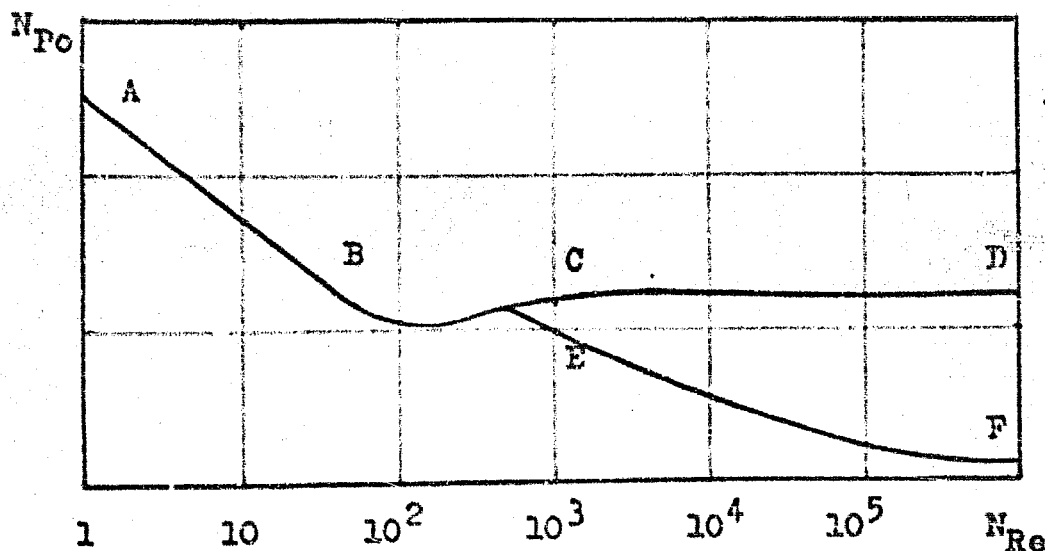
En estas condiciones, la ecuación anterior se reduce a:

$$N_{Po} = P_{S_0} / \rho N^3 d^5 = f(d^2 N \rho / \mu, dN^2 / \epsilon) = K N_{Re}^m N_{Fr}^n \quad (2-62)$$

donde se ha introducido el valor de S_0 para tener la facilidad de expresar ρ y μ en unidades absolutas.

Construyendo gráficas de $\log N_{Po}$ vs. $\log N_{Re}$ con los datos experimentales obtenidos, se encuentran cuatro zonas principales:

Figura No. 2-6.



1).- Sección en la que el N_{Re} varía entre 1 y 10 (línea AB).- Corresponde a flujo de carácter laminar y en la que se obtiene para todos los tipos de impulsores líneas rectas con pendiente de 135° o sea -1 , ya que $\tan 135^\circ = -1$.

2).- Sección en la que el N_{Re} varía entre 10 y 10^3 (lí-

nea BC).- Para esta sección se han encontrado varias curvas de diferente forma para los diferentes tipos y tamaños de impulsores. La pendiente no es constante y el flujo es de tipo transicional.

3).- Sección en la que el N_{Re} varía entre 10^4 y 10^6 (línea CD).- Es la que corresponde al caso de flujo turbulento y ausencia de vórtice. En este caso resultan líneas rectas con pendiente de 180° o sea 0 ya que $\tan 180^\circ = 0$.

4).- Sección en la que el N_{Re} varía entre 10^4 y 10^6 (línea EF).- Es la que describe las condiciones que se encuentran cuando hay flujo turbulento y se crea un vórtice en el tanque. En este caso la pendiente difiere de punto a punto y para definir completamente el flujo no basta el número de Reynolds y -- hay que tomar en consideración también al número de Froude.

La pendiente de la curva en cada punto está dada, de acuerdo con la ecuación (2-62), por el exponente m del N_{Re} .

2.14.1.- Ecuación de las curvas para el caso de flujo laminar.-

Como se acaba de mencionar, en este caso $m = -1$ de manera que (31) :

$$P_{G_0}/\rho N^3 d^5 = K_1 (d^2 N \rho / \mu)^{-1} = K_1 \mu / d^2 N \rho \quad (2-36)$$

de donde:

$$P = K_1 \mu N^2 d^3 / G_0 \quad (2-63)$$

2.14.2.- Ecuación de las curvas para el caso de flujo turbulento.-

Cuando se trata de sistemas con mamparas, es decir, con nivel horizontal del líquido agitado, o sea, cuando $m = 0$ se tiene que (31) :

$$P_{G_0}/\rho N^3 d^5 = K_2 (d^2 N \rho / \mu)^0 = K_2 \quad (2-37)$$

por lo que:

$$P = K_2 \rho n^3 d^5 / \rho_c \quad (2-64)$$

2.14.3.- Determinación de los valores de las constantes K_1 y K_2 .

Los valores de las constantes K_1 y K_2 pueden ser determinados utilizando datos experimentales.

Para el caso de flujo laminar, con base en la ecuación - (2-36) se tiene que el valor de K_1 está dado por el producto $N_{Po} N_{Re}$. Como en la agitación el flujo laminar queda comprendido entre valores de 1 a 10 del N_{Re} , se acostumbra tomar el valor de K_1 correspondiente a $N_{Re} = 5$ como representativo para toda esta gama de valores del número de Reynolds de manera que resulta:

$$K_1 = 5 N_{Po} \quad (2-65)$$

En el caso de flujo turbulento se procede en forma similar a la anterior, pero utilizando como base la ecuación - (2-37); como en este caso $N_{Re} > 10^4$, se acostumbra tomar como referencia el valor correspondiente a $N_{Re} = 10^6$, de tal manera que:

$$K_2 = (N_{Po})_{N_{Re} = 10^6} \quad (2-66)$$

2.14.4.- Ecuación de las curvas para el caso en que hay formación de vórtice.

En los sistemas en que hay remolino y se forma un vórtice, se requiere tomar en cuenta el exponente n del número de Froude. Se ha encontrado (25) que dicho exponente se puede calcular mediante una ecuación del tipo:

$$n = (a - \log N_{Fr}) / b \quad (2-67)$$

Experimentalmente se ha concluido que el término N_{Fr}^n es

le tiene influencia para valores de $N_{Re} > 300$.

La determinación de los valores a y b también se hace a partir de datos experimentales; en la tabla siguiente se muestran algunos valores comunes (25 y 31):

TABLA 2-3

Tipo de impulsor	D/d	a	b
Hélice	2.1	2.6	18
	2.7	2.3	18
	3.0	2.1	18
	3.3	1.7	18
	4.5	0.0	18
Turbina	3.3	1.0	40
	3.0	1.0	40

La ecuación de diseño en este caso es como sigue (31):

$$P = K_3 \rho N^3 d^5 (dN^2/g)^{a-\log N_{Re}} / \epsilon_c^b \quad (2-68)$$

La gráfica mostrada en la figura No. 2-6, es sólo una muestra de la gran cantidad de gráficas que se han publicado para diferentes tipos de impulsores y de sus características. Dichas gráficas aparecen en cualquier tratado de agitación (ver referencias 11, 31 y 32), en textos ordinarios de operaciones unitarias (ver referencias 9 y 15) y en artículos publicados sobre el tema (referencias 20, 25 y 26).

2.14.5.- Empleo de factores de corrección.-

Cuando el impulsor no reúne todas las características geométricas especificadas en la curva del N_{Po} vs. N_{Re} que se utilice, es necesario usar factores de corrección representativos de los diferentes grupos adimensionales de la ecuación (2-61), de manera que el número de potencia corregido N'_{Po} se obtiene de la ecuación:

$$N_{Po} = N_{Po} j_D j_H j_h j_n j_F \dots \quad (2-69)$$

Entre los factores de corrección más comunes se tienen - los siguientes:

- j_D : factor de corrección correspondiente a D
- j_H : factor de corrección correspondiente a H
- j_h : factor de corrección correspondiente a h
- j_n : factor de corrección correspondiente a n_L
- j_F : factor de corrección correspondiente a la forma del impulsor, etc.

2.15.- INFLUENCIA DE LOS GRUPOS INDIVIDUALES DE LA ECUACION (2-61) EN EL CONSUMO DE POTENCIA DEL AGITADOR.-

2.15.1 Influencia de la viscosidad.-

Observando las ecuaciones (2-63) y (2-64) se deduce que la potencia es directamente proporcional a la viscosidad si el flujo es laminar, mientras que es independiente de ella si el flujo es turbulento, ($Re > 10^4$).

2.15.2.- Influencia de la densidad.-

Se limita al caso de flujo turbulento, donde el consumo de potencia es directamente proporcional a esta variable.

2.15.3.- Influencia de la velocidad del impulsor.-

A partir de las ecuaciones antes mencionadas se tiene que la potencia es proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación, en flujo laminar, y al cubo en flujo turbulento.

2.15.4.- Influencia del diámetro del impulsor.-

La influencia del diámetro del impulsor se puede notar - observando las expresiones antes expuestas; de ellas se dedu-

ce que la potencia es proporcional al cubo del diámetro del impulsor, si el flujo es laminar, y a la quinta potencia si es turbulento.

2.15.5.- Influencia de los parámetros geométricos (26).-

La influencia de estas variables puede representarse matemáticamente mediante el valor del exponente de la ecuación (2-61) correspondiente a la variable estudiada.

2.15.51.- Influencia del diámetro del tanque.-

Para tanques con mamparas en los que $2.0 \leq D/d \leq 7.0$ se ha encontrado que el valor del exponente "a" de la ecuación (2-61) es cero; para tanques sin mamparas, se recomienda que "a" sea 0.91, si $2.7 \leq D/d \leq 4.5$.

2.15.52.- Influencia de la altura del líquido.-

Se ha encontrado que para valores de $2 \leq H/d \leq 4$, el exponente b de esa misma ecuación es cero.

2.15.53.- Influencia de la altura a la que se encuentra el impulsor sobre el fondo del tanque.-

Con relación a esta variable se carece de datos experimentales; sin embargo, se piensa que para valores de $0.7 \leq A/d \leq 1.6$, el valor del exponente c sea cero.

2.15.54.- Influencia de las diversas características del impulsor.-

A partir de suficientes datos experimentales, se ha llegado a establecer las siguientes relaciones adicionales:

1).- Influencia del paso del impulsor.- En el caso de impulsores de hélice, el consumo de potencia aumenta al aumentar el paso de la hélice, lo que está de acuerdo con el mayor efecto de bombeo de las hélices de alto paso, habiéndose en

contrado que el exponente e de la ecuación (2-61) vale 1.7.

2).- Influencia de la anchura y altura de las aspas del impulsor.- Los datos experimentales conocidos, se refieren en su gran mayoría a casos en los que $L/h = 1.25$, por lo que no es posible señalar con precisión cual es el efecto de cada una de estas variables. No obstante, el valor del exponente f de la ecuación (2-61) es 1.5 para esa condición.

3).- Influencia del número de aspas del impulsor.- Tiene un efecto directo en el consumo de potencia debido al mayor efecto de bombeo. Como se había indicado, el número de aspas se compara con un número de referencia, habiéndose escogido para ello el número $N_p = 6$, puesto que este número de aspas es bastante frecuente, sobre todo, en los impulsores de turbina.

Se ha encontrado que el exponente p vale:

$p = 0.8$ si hay de 3 a 6 aspas, y

$p = 0.7$ si hay de 6 a 12 aspas.

2.15.55.- Influencia de la anchura de las mamparas.-

La presencia de mamparas aumenta el consumo de potencia, habiéndose encontrado que en el caso de flujo turbulento el exponente k de la ecuación (2-61) vale 0.3.

Se ha supuesto que la eficiencia máxima de la agitación corresponde al caso de mayor consumo de potencia. Esta condición se encuentra usando mamparas cuya anchura sea del 11% al 13% del diámetro del tanque (26).

Experimentalmente se ha deducido lo siguiente (32):

$$Jn_B/D = 0.5 \quad (2-70)$$

de manera que para el caso de cuatro mamparas, que es el más

común, resulta que:

$$J = 0.125D \quad (2-7Ca)$$

2.15.56.- Influencia del número de mamparas.-

Afectan al consumo de potencia debido a que se crea turbulencia local detrás de las mamparas. En este caso el número de referencia escogido es $n_T = 4$ y el exponente q vale: $q=0.43$.

2.16.- CONSUMO DE POTENCIA OPTIMO.-

Las ecuaciones antes presentadas así como muchas otras de naturaleza totalmente empírica no incluyen el tiempo de mezclado, el cual es función inversa del grado de turbulencia presente; dichas ecuaciones son útiles para evaluar la potencia requerida para lograr un cierto efecto de mezclado bajo condiciones predeterminadas; sin embargo, para hacer más económica la agitación, es necesario que el impulsor opere durante el tiempo más corto bajo condiciones tales que permitan el grado de agitación requerido.

El método de cálculo que a continuación se expondrá se basa en la determinación del tiempo de mezclado T que es el tiempo mínimo necesario para la agitación completa. Se ha concluido que éste depende de la forma del impulsor, de su diámetro, de la velocidad rotacional, de las propiedades del líquido (viscosidad y densidad); aún más, en el caso de mezclas de componentes de diferente densidad, esa diferencia de densidades $\Delta\rho$ es importante y en el caso de formación de vórtices, se requiere considerar también la aceleración de la gravedad.

La relación buscada entre estas variables, haciendo uso del análisis dimensional para su deducción, es la siguiente --

te (31):

$$F(v, \rho, d, N, \Delta\rho, g, D, H, T) = 0 \quad (2-71)$$

Las dimensiones básicas usadas nuevamente serán F, L y θ . Puesto que el número total de variables $n = 9$ y el número de dimensiones básicas $m = 3$, se obtendrán 6 grupos adimensionales. Como variables fundamentales se escogerán las mismas que en el caso anterior, o sea: d , N y ρ .

2.16.1.- Cálculo de los grupos adimensionales correspondientes a la ecuación (2-71).-

Procediendo como en el párrafo 2.13.2 se encuentra que las ecuaciones de los diferentes grupos adimensionales correspondientes a la ecuación (2-71), son los que aparecen en la tabla 2-4 que sigue a continuación (31):

TABLA 2-2

$\Pi_i = d^{x_i} N^{y_i} \rho^{z_i} X^{-1}$					
i	X	x_i	y_i	z_i	Π_i
a	v	2	1	0	$\Pi_a = d^2 N / v = N_{Re} \quad (2-55)$
b	$\Delta\rho$	0	0	1	$\Pi_b = \rho / \Delta\rho \quad (2-72)$
c	g	1	2	0	$\Pi_c = d N^2 / g = N_{Fr} \quad (2-56)$
e	D	1	0	0	$\Pi_e = d / D \quad (2-48)$
f ⁺	H	1	0	0	$\Pi_f = D / H \quad (2-73)$
g ⁺	T	0	-1	0	$\Pi_g = 1 / NT \quad (2-74)$

⁺Ver párrafo 2.16.11.

2.16.11.- Notas sobre el cálculo de los grupos Π_f y Π_g .-

1).- Grupo Π_f .- Para este grupo se acostumbra seleccionar como variable fundamental al valor de D en lugar del de d ; el resultado que se obtiene es $\Pi_f = D/H$; sin embargo, al substituirlo en la ecuación (2-71) se le anota invertido.

2).- Grupo Π_g .- Este último grupo también se anota inver

tido y dividido por el volumen del tanque V; sin embargo, el término N_T/V no es adimensional, por lo que dicha expresión se ajusta haciendo uso de la relación conocida de que el efecto de bombeo Q del impulsor, es proporcional a Nd^3 obteniéndose finalmente que:

$$N_G = \frac{Nd^3}{V} = \frac{Q}{V} = Q \quad (2-75)$$

donde Q representa al tiempo de mezclado adimensional.

2.16.2.- Ecuación general para calcular el tiempo de agitación.-

Substituyendo los valores anteriores resulta que la ecuación básica (2-71) se puede escribir como sigue:

$$Q = f(N_{Re}, N_{Fr}, \rho/\Delta\rho, d/D, H/D) \quad (2-76)$$

Multiplicando el 2º por el 3º de los términos dentro del paréntesis y multiplicando el resultado por el cociente d/H , se obtiene un número de Froude modificado que expresa la relación de la presión dinámica $\rho N^2 d^2$ a la presión estática $\Delta\rho gH$, por lo que la forma final exponencial de la ecuación anterior es:

$$Q = K' N_{Re}^a (\rho N^2 d^2 / \Delta\rho gH)^b (d/D)^c (H/D)^f \quad (2-77)$$

Si se mantiene similitud geométrica, los dos últimos términos de esta ecuación se eliminan quedando:

$$Q = KN_{Re}^a N_{Fr}^b \quad (2-78)$$

Estos exponentes se deben determinar en forma experimental; hasta la fecha se aconseja tomar como valores de "a" a los siguientes: $a = 3$ si el flujo es laminar y $a = 0$ si es turbulento (31); además, como valores de b se recomienda:

para paletas	$b = -0.3$
para paletas con aires inclinadas	$b = -0.35$
para impulsores tipo turbina	$b = -0.3$

para hélicas

$$b = -0.25$$

Existen gráficas log-log del valor N_{Fr_m} vs. N_{Re} para diferentes tipos de agitadores. Este tipo de gráficas se pueden consultar en las referencias (5 y 33).

En régimen permanente, sin formación de vórtice, el N_{Fr} es eliminado, mientras que si hay remolinos, la influencia del N_{Re} es despreciable.

2.17.- DISEÑO DE SISTEMAS DE AGITACION DE LIQUIDOS MEDIANTE MODELOS EXPERIMENTALES A ESCALA.-

Este método consiste en la utilización de datos experimentales ya sean obtenidos en el laboratorio, planta piloto o alguna operación industrial previa, para el diseño de un sistema de agitación. Puede aplicarse para obtener información sobre la potencia requerida y sobre los resultados del proceso.

En este método el principio más usado es el de similitud, siendo necesario considerar los tres tipos de similitud mencionados en el párrafo 2.07, o sea similitud geométrica, similitud cinemática y similitud dinámica.

Algunos de los grupos adimensionales más importantes y más ampliamente usados, constituyen criterios de similitud que representan la relación de las fuerzas aplicadas a las de resistencia u oposición en el sistema. En un régimen dinámico de fluidos, las fuerzas que se oponen a las fuerzas aplicadas pueden tener su origen en factores tales como la viscosidad, la tensión superficial o la gravedad.

Dos condiciones se requieren para poder confiar en este método (12): la primera es que el régimen sea relativamente -

puro, es decir, que las fuerzas de oposición sean debidas fundamentalmente a la viscosidad, a la gravedad, o a la tensión superficial, pero no a una combinación de las tres; la segunda, que el régimen no varíe al pasar del tamaño del modelo al que se proyecta.

Cada grupo adimensional establece una norma al usar este método; ya se ha visto que los números adimensionales de interés en la agitación son el número de potencia N_{Po} , el número de Reynolds N_{Re} y el número de Froude N_{Fr} . Además, cuando existen diferentes fases, con objeto de tomar en cuenta los fenómenos de superficie, es necesario considerar también el número de Weber N_{We} , que se calcula mediante la ecuación (12):

$$N_{We} = \rho N^2 d^3 / \sigma \quad (2-79)$$

donde σ es la tensión superficial.

2.17.1.- Obtención experimental de los datos sobre potencia necesaria.-

Las curvas de potencia dependen únicamente de la geometría del sistema (en cuanto a la forma), pero no de su tamaño. Es debido a esta razón, que la creación de modelos geoméricamente similares a pequeña escala, resulta de mucho valor para obtener datos relacionados con el consumo de potencia y el tipo de flujo.

El procedimiento usado con ese objeto, es como sigue: Se construye un modelo a escala conveniente y de él se obtienen experimentalmente los datos necesarios para construir la curva de N_{Po} vs. N_{Re} haciendo cambios de la variable cuyo efecto se desea investigar. A partir de esta curva se calcula a continuación el valor de la potencia requerida para las condicio

nes del equipo en la escala deseada (11).

2.17.2.- Obtención experimental de resultados del proceso.-

Es recomendable efectuar estudios en planta piloto con objeto de averiguar cuál es el mejor tipo de agitador para resolver un problema determinado de agitación, por ejemplo, la suspensión de sólidos en líquidos, o para emulsionar líquidos, - etc.

Una vez que se ha seleccionado el tipo de agitador adecuado, subsiste el problema de predecir las condiciones de operación (fundamentalmente la rapidez de rotación) requeridas para obtener el mismo resultado en un sistema geométricamente similar, pero en escala adecuada a la producción deseada.

Además de la similitud geométrica, existen otros criterios para aplicar este método (11):

Siendo N_{Re} constante, es decir $\propto d^2N$

Siendo N_{Fr} constante, es decir $\propto dN^2$

Siendo N_{We} constante, es decir $\propto d^3N^2$

Siendo v_o constante, es decir $\propto dN$

Siendo P/V constante, es decir $\propto N^3d^5/d^3 \therefore \propto d^2N^3$

Siendo Q/H constante, es decir $\propto d^3N/(dN)^2 \therefore \propto d/N$,

donde H representa a la cabeza dinámica. La relación que existe entre estas últimas variables y la potencia es (28):

$$P = \rho QH \quad (2-80)$$

expresándose el valor de H por la ecuación

$$H = v^2/2g_o \quad (2-81)$$

donde v se obtiene dividiendo el gasto volumétrico manejado por el impulsor entre el área de éste.

Se ha encontrado que (11) si el flujo es turbulento, $H \propto (dN)^2$, y si es laminar, $H \propto N$.

Ninguno de los criterios anteriores es compatible con los otros como se puede deducir de las expresiones anotadas.

El procedimiento que se usa para obtener los resultados del proceso es como sigue: Se efectúan experimentos para determinar la configuración geométrica óptima, midiendo la potencia requerida para obtener el resultado deseado. Se hace lo anterior usando siempre el mismo tanque, pero cambiando el diámetro de los impulsores de manera que sea posible construir una curva de P vs. d/D y de ella seleccionar el valor de d/D para el cual el valor de P es mínimo.

A continuación se efectúan experiencias en varios tanques pequeños de diferentes tamaños, pero todos ellos con la configuración óptima, tomando nota en cada experimento, de las condiciones de operación que permitieron obtener el resultado deseado.

Después se evalúa cada uno de los grupos que se utilizan como criterios de similitud, y los valores obtenidos se grafican contra el volumen del tanque; generalmente una de esas gráficas muestra valores constantes, es decir, independientes del volumen del tanque. Dicha gráfica es la que se utiliza para establecer el criterio de diseño. Por ejemplo, puede ser que para lograr llegar al resultado deseado, se encuentre que el número de Reynolds deba ser constante, o que la velocidad en el extremo del impulsor deba ser constante, etc.

En estas condiciones, conociendo el diámetro del impulsor, es posible estimar la rapidez de rotación que debe tener

el mismo y posteriormente estimar en la forma usual la potencia requerida para el impulsor (11).

2.17.3.- Diseño de sistemas de agitación en los que intervienen procesos de transferencia de calor o de masa mediante modelos experimentales a escala.-

Extensas investigaciones se han hecho para obtener correlaciones que permitan calcular el valor de los coeficientes de transferencia de calor h o de transferencia de masa k_1 en sistemas de agitación.

Siendo numerosísimas las correlaciones ya publicadas hasta la fecha, aquí no se hará mención particular de ellas (ver referencias 11, 31, 32, etc.), más aún cuando en el diseño del equipo motivo de este trabajo no intervienen problemas de esta naturaleza; únicamente se anotará la forma general de esas ecuaciones:

Para transferencia de calor:

$$(hd/k)(C_p\mu/k)^{-p} = K(d^2Np/\mu)^x \quad (2-82)$$

y para transferencia de masa (películas líquidas):

$$(k_1 d/D_m)(\mu/\rho D_m)^{-s} = K(d^2Np/\mu)^x \quad (2-83)$$

donde al exponente x del N_{Re} se le conoce como exponente de correlación de mezclado. C_p es el calor específico a presión constante; k es la conductividad térmica, y D_m es la difusividad de transferencia de masa o coeficiente de difusión.

Como ejemplo de la técnica que se sigue en estos casos, se tomará el de transferencia de calor en régimen turbulento de manera que el exponente x sea constante; lo que se desea lograr es que el coeficiente h , resultante en el tanque que se proyecta, sea igual al del modelo. Para ello, usando los

subíndices 1 y 2 para el modelo y la instalación real, respectivamente, y tomando como relación de escala el valor d_2/d_1 - resulta que, de acuerdo con la ecuación (2-82), $h_a K d^{2x-1} N^x$, ya que las propiedades del fluido son constantes; como $h_2 = h_1$ entonces

$$d_1^{2x-1} N_1^x = d_2^{2x-1} N_2^x \quad (2-84)$$

de donde se obtiene que:

$$(N_2/N_1) = (d_1/d_2)^z \quad (2-85)$$

donde

$$z = (2x-1)/x \quad (2-86)$$

La ecuación (2-85) permite calcular el valor de la rapidez de rotación que debe tener el impulsor del tanque que se va a diseñar para que se obtenga el mismo coeficiente de transferencia que en el modelo.

A continuación, para encontrar la potencia requerida en esta operación se hace uso de la ecuación (2-64) de la que se deduce, puesto que se ha supuesto flujo turbulento, que:

$$(P_2/P_1) = (N_2/N_1)^3 (d_2/d_1)^5 = (d_2/d_1)^{5-3z} \quad (2-87)$$

Durante mucho tiempo se ha considerado como criterio de diseño, siguiendo este método el que la potencia por unidad de volumen P/V , sea constante. Como en sistemas geoméricamente similares

$$(V_2/V_1) = (d_2/d_1)^3 \quad (2-88)$$

se puede deducir que:

$$\begin{aligned} (P_2/V_2)/(P_1/V_1) &= (P_2/P_1)/(V_2/V_1) \\ &= (d_2/d_1)^{5-3z-3} = (d_2/d_1)^{2-3z} \end{aligned} \quad (2-89)$$

de lo anterior se desprende que este criterio sólo es estrictamente cierto cuando

$$2 - 3x = 0$$

(2-90)

de donde se requiere que x valga 0.75. Los valores que han en-
contrado para x , oscilan entre 0.62 y 0.67; es por la poca di-
ferencia entre estas cifras y 0.75, y porque dicho criterio -
frecuentemente ha dado buenos resultados, que cuando se care-
ce de información precisa que sirva como base para hacer el -
diseño, se aconseja utilizar este criterio; no hay que olvi-
dar, sin embargo, que sólo se trata de una aproximación (24).

2.17.4.- Relaciones existentes entre las características del
impulsor y del flujo al aplicar el método de diseño
a escala.-

Las relaciones mencionadas se indican en las tablas 2-5
y 2-6 (5 y 13).

TABLA 2-5

Sistemas con flujo turbulento y con ramparas:

Manteniendo constante a:	P_r	d_r	N_r	Q_r	H_r	$(Q/H)_r$
d	N_r^3	1	$P_r^{1/3}$	N_r	N_r^2	N_r^{-1}
N	d_r^5	$P_r^{1/5}$	1	d_r^3	d_r^2	d_r
P	1	$N_r^{-3/5}$	$d_r^{-5/3}$	$N_r^{-5/3}$	$N_r^{4/5}$	$N_r^{-8/5}$
				$d_r^{4/3}$	$d_r^{-4/3}$	d_r

TABLA 2-6

Sistemas en flujo laminar:

Manteniendo constante a:	P_r	d_r	N_r	Q_r	H_r
d	N_r^2	1	$P_r^{1/2}$	N_r^3	N_r
N	d_r^3	$P_r^{1/3}$	1	d_r	1
P	1	$N_r^{-2/3}$	$d_r^{-3/2}$	N_r^{-1}	N_r
				$d_r^{3/2}$	$d_r^{-3/2}$

En estas tablas, el subíndice r representa la relación de escala; por ejemplo, en la tabla 2-5 si el diámetro del impulsor es constante, $P_2/P_1 = P_r = N_r^3 = (N_2/N_1)^3$.

2.18.- CRITERIOS DE DISEÑO RECOMENDADOS.-

De acuerdo con el resultado que se desea obtener, se aconseja que el criterio que sirva de base para el diseño sea como se recomienda en la tabla 2-7 (7).

TABLA 2-7

<u>Tipo de proceso:</u>	<u>Criterio recomendado:</u>
Transferencia de calor.	Coefficiente de transferencia constante.
Suspensión de sólidos. Mezclado de líquidos.	Velocidad en el extremo del impulsor constante.
Mezclado de líquidos inmiscibles. Emulsión de mezclas líquidas. Mezclado de pastas. Dispersión de sólidos aglomerados. Dispersión de gases en líquidos.	Potencia por unidad de volumen constante.

2.19.- GUIA PARA LA SELECCION DE IMPULSORES.-

Para la selección de impulsores se aconseja consultar el cuadro publicado en la página 108 de la referencia (19).

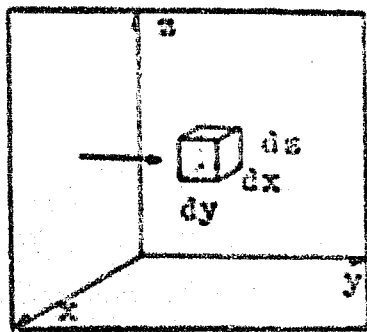


Figura No. 2-1.

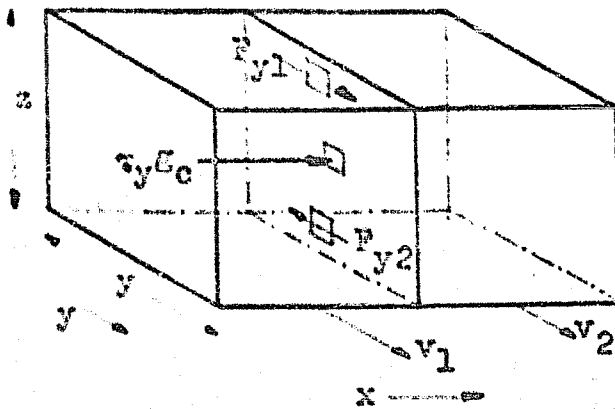
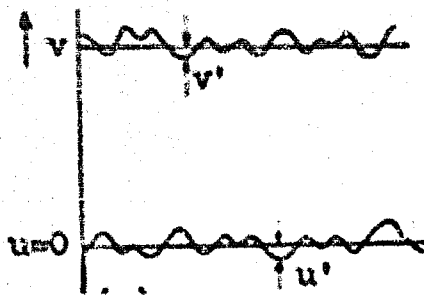


Figura No. 2-2



(a)

(b)

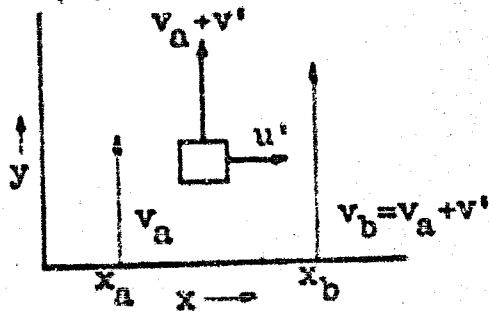


Figura No. 2-3

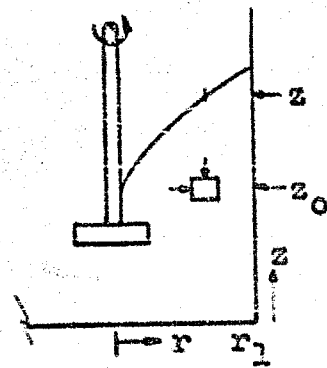
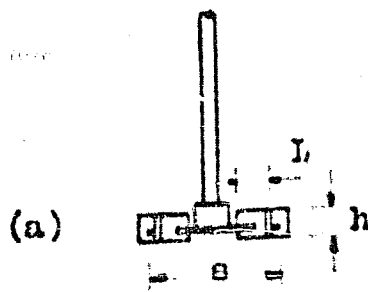
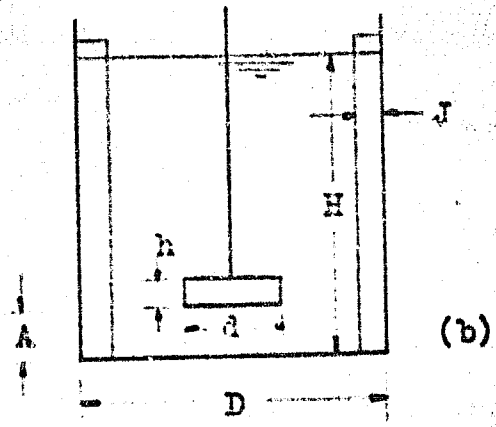


Figura No. 2-4.



(a)



(b)

Figura No. 2-5.

CAPITULO III.

BASES DEL DISEÑO MECANICO DE AGITADORES.

3.01.- INTRODUCCION.-

El diseño mecánico de agitadores puede dividirse de la siguiente manera:

- 1).- Materiales de Construcción.
- 2).- Tipo de servicio (su influencia en la selección y diseño del agitador).
- 3).- Determinación de la potencia nominal del motor.
- 4).- Diseño de la flecha y detalles del impulsor.
- 5).- Diseño del tanque.
- 6).- Especificación del motor y sistema de reducción de velocidad.

3.02.- MATERIALES DE CONSTRUCCION.-

Siempre se deben de considerar en el diseño de un agitador los efectos de la corrosión y erosión. La resistencia química y las propiedades físicas de los materiales de construcción son, por lo tanto, factores importantes en la selección y diseño del equipo.

Generalmente, pero sobre todo si hay alguna duda acerca de la conveniencia de usar determinado material, es aconsejable hacer referencia a la literatura que existe sobre este tema; ejemplos de dichas referencias son la (20) en la sección

23 y la (21) en las páginas 238 a 251.

Muy variadas son los materiales de construcción que se han empleado en la fabricación de impulsores; se les puede construir con madera, con plomo o recubiertos de plomo, con fierro fundido, acero dúctil, aceros inoxidable, etc., los que pueden tener recubrimiento de hule o vidrio.

Es aconsejable que en el diseño de impulsores y tanques, se haga un estudio económico para determinar la conveniencia de usar aleaciones especiales o algún tipo de recubrimiento.

Cuando no existen problemas graves de corrosión, el material más barato y de fácil empleo en la construcción es la placa de acero suave cobizada en caliente. Los tipos de placa de acero que especifica el standard 12C del código API son: -

SA-283 grado C para espesores mayores de 1 1/4 pulg.

SA-283 grado D para espesores menores de 1 1/4 pulg.

SA-7 para miembros estructurales.

También se acostumbra usar aceros de baja aleación pero de alta resistencia, que si bien soportan mayores esfuerzos, son más difíciles de trabajar por ser más duros.

En cada caso se requiere, sin embargo, un estudio cuidadoso con objeto de seleccionar el material más adecuado para las condiciones de operación.

3.03.- TIPO DE SERVICIO.-

En la selección del impulsor deben tomarse en cuenta los siguientes puntos con respecto al tipo de servicio para el que se destina la unidad:

1).- Continuidad de operación.- En este tipo de trabajo son más aconsejables los impulsores de baja velocidad, que si bien tienen un costo mayor, son más durables.

2).- Posibilidad de modificación.- A no ser que el proceso esté bien definido, es conveniente hacer una instalación en la cual sea posible hacer cambios de velocidad y potencia.

3).- Procesos en etapas.- En un mismo tanque se efectúan frecuentemente diferentes operaciones, como pueden ser: la disolución de un reactivo, el mezclado con otras soluciones para que se efectúe una reacción, la suspensión del producto -- mientras se le extrae del tanque, etc. El grado de agitación requerido para cada una de dichas operaciones es diferente, -- por lo que se deberá emplear un sistema de versatilidad tal -- que pueda proporcionar la potencia y la rapidez de rotación -- necesarias (7).

3.04.- DETERMINACION DE LA POTENCIA NOMINAL DEL MOTOR.-

La potencia total requerida para la agitación debe considerarse y calcularse bajo los siguientes aspectos:

- 1).- La potencia necesaria para la operación normal del equipo y
- 2).- La potencia requerida para cubrir las condiciones -- de arranque, picos de carga etc.

3.04.1.- Factores que hay que considerar.-

La potencia total P_T que se necesita bajo condiciones -- normales de operación está integrada por:

- 1).- La potencia absorbida por el impulsor P,
- 2).- Pérdidas en el sistema motriz y
- 3).- Pérdidas en la transmisión

La determinación del valor de P se lleva a cabo como se explicó en el capítulo No. II y principalmente en los párrafos 2.09, 2.10 y 2.11.

Tanto las pérdidas en la transmisión y en el sistema motor, al igual que la potencia requerida para cubrir las condiciones anormales, no pueden ser estimadas con suficiente exactitud. Por esta razón, el valor de P debe aumentarse en una cierta cantidad empírica para asegurar que el diseño resultante sea capaz de resistir las cargas más grandes que puedan presentarse durante la operación.

Algunas notas generales sobre la estimación de las pérdidas antes mencionadas son las siguientes:

3.04.11.- Pérdidas en el mecanismo motor.-

En casi todos los casos se requiere de un sistema de reducción de velocidad capaz de transmitir la potencia del motor empleado.

Cuando no hay caja de engranes, las pérdidas en el sistema motor pueden considerarse en un 5% de la potencia absorbida por el impulsor.

Si hay sistema de reducción, las pérdidas dependerán de las características y condiciones de operación del mismo; en este caso, las pérdidas totales en el sistema motor se pueden estimar en un 20% de la máxima potencia proporcionada (7).

3.04.12.- Pérdidas en la transmisión.-

Las pérdidas en los collarines normalmente varían entre 0.5 HP para flechas pequeñas hasta 5HP para las mayores; en una primera aproximación, ésta pérdida puede considerarse como

un 10% de la potencia absorbida por el impulsor o 0.5 HP, debiéndose escoger entre estos dos valores el que sea mayor (7).

3.05.- DISEÑO DE FLECHAS Y DETALLES DEL IMPULSOR.-

3.05.1.- Suposiciones generales.-

El diseño de las flechas se hace de acuerdo con las siguientes suposiciones:

1).- Los esfuerzos que habrán de resistir las flechas son mucho mayores que los debidos al momento de torsión de diseño, pudiendo llegar a ser en ciertos casos, los correspondientes a 2.5 veces el máximo momento de torsión del motor.

2).- Como es de desearse que los impulsores trabajen en régimen permanente para cualquier estado de carga del motor, se requiere que giren al menos a un 30% abajo de la velocidad crítica (ver párrafo 3.05.4). Las unidades pequeñas pueden operar arriba de ella ya que se aceleran bastante rápidamente a través de la zona peligrosa.

Un método de diseño que en la práctica ha dado resultados útiles, consiste en hacer a la flecha suficientemente fuerte como para resistir los esfuerzos que se crearían si una de las aspas del impulsor se atorara en un punto situado al 75% de su longitud. Este método considera dos niveles del momento de torsión aplicado, según sea la relación entre el momento de torsión asumido en la flecha al atorarse y el momento de torsión desarrollado en ella por el motor y su carga normal. Esos niveles son:

a).- Para impulsores de servicio ligero, es decir, de baja velocidad, separados de la pared del tanque, sin sólidos

suspendidos o precipitados, la relación anterior se hace igual a 1.5 y

b).- Para impulsores de servicio pesado, de alta velocidad, de alta potencia por unidad de volumen, que pasan cerca de la pared del tanque o de las mazparas y en los que se pueden cargar, suspender o asentar sólidos, dicha relación se hace igual a 2.5.

En ambos casos las flechas están suficientemente protegidas contra fatigas y sobrecargas, ya que los sistemas usuales de protección de los motores tienen menores tolerancias. Cuando la corrosión es importante, es aconsejable usar factores de seguridad aún un poco mayores.

Es necesario tener en cuenta que a medida que la rapidez de rotación aumenta, las tolerancias permitidas en cuanto a la rectitud de la flecha, simetría del impulsor etc., van disminuyendo. Se aconseja balancear estáticamente aquellas flechas con longitudes mayores de 8 pies que vayan a operar a más de 100 rpm, y dinámicamente, si su longitud es de 12 o más pies y se operan a más de 150 rpm (7).

3.05.2.- Teoría y métodos de cálculo para el diseño de flechas.-

Los métodos de cálculo que a continuación se exponen suponen que la flecha está soportada enteramente por dos cojinetes con suficiente flexibilidad de manera que tengan el efecto de apoyos simples; dichos soportes pueden ser, por ejemplo, los cojinetes del sistema de reducción acoplado. Además, se considera que la unión entre la flecha y la flecha del sig

tem de reducción es rígida.

3.05.21.- Cálculo del diámetro de la flecha.-

Para ello se requiere conocer los siguientes datos: la potencia nominal del motor P_T ; la rapidez de rotación N ; el diámetro del impulsor d o su radio r ; la longitud de la flecha debajo del cojinete inferior l ; el esfuerzo del material de la flecha correspondiente al punto de cedencia f_y y el valor de un esfuerzo seguro de trabajo f_s . Con estos datos se desea seleccionar el diámetro de la flecha d_p , que sea capaz de soportar las cargas que se presentarían si el impulsor se atorara en un punto situado al 75% de la longitud de sus aspas, sabiendo que el motor es capaz de desarrollar 1.5 a 2.5 veces el momento de torsión normal a plena carga.

A partir del valor de N se puede calcular la velocidad angular ω mediante la ecuación:

$$\omega = 2\pi N; \quad (3-01)$$

El valor normal y continuo del momento de torsión T_c en la flecha del impulsor se obtiene con este valor y el de P_T mediante la relación

$$T_c = P_T / \omega \quad (3-02)$$

Si T_m es el momento de torsión que tendría que resistir cuando el impulsor se llegara a atorar, resulta que

$$T_m = 1.5 T_c \quad \text{o} \quad T_m = 2.5 T_c \quad (3-03)$$

dependiendo lo anterior de las condiciones de servicio, según se indicó en el párrafo 3.05.1. Este momento de torsión va a ser resistido por una fuerza F_m que actúa a una distancia de $l/4$ del eje de la flecha, por lo que

$$F_m = \frac{4T_m}{3l} \quad (3-04)$$

El mayor momento flector M_m que tiene que ser resistido por la flecha se presenta inmediatamente debajo del cojinete inferior y su valor es:

$$M_m = F_m l \quad (3-05)$$

En Resistencia de Materiales, estudiando esfuerzos combinados y usando la teoría de la máxima energía de deformación, se obtiene que el momento flector equivalente a M_m y T_m está dado por (7):

$$M_{em} = (M_m^2 + 3T_m^2/4)^{0.5} \quad (3-06)$$

En estas condiciones, como el momento de inercia I de la sección transversal de la flecha con respecto a un eje que pase por su centro de gravedad es (30):

$$I = \pi r_f^4 / 4 = \pi d_f^4 / 64 \quad (3-07)$$

y el punto más alejado en dicha sección del eje neutro, o sea la flecha y , está a una distancia r_f , utilizando la fórmula de la flexión (30):

$$f = My/I = M/S \quad (3-08)$$

resulta que el esfuerzo en la flecha está dado por

$$f_y = M_{em} y / I = 4M_{em} / \pi r_f^3 = 32 M_{em} / \pi d_f^3 \quad (3-09)$$

ecuación que permite calcular el valor del diámetro de la flecha. Habiéndose determinado el diámetro de la flecha, es necesario verificar que aquélla no se verá sometida a un esfuerzo superior al valor de f_s por el momento de torsión desarrollado a medida que el motor se acelera durante su arranque; si se considera la carga únicamente como de tipo torsional, dicho esfuerzo se puede calcular utilizando la fórmula (30):

$$f_q = T_m r_f / I_p \quad (3-10)$$

donde f_q representa el máximo esfuerzo cortante desarrollado

en la flecha durante el arrancue, e I_p es el momento polar de inercia de la sección transversal de la flecha, y vale:

$$I_p = \pi r_f^4 / 2 \quad (3-11)$$

de manera que constituyendo este valor se obtiene que

$$f_q = 2 T_M / \pi r_f^3 = 16 T_M / \pi d_f^3 \quad (3-12)$$

donde f_q tiene que ser menor que f_p . Si esta condición no se satisface se requiere entonces emplear una flecha de diámetro mayor.

Frecuentemente, para reducir el costo o el peso de la flecha, y de este modo aumentar la velocidad crítica, se utilizan flechas huecas. Usando los sufijos i y e para denotar las dimensiones internas y externas, las ecuaciones anteriores se transforman para estos casos en:

$$f_y = 32 M_{em} d_{fe} / \pi (d_{fe}^4 - d_{fi}^4) \quad (3-13)$$

ya que en estas condiciones

$$I = \pi (r_{fe}^4 - r_{fi}^4) / 4 = \pi (d_{fe}^4 - d_{fi}^4) / 64 \quad (3-14)$$

y

$$f_q = 16 T_M d_{fe} / \pi (d_{fe}^4 - d_{fi}^4) \quad (3-15)$$

Si el diámetro de la flecha calculado por los métodos antes indicados está excedido al grado que origine tener que emplear un sistema de engranajes mayor, es posible disminuirlo ligeramente en la zona del acoplamiento de modo que sea posible usar la unidad adecuada.

3.05.3.- Selección de engranajes y cojinetes.-

Este cálculo tiene por objeto averiguar las cargas en los cojinetes y es válido cuando la flecha del impulsor está soportada por la flecha del sistema de reducción; para ello, se calcula primeramente el valor del momento flector equivalente



al que cedería la flecha seleccionada, o sea M_{EM} , mediante las ecuaciones (3-09) o (3-13) usando el valor definitivo de d_f ; a continuación, se determina el momento flector M_M que en combinación con el máximo momento de torsión T_m , produce el valor equivalente M_{EM} mediante la ecuación (3-06).

Este valor del momento flector representa el máximo momento de choque que la flecha del sistema de engranes tendrá que soportar; dichas flechas generalmente están diseñadas para soportar momentos flectores de 2.5 veces el valor del momento flector continuo correspondiente a su operación normal, por lo que requiere un sistema que pueda soportar un momento flector continuo igual a $M_M/2.5$.

Para ello, si b es la distancia entre los cojinetes, se utilizan las siguientes ecuaciones (7):

la carga desarrollada por el momento flector de choque en el:

$$\text{cojinete superior} = F_m (1-b)/b \quad (3-16)$$

$$\text{cojinete inferior} = F_m (1+b)/b \quad (3-17)$$

Estas fuerzas son equivalentes a cargas continuas en dichos cojinetes, las que se obtienen dividiendo los valores anteriores entre 1.5 o 2.5, según que el tipo de servicio sea ligero o pesado.

El valor máximo así obtenido es el que se debe utilizar para propósitos de selección.

3.05.4.- Cálculo de la velocidad crítica.-

Se ha observado que cuando las flechas giran a ciertas velocidades conocidas como velocidades críticas, se vuelven dinámicamente inestables dando lugar a que se desarrollen vi-

braciones inconvenientes.

La velocidad crítica N_c , se define como la rapidez de rotación en la cual la fuerza centrífuga del centro de gravedad desplazado al flexionarse la flecha es igual a las fuerzas que la deflexionan (18).

El siguiente método de cálculo, del que sólo se expondrán las ecuaciones finales, considera únicamente a las condiciones de vibración transversales y no a las torsionales, ya que éstas raramente se presentan.

Si E es el módulo de elasticidad del material de la flecha, expresado en $lb_f/pulg.^2$, w_f es el peso de la flecha por unidad de longitud en $lb_f/pulg.$, N_{cf} es la velocidad crítica, (de la flecha solamente), en rpm, e I (en $pulg.^4$), es el momento de inercia de la flecha con respecto a un eje que pase por su centro de gravedad, y que se calcula mediante las ecuaciones (3-07) o (3-14), entonces, la velocidad crítica de la flecha únicamente está dada por la ecuación:

$$N_{cf} = K (EI/w_f l^4)^{0.5} \quad (3-18)$$

donde K es una magnitud cuyo valor depende de la relación a/b y que se puede obtener de la gráfica No. 3-1 (7).

Considerando al conjunto impulsor-flecha como un todo y siendo y la deflexión máxima, que está dada por la ecuación:

$$y = w_1 l^2 (1+b)/3EI \quad (3-19)$$

donde w_1 es el peso del impulsor, y N_{ci} , expresada en rpm, es la velocidad crítica del impulsor en la flecha, que se calcula mediante la ecuación:

$$N_{ci} = 188/(y^{0.5}) \quad (3-20)$$

donde y se expresa en pulgadas, puede concluirse que la velocidad crítica del sistema completo N_c se obtiene de la ecuación:

$$1/N_c^2 = 1/N_{cf}^2 + 1/N_{ci}^2 \quad (3-21)$$

La velocidad crítica de cualquier otro acoplamiento o carga concentrada en la flecha también debe ser considerada en el cálculo de N_c , lo que se hace usando ecuaciones como las (3-19) y (3-20), de manera que la velocidad crítica del sistema completo está dada por una relación del tipo (7):

$$1/N_c^2 = 1/N_{cf}^2 + 1/N_{ci}^2 + 1/N_{c1}^2 + 1/N_{c2}^2 + \dots \quad (3-22)$$

Si la velocidad crítica así calculada se asemeja a la velocidad de operación, (es decir que $0.7 N_c \leq N \leq 1.3 N_c$) lo que debe evitarse por lo antes mencionado, las modificaciones disponibles más útiles consistan en reducir el peso de las aspas del impulsor y reemplazar flechas sólidas por huecas. Si aún esto no da resultado se puede usar un cojinete auxiliar o bien intentar modificar el método de agitación.

3.05.5.- Cálculo de deflexiones.-

Si una de las aspas del impulsor se atoró, éste tenderá a girar alrededor del punto en que se atoró haciendo que la flecha se doble.

La rigidez de la flecha, que depende de su diámetro, determinará su deflexión y por consiguiente la posibilidad de rotación del aspa alrededor de dicho punto.

Considerando a la flecha como una viga voladiza que tiene a flexionarse debajo del cojinete inferior y ya que para una viga de ese tipo la deflexión máxima está dada por la

ecuación (30):

$$y = \frac{F_m l^3}{3EI}, \quad (3-23)$$

entonces, de acuerdo con la figura No. 3-1

$$y/x = 0.75r/1.75r \quad (3-24)$$

por lo que la desviación en el extremo opuesto del impulsor es: $x = 7y/3$. Relacionando esta deflexión al diámetro de la flecha mediante la ecuación (3-23) y sustituyendo I por su valor, resulta que

$$x = 448 F_m l^3 / 9\pi E d_f^4 \quad (3-25)$$

Conociendo este valor es posible averiguar analítica o gráficamente si el aspa llegará a tocar la pared cuando el impulsor se atore.

3.05.6.- Diseño de las aspas del impulsor.-

El momento flector en la raíz de las hojas del impulsor debe ser revisado considerando a las aspas como vigas voladizas; el momento flector que deben resistir es T_m (es decir, en las condiciones de choque). Debido a su tendencia a vibrar el valor máximo del esfuerzo ocasionado por esa carga no debe exceder de f_y .

Utilizando la ecuación básica (3-08) y puesto que en este caso $y = t_a/2$ donde t_a es el espesor de las aspas, e

$$I = h t_a^3 / 12 \quad (3-26)$$

representando h la altura de las mismas, se obtiene que

$$f_y = 6 T_m / h t_a^2 \quad (3-27)$$

de donde

$$t_a = (6 T_m / h f_y)^{0.5} \quad (3-28)$$

Los esfuerzos cortantes son generalmente despreciables -

en todas las formas normales de aspas de impulsor (7).

3.06.- DISEÑO DE TANQUES.-

En todo sistema de agitación de líquidos, el tanque es una parte fundamental por su función, que es la de contener al fluido que se procesa.

Esta sección y las que le siguen tienen como objetivo fundamental la descripción de los principios y técnicas empleadas en el diseño de tanques.

3.06.1.- Proporciones Óptimas.-

Los tanques son equipos que requieren una inversión considerable. Es conocimiento general que los tanques de gran tamaño tienen un costo por unidad de volumen menor que los pequeños; sin embargo, no siempre se aconseja su uso debido a la mayor flexibilidad que permite en su operación una batería de tanques menores.

Antes de poder efectuar el diseño de un tanque, se debe establecer la proporción entre su altura y su diámetro. La proporción óptima entre el diámetro del tanque D y su altura H varía entre dos límites: el límite inferior se presenta cuando los costos del piso, paredes y techo por unidad de área son independientes de D y H , lo que sucede con tanques relativamente chicos, como son la mayoría de los tanques agitados. El límite superior óptimo de la relación D/H se presenta cuando el espesor de las paredes es una función de D y H , mientras que los costos por unidad de área para el techo y el fondo son constantes; esta situación se presenta en los tan-

ques de gran volumen, como es el caso de los tanques de almacenamiento.

Los costos que deben tomarse en cuenta al establecer las proporciones de un tanque cilíndrico son:

C_1 : costo anual de la pared fabricada por unidad de área,

C_2 : costo anual del fondo terminado por unidad de área,

C_3 : costo anual del techo terminado por unidad de área - proyectada,

C_4 : costo anual de la cimentación instalada por unidad de área del fondo y

C_5 : costo anual del terreno cargable al tanque por unidad de área del fondo.

Si el volumen V , área de paredes A_p y área del fondo o área proyectada del techo A_f de dicho tanque están dados por las ecuaciones:

$$V = \pi D^2 H / 4 \quad (3-29)$$

$$A_p = \pi D H \quad (3-30)$$

$$A_f = \pi D^2 / 4 \quad (3-31)$$

el costo total anual C es:

$$\begin{aligned} C &= C_1 A_p + A_f (C_2 + C_3 + C_4 + C_5) = \\ &= \pi D H C_1 + \pi D^2 (C_2 + C_3 + C_4 + C_5) / 4. \end{aligned} \quad (3-32)$$

En el análisis de la ecuación anterior se presentan los siguientes casos (2):

3.06.11.- Caso en el que C_1 es constante.-

Por razones de estabilidad elástica, el mínimo espesor de las placas que forman las paredes del tanque, está limitado a 3/16" en tanques cuyo diámetro es menor de 45 pies y a 1/4" en tanques mayores; es por ello que el valor de C_1 es constante -

en aquellos casos en los que el espesor de la pared del tanque es menor de 1/4", o sea, en los que se cumplen las siguientes relaciones (2):

$$p'D(H-1) > 1720 \quad \text{para paredes soldadas a tope, y}$$

$$p'D(H-1) > 1515 \quad \text{para paredes soldadas a traslape}$$

(Ver párrafo 3.07.3 donde se explica el origen de estas relaciones y las unidades que deben utilizarse).

Para este tipo de tanques la variación de C_2 , C_3 , C_4 y C_5 al cambiar el diámetro es prácticamente nula; de acuerdo con lo anterior, derivando la ecuación (3-32) resulta que:

$$dC/dD = - 4V C_1/D^2 + \pi D(C_2+C_3+C_4+C_5)/2 \quad (3-33)$$

e igualando a cero para obtener el diámetro correspondiente al costo mínimo se encuentra que:

$$D^3 = 8VC_1/\pi(C_2+C_3+C_4+C_5) \quad (3-34)$$

Utilizando la ecuación (3-29), resulta también que:

$$D/H = 2C_1/(C_2+C_3+C_4+C_5) \quad (3-35)$$

ecuación que permite conocer el valor óptimo de la proporción D/H para este caso (2).

3.06.12.- Caso en el que C_1 es variable.-

Este caso corresponde a aquellos tanques en los que C_1 es variable debido al cambio del espesor de la placa, el que es función de D y de H.

Haciendo referencia nuevamente al párrafo (3.07.3), se observa que C_1 puede representarse por la ecuación:

$$C_1 = k(H-1)D \quad (3-36)$$

Si se sustituye esta expresión en la ecuación (3-32) y se emplea la (3-29) con objeto de reemplazar a H por su valor, al derivar resulta que:

$$dC/dD = - 32V^2k/\pi D^3 + \pi D(C_2+C_3+C_4+C_5)/2 \quad (3-37)$$

Igualando a cero y después de sustituir V y k por sus valores, se encuentra que:

$$\pi D(C_2+C_3+C_4+C_5)/2 = \left[32 C_1/\pi(H-1)D^4 \right] \left[(\pi^2 D^4 H^2/16) \right] \quad (3-38)$$

Suponiendo que $H-1 \approx H$, lo que es bastante aproximado en tanques altos, se obtiene finalmente que:

$$D/H = 4C_1/(C_2+C_3+C_4+C_5) \quad (3-39)$$

ecuación que permite conocer el valor óptimo de la proporción D/H para este segundo caso (2).

3.07.- DISEÑO DE LAS PAREDES DEL TANQUE.-

La mayor parte de los tanques son cilíndricos debido a la facilidad de fabricación y a la resistencia que ofrece esta forma.

En la pared de un tanque se presentan varios tipos de esfuerzos, siendo los principales los siguientes:

- 1).- Esfuerzos longitudinales debidos a la presión interna.
- 2).- Esfuerzos circunferenciales debidos a la presión interna.
- 3).- Esfuerzos debidos a cargas de viento, nieve, impactos y equipos auxiliares.
- 4).- Esfuerzos de otros tipos, como son los debidos a cambios de temperatura, sismos, etc.

3.07.1.- Estimación de los esfuerzos longitudinales.-

En cilindros de paredes delgadas y teniendo como base la Fig. No.3-2, el valor de los esfuerzos longitudinales puede estimarse de la siguiente manera (2): si F es la fuerza que tiende a romper longitudinalmente al tanque, y cuyo valor es:

$$F = \pi D^2 P/4 \quad (3-40)$$

(donde P es la presión manométrica en el interior del tanque) y si el área del metal que ofrece resistencia a esa fuerza es:

$$a = \pi D t \quad (3-41)$$

donde t es el espesor de la placa, resulta que el valor del esfuerzo es:

$$f_p = P/a = PD/4t \quad (3-42)$$

o bien,

$$t = PD/4f_p \quad (3-43)$$

3.07.2.- Estimación de los esfuerzos circunferenciales.-

En este caso, observando la figura No. 3-3 se nota que:

$$P = PDH \quad (3-44)$$

y

$$a = 2Ht \quad (3-45)$$

por lo que

$$f_p = P/a = PD/2t \quad (3-46)$$

o

$$t = PD/2f_p \quad (3-47)$$

Al examinar las ecuaciones (3-43) y (3-47), se observa que el valor del espesor que tiene importancia es el correspondiente al esfuerzo circunferencial.

En las ecuaciones anteriores se acostumbra introducir un factor de corrección E por eficiencia de junta y un término de provisión c para corrosión, en la forma siguiente:

$$t = PD_m/2f_p E + c \quad (3-48)$$

El valor del diámetro medio D_m , se usa con objeto de estimar el esfuerzo en la pared con mayor precisión.

Si el diámetro medio del tanque se considera como el promedio aritmético de sus diámetros interno y externo, es decir, el $D_m = D + t$, entonces la ecuación anterior puede escribirse así:

$$t = PD / (2f_0 E - P) + c, \quad (3-49)$$

expresión que es la que corresponde al código API-ASME.

Si se considera que $D_m = D + 1.2t$, entonces se obtiene que:

$$t = PD / (2f_0 E - 1.2P) + c, \quad (3-50)$$

correspondiendo esta última expresión al código ASME (23).

3.07.3.- Modificación de la ecuación que permite el cálculo del esfuerzo circunferencial.-

La presión hidrostática en el interior de un tanque cilíndrico varía de un mínimo en la parte alta del anillo superior a un máximo en la parte baja del anillo inferior. Si se determina el espesor de cada anillo con base en la presión existente en el fondo del mismo, el resto de dicho anillo resulta sobrediseñado; teniendo en cuenta lo anterior y la resistencia ofrecida por las placas del anillo inferior o del fondo del tanque, se ha encontrado conveniente hacer el diseño utilizando la presión correspondiente a un punto situado a un pie de altura sobre el fondo del anillo. De acuerdo con esto, se tiene que:

$$P = \rho g \Delta H / g_0 = \rho g (H-1) / g_0; \quad (3-51)$$

H es la distancia que hay del fondo del anillo considerado al punto que limite la altura de llenado del tanque, expresada en pies.

Este valor de la presión se puede sustituir en la ecuación

ción (3-48) como se indica a continuación:

$$t = 62.37 \rho' (H-1) (12D_m) / 2(21,000) (0.85) (144) + c =$$
$$t = 0.0001456 \rho' (H-1) D_m + c \quad (3-52)$$

donde se ha considerado que el material de construcción es SA - 7 para el cual el esfuerzo permisible es de 21,000 lb_f/pulg.² y la soldadura es doble a tope con una eficiencia del 85%, de manera que t quedará expresada en pulgadas si D_m está en pies y c en pulgadas; ρ' representa a la densidad relativa.

Si se usa soldadura de cinta doble completa a traslape, entonces E = 0.75 y

$$t = 0.0001650 \rho' (H-1) D_m + c \quad (3-53)$$

Si en estas ecuaciones se hace t = 0.250" se obtienen los valores indicados en el párrafo 3.06.11.

Las ecuaciones anteriores aparecen en el standard API - 120 y son de aplicación únicamente para los materiales de acero aprobados por ese código; para otros materiales, las constantes deben recalcularse de acuerdo con el valor de f_s que corresponda (2).

3.07.4.- Refuerzos en las paredes debidas a cargas muertas y al viento.-

En el lado del tanque que recibe al viento, los esfuerzos que éste origina f_v, así como los debidos a la presión interna f_p (en este caso longitudinales), actúan produciendo tensión en la pared, mientras que los pesos muertos producen compresión, de manera que el esfuerzo permisible debe ser mayor o igual que:

$$f_s \geq f_v - f_o + f_p \quad (3-54)$$

En el lado opuesto al viento, f_v y f_o producen compresión, mientras que f_p continúa actuando en tensión, por lo que en este caso:

$$f_o > f_v + f_o - f_p \quad (3-55)$$

Los esfuerzos anteriores pueden calcularse mediante las siguientes ecuaciones, (2) y (23):

1).- Esfuerzos debidos al viento:

$$f_v = 2P_v H^2 / \pi D^3 t \quad (3-56)$$

donde P_v es la presión ejercida por el viento y D es el diámetro externo del tanque.

2).- Esfuerzos producidos por las cargas muertas:

$$f_o = W_T / \pi D_m t \quad (3-57)$$

donde W_T es el peso total del tanque y sus accesorios.

3).- El valor f_p se calcula mediante la ecuación (3-42).

Haciendo uso de estas relaciones se obtiene que del lado del viento:

$$f_o = 2P_v H^2 / \pi D^3 t - W_T / D_m t + PD_m / 4t \quad (3-58)$$

o bien que el espesor requerido es, (incluyendo al factor de eficiencia de juntas):

$$t = 2P_v H^2 / \pi D^3 f_s E - W_T / \pi D_m f_s E + PD_m / 4f_s E \quad (3-59)$$

y del lado opuesto al viento:

$$t = 2P_v H^2 / \pi D^3 f_s E + W_T / \pi D_m f_s E - PD_m / 4f_s E \quad (3-60)$$

Las ecuaciones anteriores junto con la del esfuerzo circunferencial sirven para determinar cual debe ser el espesor de las placas del tanque.

Como el peso del mismo depende de su espesor, es preciso hacer un tanteo preliminar del valor de t para poder calcular W ; una vez encontrado dicho valor se puede verificar la exac-

titud de la suposición hecha.

3.07.5.- Selección del tamaño de las placas.-

Siempre es aconsejable usar placas de la mayor anchura posible sin que se incurra en costos adicionales de transportación, (es decir, que no exceda de 90 a 96 pulgadas). Similarmente se procede al seleccionar la longitud de las placas -- (20 a 30 pies).

Al colocarlas debe evitarse que haya costuras verticales alineadas en tres anillos consecutivos y que en anillos adyacentes la distancia entre dos costuras verticales no sea menor de 2 pies. Estas medidas se toman como precaución contra condiciones localizadas de esfuerzo en las soldaduras (2).

3.07.6.- Refuerzo del anillo superior para tanques de gran diámetro.-

Se distinguen los siguientes casos:

3.07.61.- Tanques abiertos.-

Se puede proceder de acuerdo con dos métodos para aumentar la rigidez de las paredes del tanque: las placas se pueden hacer más gruesas o pueden añadirse anillos de refuerzo adecuados, lo que es más económico; se acostumbra colocarlos en el exterior del tanque.

De acuerdo con el standard API 12C, el anillo de refuerzo debe tener un módulo de sección dado por la ecuación:

$$S = 0.0001D^2H, \quad \text{pulg.}^3 \quad (3-61)$$

estando H y D expresados en pies.

Este dato sirve para hacer la selección del anillo de refuerzo.

3.07.62.- Tanques cerrados.-

En el caso de tanques cerrados que tienen una o más columnas que soportan al techo, éste proporciona rigidez adicional y, por consiguiente, los anillos de refuerzo son menores que en el caso anterior; pero en tanques que autosoportan su techo, es decir, sin soporte estructural adicional, el peso del techo causa un esfuerzo de tensión en las placas de la pared del tanque que hace necesario colocar un anillo de refuerzo en la unión del techo y la pared.

Si P_t es la carga total en el techo por unidad de área, que es igual a la carga muerta P_m más la carga viva P_{vi} ,

$$P_t = P_m + P_{vi} \quad (3-62)$$

a es el área transversal del anillo de refuerzo y θ el ángulo de inclinación del techo, es posible deducir (2) que el valor de a está dado por la ecuación:

$$a = P_t D^2 / 8f_c \text{ sen } \theta \quad (3-63)$$

Con base en esta ecuación, el standard 12C del código - API recomienda las siguientes fórmulas para el cálculo de a:

$$a = D^2 / 3000 \text{ sen } \theta \quad \text{si el techo es cónico, y -}$$

$$a = DR_c / 1500 \quad \text{si el techo es un domo o -}$$

$$|a| = \text{pulg.}^2 \quad \text{de tipo sombrilla, siendo } R_c \text{ el radio de curvatura -}$$

del mismo y si $\theta = 90^\circ$.

Al aplicar estas ecuaciones, se puede dar crédito al área transversal de las placas de la pared y del techo que se hallen dentro de una distancia menor de $16t$ del ángulo de refuerzo.

3.08.- DISEÑO DE PISOS PLANOS.-

En general, es posible usar placas más delgadas que en las paredes, ya que el piso normalmente se apoya en una capa

de arena o grava que a su vez descansa en el suelo.

El diseño depende, entre otras cosas de: el tipo de cimentación, el método de remoción del material contenido, el grado de sedimentación de sólidos suspendidos, la corrosión y el tamaño del tanque.

En la actualidad, el espesor mínimo recomendado para las placas del fondo del tanque es de 1/4"; este tipo de placas se sueldan generalmente a traslape (con un traslape mínimo de 1.25" en todas las juntas). Las placas del piso deben sobresalir, al menos una pulgada, de la soldadura del fondo con la pared.

Se aconseja evitar que haya más de tres traslapes a menos de 12 pulgadas unos de otros o de la soldadura con las placas laterales.

El tamaño de las placas del piso está limitado por los mismos factores que se mencionaron al hablar de las paredes; su arreglo debe hacerse simétrico al centro del fondo, con objeto de evitar un mayor número de placas de diferente forma, lo que tiene la ventaja de que éstas puedan ensamblarse y cortarse en grupos de cuatro. Si el arreglo es simétrico a un eje central, los grupos sólo pueden ser de dos unidades.

El arreglo más simple es aquel en el cual las esquinas de cuatro placas coinciden en el centro; sin embargo, presenta el inconveniente, en caso de soldadura a traslape, de que habría cuatro de ellos en la junta.

El tamaño y la localización de los cortes en las placas perimetrales pueden calcularse mediante las ecuaciones (2):

$$A^2 = B(D-B)$$

(3-54)

$$A^2 = D^2/4 - C^2$$

(3-65)

de acuerdo con la figura No. 3-4.

3.09.- TIPO DE TECHOS.-

Los tipos más comunes en techos de tanques son: los cónicos, los domos y los llamados de sombrilla, y pueden clasificarse en autosoportados y no autosoportados.

3.09.1.- Techos cónicos autosoportados.-

Son aquéllos que únicamente están soportados en su periferia sin la ayuda de columnas. En tanques de almacenamiento no es frecuente usarlos para diámetros mayores de 60 pies, debido a que se requirieran vigas y traveses muy pesadas, de tal manera que resulta preferible el uso de techos soportados por una o varias columnas. Sin embargo, en tanques agitados lo anterior no es un factor determinante a causa del obstáculo que éstas pueden presentar al movimiento del impulsor.

Los tanques cuyo diámetro es menor de 15 pies tienen techos con placas de espesor similar al de la pared y generalmente con una pendiente de 1/12. Para diámetros mayores es necesario un refuerzo estructural que depende del espesor de la placa (ver párrafo 3.09.22).

En techos de tanques grandes, el esfuerzo máximo se presenta en el punto de mayor diámetro y está dado por (2):

$$f_s = PD/2t \operatorname{sen} \theta \quad (3-66)$$

donde P es la presión interna o externa.

El esfuerzo calculado en esta forma es el importante en el caso de techos cónicos gruesos usados en recipientes a presión; en tanques de almacenamiento, el factor que controla es

$$k^2 = D^2/4 - c^2$$

(3-65)

de acuerdo con la figura No. 3-4.

3.09.- DISEÑO DE CÓNICOS.-

Los tipos más comunes en techos de tanques son: los cónicos, los domos y los llamados de sombrilla, y pueden clasificarse en autosoportados y no autosoportados.

3.09.1.- Techos cónicos autosoportados.-

Son aquéllos que únicamente están soportados en su periferia sin la ayuda de columnas. En tanques de almacenamiento no es frecuente usarlos para diámetros mayores de 60 pies, debido a que se requieren vigas y trabes muy pesadas, de tal manera que resulta preferible el uso de techos soportados por una o varias columnas. Sin embargo, en tanques agitados lo anterior no es un factor determinante a causa del obstáculo que éstas pueden presentar al movimiento del impulsor.

Los tanques cuyo diámetro es menor de 15 pies tienen techos con placas de espesor similar al de la pared y generalmente con una pendiente de 1/12. Para diámetros mayores es necesario un refuerzo estructural que depende del espesor de la placa (ver párrafo 3.09.22).

En techos de tanques grandes, el esfuerzo máximo se presenta en el punto de mayor diámetro y está dado por (2):

$$f_p = PD/2t \operatorname{sen} \theta \quad (3-66)$$

donde P es la presión interna o externa.

El esfuerzo calculado en esta forma es el importante en el caso de techos cónicos gruesos usados en recipientes a presión; en tanques de almacenamiento, el factor que controla es

de las membranas cilíndricas. Se ha establecido que el esfuerzo de compresión que causa la falla de una placa curvada por —
 empujamiento o plegamiento es (2):

$$f_c = 0.6 E t / R_c \quad (3-67)$$

Donde f_c es el esfuerzo crítico, E es el módulo de elasticidad del material y R_c es el radio de curvatura en la periferia del cono, dado por la ecuación:

$$R_c = D/2 \operatorname{sen} \theta \quad (3-68)$$

El esfuerzo permisible en una pared cilíndrica equivale a la décima parte del crítico; valor que debe ser menor o igual que la tercera parte de la magnitud del esfuerzo en el punto de columna, es decir:

$$f_s = f_c \sqrt{12} \leq \sigma_y / 3 \quad (3-69)$$

de manera que:

$$f_s = Et / 20R_c = Et \operatorname{sen} \theta / 10D \quad (3-70)$$

Los esfuerzos de compresión no deben sobrepasar al valor de f_s así calculado; sustituyendo el valor de f_s dado por la ecuación (3-70) en la (3-66) y teniendo en cuenta que $P = P_t$, se encuentra que:

$$\operatorname{sen} \theta \geq D(5P_t/E)^{0.5} / t \quad (3-71)$$

ecuación que permite calcular el valor mínimo de θ (2).

3.09.2.- Techos cónicos apoyados.-

En estos casos se recomienda dar una pendiente de 1/16, siendo 3/16" el espesor mínimo recomendado para las placas —
 utilizadas en el techo, las que son consideradas como vigas —
 sometidas a carga uniforme.

Se sugiere, además, que las vigas de soporte y las trabes —
 actúen como vigas con apoyos libres y con carga uniformemente

repartida; también debe considerarse la acción de columna en las vigas de soporte de los techos autosoportados así como en las columnas de los soportados.

3.09.21.- Relaciones usadas en el cálculo de las vigas y los tramos.-

A continuación se presenta un sumario de las fórmulas -- que se utilizan para el diseño de estas partes del tanque(2):

Tabla No. 3-1

Característica	Vigas con apoyos libres.	Vigas continuas.
	(w es la magnitud de la carga uniforme repartida).	
Reacciones en los apoyos, $R_1 = R_2$	$R_1 = wl/2$	$R_1 = wl/2$ (3-72)
Momento flector máximo, M_m	$M_m = wl^2/8$ (3-73)	$M_m = -wl^2/12$ (3-74)
Punto en el que M_m es máximo	$x = 1/2$	$x = 0, x = 1$
Deflexión máxima, y	$y = 5wl^4/384EI$ (3-75)	$y = wl^4/384EI$ (3-76)
Momento flector en los apoyos, M_o	$M_o = 0$ (3-77)	$M_o = -wl^2/12$ (3-74)

Complemento de esta tabla es la figura No. 3-5.

3.09.22.- Acción de columna.-

Se presenta en aquellos miembros estructurales de forma esbelta que además de estar sujetos a una compresión, también están sometidos a esfuerzos de flexión.

Si P es la fuerza que actúa en la columna, y e su brazo de palanca, usando para las demás variables los mismos símbolos que se han empleado con anterioridad, se tiene que:

$$f_g = P/a + My/I = P/a + Pcy/I = P(1 + cy/r^2)/a \quad (3-78)$$

donde r , es el radio de giro mínimo de la sección considerada, el que se obtiene de la ecuación:

$$I_{\min} = ar^2 \quad (3-79)$$

Como el valor e es desconocido, se supone que su magnitud es proporcional a l^2/y (30), o sea, que en forma aproximada es válido escribir:

$$e = kl^2/y \quad (3-80)$$

donde k es una constante de proporcionalidad. Substituyendo este valor de e en la ecuación (3-78) resulta que:

$$f_g = P \left[1 + k(1/r)^2 \right] / a \quad (3-81)$$

Existen códigos como el AISC y el New York City Building Code, en donde se establecen fórmulas que permiten calcular el valor del esfuerzo permisible para columnas de acero en función de la relación de esbeltez l/r de las mismas; por ejemplo, si $60 \leq l/r \leq 200$,

$$f_g = 18,000 / (1 + l^2/18,000 r^2), \text{ lb}_f/\text{pulg.}^2 \quad (3-82)$$

y si $l/r \leq 60$, $f_g = 15,000 \text{ lb}_f/\text{pulg.}^2$

En el caso de techos autosoportados, las vigas de soporte también actúan como columnas y para estos casos se obtiene del mismo código AISC que (para $15b \leq l \leq 40b$)

$$f_g = 20,000 / (1 + l^2/2000b^2), \text{ lb}_f/\text{pulg.}^2 \quad (3-83)$$

donde b es la anchura de la cara de compresión. En el caso de que $l < 15b$, se les puede diseñar como vigas.

1.09.23. = Espaciamiento de las vigas de soporte. =

Una tira circunferencial de la placa del techo colocada en la periferia del mismo y cuya anchura b sea pequeña, se puede considerar similar a una barra que actúa como viga con

vigas con carga uniforme; si P_t es la carga en el techo por unidad de área, se tiene, de acuerdo con la ecuación (3-74) que:

$$M_2 = - w l^2 / 12 = P_t b l^2 / 12 \quad (3-84)$$

como para una viga rectangular, el módulo de sección S es:

$$S = (b t^3 / 12) / (t / 2) = b t^2 / 6 \quad (3-85)$$

al usar la ecuación (3-08) se encuentra que:

$$f_0 = P_t l^2 / 2 t^2 \quad (3-86)$$

de donde

$$l = t (2 f_0 / P_t)^{0.5} \quad (3-87)$$

ecuación que permite conocer la distancia máxima que debe existir entre dos vigas de soporte en función del esfuerzo permisible y de la carga P_t (2).

Para el caso de un techo, el menor número de vigas adyacentes a la pared se obtiene dividiendo la circunferencia de la misma entre esta distancia máxima. El número real de vigas que deben instalarse será un múltiplo del número de lados que tenga el polígono de traveses inmediato a la pared del tanque.

Cuando se tienen varios polígonos de traveses, el menor número de vigas que se usen deben basarse en el perímetro del polígono exterior de los grupos considerados; la longitud de los lados de un polígono regular se puede estimar mediante la ecuación:

$$L = 2 R_p \operatorname{sen}(360 / 2 N_1)^{\circ} \quad (3-88)$$

donde N_1 es el número de lados del polígono, L es la longitud de cada lado y R_p es el radio del círculo que circunscribe a dicho polígono.

El menor número de vigas n, será:

$$n = 2R_p N_1 / l = 2R_p N_1 \operatorname{sen} (360 / 2N_1)^\circ / l \quad (3-89)$$

Como antes se indicó, el valor real de n debe ser un múltiplo del número de lados del polígono, con objeto de obtener un arreglo simétrico.

1.09.1.- Techos de domo y de sombrilla.-

Un techo de domo se construye de manera que presente superficie esférica; los techos de sombrilla se construyen de modo que cualquier sección horizontal a través del techo sea un polígono regular con número de lados igual al número de placas que lo forman. Esta clase de techos representa un tipo intermedio entre los cónicos y los de domo, teniendo aproximadamente la resistencia de estos últimos; sin embargo, se instalan con mayor facilidad, ya que las placas del techo sólo se curvean en una dirección.

La ecuación que permite calcular el esfuerzo en un recipiente de superficie esférica con paredes delgadas, se puede deducir siguiendo el mismo método empleado con la ecuación (3-42), obteniéndose que:

$$f_p = PD_e / 4t + c \quad (3-90)$$

Comparando la ecuación anterior con la ecuación (3-46) resulta evidente que para un mismo radio de curvatura e igual espesor de pared, la forma esférica es dos veces más fuerte que la cilíndrica, por lo que es costumbre que, con objeto de tener igual resistencia, el radio de curvatura del domo sea aproximadamente el doble del de la pared.

1.09.31.- Estabilidad elástica de los techos de sombrilla.-

Las especificaciones de un techo de este tipo también se determinan por las cargas y estabilidad del mismo; procedien-

do en forma análoga a la del párrafo 3.09.1 y teniendo en cuenta que la superficie de las placas es cilíndrica, a partir de las ecuaciones (3-46) y (3-70) se obtiene que (2):

$$f_0 = Et/20P_c = E\sigma_c/2t = P_t R_c/t \quad (3-91)$$

donde R_c representa el radio de curvatura de las placas del techo; a partir de esta última expresión se encuentra que:

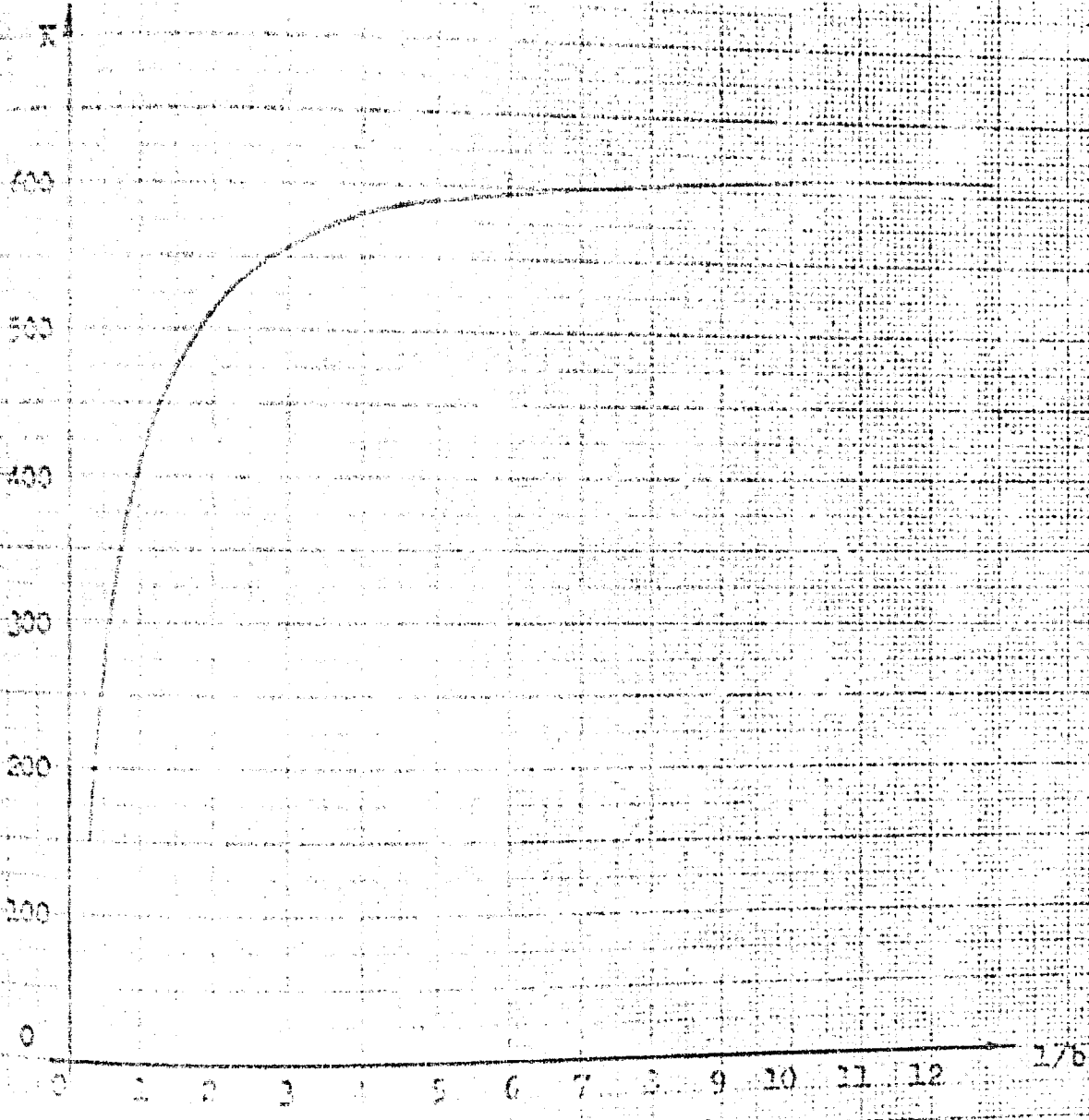
$$R_c = t(E/20P_c)^{0.5} \quad (3-92)$$

El standard 12C del código API recomienda el uso de esta última ecuación tanto para los techos de sombrilla como para los de domo; hay que notar que si se aplica el mismo factor de seguridad, o sea 1.7, la estabilidad de los techos de domo es mayor que la de los cónicos y los de sombrilla por un factor igual a $\sqrt{2}$, es decir, para los domos:

$$R_c = t(E/10P_c)^{0.5} \quad (3-93)$$

lo que era de esperarse dada la diferencia entre las ecuaciones (3-46) y (3-90).

Graph No. 3-1.



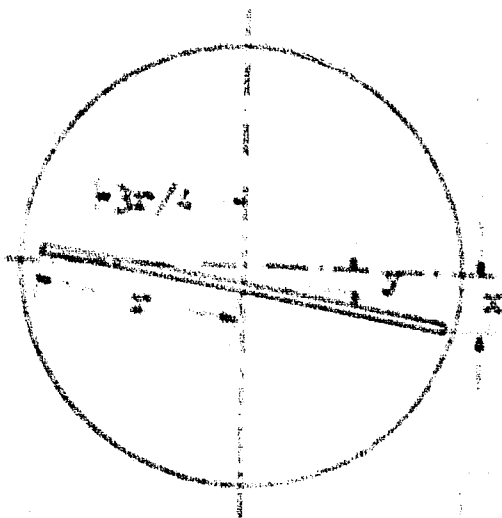


Figura No. 3-1.

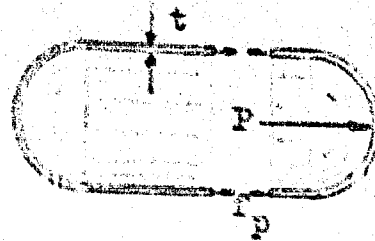


Figura No. 3-2.

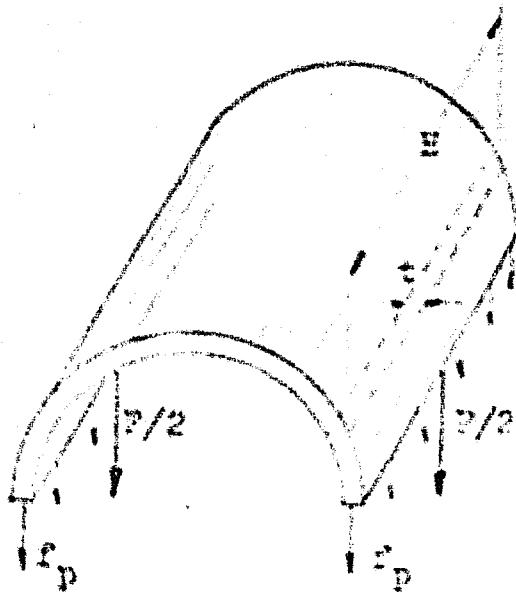


Figura No. 3-3.

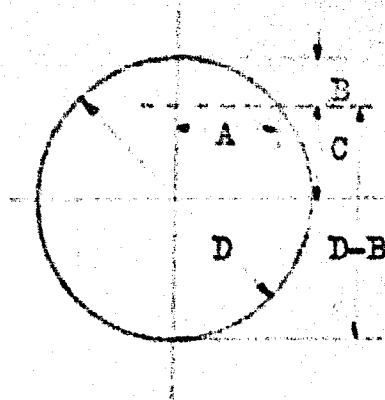


Figura No. 3-4.

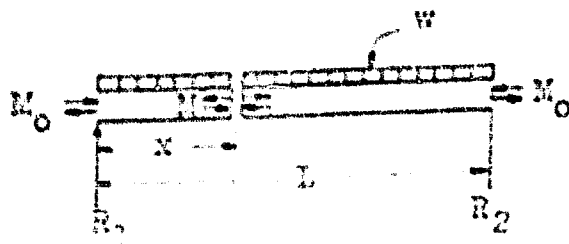


Figura No. 3-5.

CAPITULO IV.

DISEÑO Y SELECCION DEL EQUIPO.

4.01.- INTRODUCCION.-

En el presente capítulo se ilustra la aplicación de los principios y métodos de cálculo expuestos con anterioridad al caso mencionado en la introducción de este trabajo.

4.02.- SELECCION DE LOS MATERIALES DE CONSTRUCCION.-

Puesto que el material que se trata de agitar es una solución de ácido ortofosfórico H_3PO_4 al 74.5%, (54% de P_2O_5), con aproximadamente 0.5% a 1% de sólidos en suspensión, la selección de los materiales de construcción se hizo tomando en cuenta las características corrosivas de dicho material.

Utilizando los datos contenidos en las referencias 20, 21 y 29, se llegó a las siguientes conclusiones:

1).- Para el impulsor y la flecha, debido a su íntimo contacto con el líquido por agitar, se requiere el empleo de un acero inoxidable que contenga molibdeno, como son los aceros AISI 316, 316L o 317; también podrían usarse, por esa misma razón, otras aleaciones como la conocida con el nombre de Hastelloy (tipos B, C o D), pero como su resistencia y duración son prácticamente iguales a las de los anteriores, la diferencia en costos, que es del orden de tres a cuatro veces mayor, no justifica el empleo de este material.

En selección final se hizo a favor del acero AISI 317 debido a que: a) el porcentaje de su contenido de molibdeno es un poco mayor que el de los otros dos tipos, lo que hace que

su duración también sea mayor, y b) es el que comúnmente se especifica para agitadores (29).

2).- Con respecto al tanque, tanto su pared como el piso y su techo serán construídos con placa del tipo ASTM A-36, lo que es posible debido al recubrimiento interno que se hará con hule. El material estructural empleado para soportar al sistema de agitación será, como es común para esta clase de servicio, del tipo ASTM A-7.

4.02.1.- Propiedades físicas de estos materiales.-

Son las siguientes (4,14,20):

TABLA 4-1.

Material	ρ'	f_u	f_y	f_s	E
317	5.02	75	30	18.75	28,000
A-36	7.86	65	33	21.5	30,000
A-7	7.86	60-72	33	18	30,000

*Los valores de los esfuerzos y del módulo de elasticidad están en miles de lb./pulg².

Los valores de f_s de la tabla anterior corresponden a la temperatura de diseño de 200°F, valor que se seleccionó tomando en cuenta que el ácido concentrado llega a los tanques a 130°F.

4.02.2.- Propiedades físicas del líquido por agitar.-

Las propiedades físicas del líquido que son de interés para este diseño son las siguientes (29):

- 1) Temperatura $t = 54^\circ\text{C} = 130^\circ\text{F}$
- 2) Densidad relativa $\rho' = 1.7$ por lo que la
- 3) Densidad es $\rho = 106 \text{ lb/pie}^3 = 14.17 \text{ lb/gal}$
- 4) Viscosidad $\mu = 27 \text{ cp} = 1.098 \text{ lb/pie min.}$
- 5) Viscosidad cinemática $\nu = 0.01026 \text{ pie}^2/\text{min.}$

4.03.- CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL TANQUE.-

Cada uno de los cuatro tanques que se necesitan deberá poder contener en condiciones normales de operación 18,600,000 libras del ácido concentrado; sin embargo, se solicitó que las dimensiones del tanque fueran tales que al contener dicha cantidad quedara libre una octava parte de su volumen cilíndrico, por lo que el volumen del tanque será de:

$V = 18,600,000 \text{ lb} / 106 \text{ lb pie}^{-3} \times 0.875 = 200,500 \text{ pies}^3$, (4-01)
o bien, como $1 \text{ pie}^3 = 7.48 \text{ gal}$, $V = 1,500,000 \text{ gal}$, es decir, cada tanque podrá almacenar hasta un máximo de 21,250,000 lb.

Para establecer la relación D/H óptima se hará uso de la ecuación (3-39), ya que debido al gran tamaño que tendrán estos tanques resulta obvio que corresponden al caso en que el valor C_1 es variable. En un primer intento con ese objeto, se pueden hacer las siguientes suposiciones sujetas a comprobación posterior (véase párrafo 4.14.21):

1).- $C_2 = 2C_1/3$, ya que el espesor de las placas de la pared, en los anillos inferiores, será seguramente mayor que 1/4 pulg. que es el espesor recomendado para las placas del piso.

2).- $C_3 = C_1$, ya que aunque muy probablemente el espesor de las placas del techo sea menor que el espesor medio de las placas de la pared, es más costosa la instalación del techo.

3).- En la referencia 2 se recomienda que como primera suposición se considere que $(C_4 + C_5) = 0.4C_2 = C_1/3$.

Sustituyendo esos valores en la ecuación (3-39) resulta que $D/H = 4C_1 / (2C_1/3 + C_1 + C_1/3) = 2$, es decir que:

$$D = 2H$$

(4-02)

Combinando esta relación con la ecuación (3-29) se en --

encuentra que:

$$D = (8V/\pi)^{1/3} = (8 \times 200,500 \text{ pie}^3 / 3.1416)^{1/3} = 79.93 \text{ pies}$$

por lo que las dimensiones del tanque serán:

$$D = 80 \text{ pies} \quad (4-03) \quad \text{y} \quad H = 40 \text{ pies} \quad (4-04)$$

Sustituyendo estos valores en las ecuaciones (3-30) y (3-31) se obtiene que:

$$A_p = 10,050 \text{ pies}^2 = 934 \text{ m}^2 \quad (4-05)$$

$$\text{y} \quad A_f = 5025 \text{ pies}^2 = 467 \text{ m}^2 \quad (4-06)$$

4.04.- DETERMINACION DE LA POTENCIA REQUERIDA PARA DIFERENTES IMPULSORES.-

El cálculo de la potencia requerida para el impulsor además de ser el primer paso en la determinación de la potencia nominal del motor, constituye una base importante para la selección del tipo del impulsor.

Siguiendo las recomendaciones de la guía mencionada en el párrafo 2.19, se hizo el cálculo de P para diferentes tipos de impulsores, como se muestra en los siguientes párrafos.

4.04.1.- Base del diseño.-

Para determinar el valor de N a la que deberá girar el impulsor se siguió como criterio de diseño el de mantener constante la velocidad en el extremo del impulsor, como se recomienda en el párrafo 2.18. Como lo que se desea únicamente es mantener la suspensión, el grado de agitación requerido es bastante bajo habiéndose encontrado previamente, por las perennes que solicitaron este diseño, que el valor de v_0 debe ser

$$v_0 = 315 \text{ pie/min.} \quad (4-07)$$

4.04.2.- Impulsor de turbina en tanque con lamapas.-

Se recomienda (11, 31) que para este tipo de impulsores - la relación d/D sea $1/3$, pero con objeto de disminuir el va - lor de P se decidió hacer un diseño preliminar considerando - que $d = D/4 = 20$ pies, más cuando de acuerdo con lo dicho en - los párrafos 2.15.51 y 2.15.52, lo anterior no ocasiona el te - nar que emplear factores de corrección en el cálculo de P .

Siguiendo los criterios geométricos recomendados para es - te tipo de impulsor (11) se tiene que:

$$L = d/1 = 5 \text{ pies}$$

$$h = d/5 = 4 \text{ pies}$$

$$a = d/8 = 2.5 \text{ pies}$$

$$A = D/10 = 8 \text{ pies}$$

$$J = D/10 = 8 \text{ pies}$$

$$n_B = 4$$

de manera que utilizando la ecuación:

(1-06) se encuentra que:

$$N = 5 \text{ rpm;}$$

con la (2-35):

$$N_{Re} = 195,000;$$

de la referencia (11):

$$N_{Po} = 6.1$$

con la (2-64):

$$P = 2233000 \text{ lb}_f\text{pie}/\text{min.}$$

y como $1 \text{ HP} = 33,000 \text{ lb}_f\text{pie}/\text{min.}$,

$$P = 67.7 \text{ HP}$$

4.04.3.- Impulsor de turbina en tanque sin manuaras.-

Las dimensiones consideradas son iguales a las del caso anterior; como $n_B = 0$, es necesario hacer la corrección indi - cada en el párrafo 2.15.51, que consiste en multiplicar el va - lor N_{Po} correspondiente al caso en que $D/d = 3$ por la rela - ción $j_D = (4/3)^{0.91} = 1.299$ (ya que se ha supuesto que $D/d=4$) y así obtener el número de potencia corregido N_{Po}' dado por la ecuación (2-69).

Como $N_{Re} = 195,000$, se encuentra que (11):

$$\frac{N_{Po}'}{N_{Po}} = 1.1; \text{ como las constantes } a \text{ y } b \text{ de la ecuación } - -$$

(2-67) con 1 y 40 respectivamente, se encuentra que $n = -0.1072$

y utilizando la ecuación:

(2-69) se obtiene que:

con la (2-12):

con la (2-68):

$$N_{Po}' / N_{Pr}^2 = 1.429;$$

$$N_{Pr} = 0.00432 \text{ y}$$

$$P = 938100 \text{ lb}_p\text{pie}/\text{min.}$$

o sea:

$$P = 28.4 \text{ HP}$$

4.04.4.- Impulsor de paletas en tanque con mambranas.-

Para este tipo de impulsor se recomiendan las siguientes dimensiones (3):

$$d = 2D/3 = 53 \text{ pies}$$

$$a = D/10 = 8 \text{ pies}$$

$$h/d = 0.17 \text{ (H/D)} = 0.085 \text{ por lo que}$$

$$h = 4.5 \text{ pies}$$

$$j = D/12 = 6' - 8"$$

$$z_p = 4$$

Número de paletas = 3; (menor P que con 4).

Utilizando la ecuación:

(1-06) se encuentra que:

$$N = 1.8 \text{ rpm}$$

con la (2-35):

$$N_{Re} = 493000$$

dato con el que se obtiene que (3): $N_{Po} = 1.9$

De la misma referencia se obtienen los siguientes factores de corrección:

$$j_D = j_H = j_p = 1 \quad j_h = 0.40 \quad \text{y} \quad j_n = 1.58$$

por lo que mediante la ecuación

(2-69) resulta que:

$$N_{Po}' = 1.20 \text{ y}$$

con la (2-64):

$$P = 2,677,000 \text{ lb}_p\text{pie}/\text{min.}$$

o sea:

$$P = 81.1 \text{ HP}$$

4.04.5.- Impulsor de paletas en tanque sin mambranas.-

Las dimensiones son iguales a las del caso anterior; co-

mo $N_{Re} = 493,000$ se obtiene que (3): $N_{Po} = 0.32,$

y que $j_D = 1, j_H = 0.64, j_h = 0.77, j_n = 1.20$ y $j_p = 1.$

Al usar los valores de los factores antes anotados, ya -

no es necesario (3) tomar en cuenta al término N_{Pr}^n , por lo que usando la ecuación

(2-69) se obtiene que:

$$N_{Po}' = 0.189 \text{ y}$$

con la (2-64)

$$P = 421700 \text{ lb}_f\text{pie}/\text{min.}$$

o sea:

$$P = 12.78 \text{ HP}$$

4.04.6.- Impulsor tipo rastrillo en tanque con mamparas.-

Las dimensiones correspondientes a este tipo de impulsor son (3):

$$d = 5D/8 = 50 \text{ pies.}$$

$$A = 2 \text{ pies}$$

$$h' = 0.1(d = 18 \text{ pies}$$

$$J = D/12 = 6'-8" \text{ y } n_B = 4$$

A partir de la ecuación

(1-06) se encuentra que:

$$N = 2 \text{ rpm;}$$

con la (2-35):

$$N_{Re} = 487,000,$$

dato con el que se obtiene que (3): $N_{Po} = 1.9$

De la misma referencia se obtienen los siguientes factores de corrección:

$$j_D = j_H = j_n = 1, \quad j_n = 1.90 \text{ y } j_P = 0.30$$

por lo que mediante la ecuación:

(2-69) resulta que:

$$N_{Po}' = 1.083 \text{ y}$$

con la (2-64):

$$P = 2,478,000 \text{ lb}_f\text{pie}/\text{min.}$$

o sea:

$$P = 75.1 \text{ HP}$$

4.04.7.- Impulsor tipo rastrillo en tanque sin mamparas.-

Las dimensiones correspondientes a este caso son iguales a las del anterior; como $N_{Re} = 487,000$ se obtiene que (3):

$$N_{Po} = 0.32$$

y que $j_D = 1.02$, $j_H = 0.64$, $j_n = 1$, $j_n = 1.18$ y $j_P = 0.63$.

por lo que al usar la ecuación

(2-69) se obtiene:

$$N_{Po}' = 0.155 \text{ y}$$

dad de rotación del impulsor y la potencia por unidad de volumen son bastante bajas; además, el extremo del impulsor está separado 15 pies de la pared del tanque y el porcentaje de sólidos suspendidos es pequeño.

En estas condiciones utilizando los datos de los párrafos 4.02.1 y 4.04.8 y considerando que la longitud de la flecha es de 53 pies (ver párrafo 4.10.1), al aplicar la ecuación (3-01) se obtiene que $\omega = 12.566 \text{ rad/min};$ (4-14)

con la (3-02) resulta que $T_c = 39,390 \text{ lb}_p\text{pie};$ (4-15)

con la (3-03) $T_m = 1.5 T_c$ $F_m = 59,100 \text{ lb}_p\text{pie};$ (4-16)

con la (3-04) se encuentra que $F_m = 3152 \text{ lb}_p$ (4-17)

En este caso, la ecuación (3-05) no es aplicable porque se instalará en el fondo del tanque un cojinete con objeto de disminuir el valor del máximo momento flector en la flecha; - en esas condiciones la flecha se puede considerar como una viga doblemente apoyada, tal como se muestra en la figura 4-1, para la cual el valor del momento flector máximo es (30):

$$M_m = F_m a / 2 = 6066 \text{ lb}_p\text{pie}, \quad (4-18)$$

y la carga continua en el cojinete inferior es:

$$R_{2c} = F_m / 1.51 = 2020 \text{ lb}_p; \quad (4-19)$$

continuando el cálculo con la ecuación

$$(3-06) \text{ se encuentra que: } M_{cm} = 44740 \text{ lb}_p\text{pie}; \quad (4-20)$$

con la (3-09), $d_p = (32 M_{cm} / \pi^2 \gamma)^{1/3} = 5.65 \text{ pulg.};$ en los datos de la referencia 6 se encuentra que de las flechas disponibles en el mercado, la de diámetro que más se aproxima al tamaño requerido es:

$$d_p = 6 \text{ pulg.}; \quad (4-21)$$

usando la ecuación

(3-12) se obtiene que $f_q = 16,720 \text{ lb}_f/\text{pulg.}^2$, valor que es menor que f_0 , de donde se deduce que una flecha cuyo diámetro sea de 6 pulg. es adecuada.

El peso de esta flecha sería de:

$$\text{peso flecha} = \pi d_f^2 l \rho_p / 4 g_c = 5200 \text{ lb}_f;$$

dicha flecha se construiría con dos tramos inferiores de 18 pies de longitud y otro superior de 17 pies de longitud unidos entre sí y con la flecha del sistema de reducción mediante tres coples, como pueden ser los de tipo Falk Steelflex 2107, que pueden tener un barrenado hasta de 9 1/4 pulg.; cada uno de estos coples pesa, una vez hechos los barrenos, aproximadamente 800 lb_f.

La selección de estos coples se efectuó siguiendo las indicaciones señaladas en la referencia 8, es decir, tomando en cuenta los valores de P_m , de N y del factor de servicio.

4.07.- CALCULO DE LAS CARACTERISTICAS DEL IMPULSOR.-

En la figura No. 4-2 se ilustran los detalles del impulsor seleccionado; las dimensiones de cada uno de los tramos son las siguientes:

Tramo	Dimensiones
AB	=11.000 pies=11'-0"
BC	=14.000 pies=14'-0"
AA' = $r/\cos 45^\circ = r\sqrt{2}$	=35.355 pies=35'-4 1/4"
DE	=14.000 pies=14'-0"
EF = DE tan 27°	= 7.133 pies= 7'-1 19/32"
CF = b'	=18.000 pies=18'-0"
CE = CF - EF	=10.867 pies=10'-10 13/32"
CD	=10.867 pies=10'-10 13/32"
DD' = DE/cos 27°	=15.713 pies=15'- 8 9/16"

4.07.1.- Cálculo de la sección de los tramos AA'.-

Esta sección trabajaría a tensión si el impulsor se llegara a atorar; para este fin sería útil usar un cable tensor, pero con objeto de favorecer la agitación se utilizará un tramo de tubo cuyo diámetro y área transversal, sean mayores.

El tramo AA' se puede considerar como una viga con los apoyos fijos en los extremos de los tramos AC, de manera que usando las ecuaciones (3-68), (3-74) y (3-76) y los datos que aparecen en la referencia 2, se obtiene que con valores diferentes de d_t , los valores de w , S , f , I , y , y y/l serían los que se indican en la siguiente tabla:

TABLA 4-2

d_t	w	S	f	I	y	y/l
pulg. cód. 40	lb _f /pie	in ³	lb _f /pulg. ²	pulg. ⁴	pulg.	
1	1.713	0.329	16,120	0.0874	4.925	0.01161
1.5	2.773	0.425	10,640	0.310	2.247	0.00530
2	3.727	0.561	8,310	0.666	1.406	0.00331
						<1/300

De acuerdo con la tabla anterior, si se utilizaran tubos con $d_t = 1$ pulg. el esfuerzo al que estarían sujetos sería menor que f_u ; sin embargo, ya con tubo de 2 pulg. se logra que la flecha "y" quede dentro de límites razonables. Es por esta razón que para los cuatro tramos AA' se especifica:

$$d_{tAA'} = 2 \text{ pulg.} \quad (4-22)$$

Cada uno de dichos tramos pesará 132 lb_f.

4.07.2.- Cálculo de la sección de los tramos AC.-

Estos tramos son la parte más importante del impulsor y donde el punto de vista mecánico trabajan a flexión tanto en el plano horizontal como en el vertical.

Con respecto al plano horizontal, si se observa la figura No. 4-2, se nota que hay doce miembros que en un momento = dado se oponen a la flexión ocasionada por el momento de torsión T_n (el que para este caso se calculó con un factor de servicio de 1.25, debido a la rigidez adicional que proporcionan los tramos AA'), de manera que el módulo de sección de cada uno de esos doce miembros debe ser

$$S = 1.25 T_n / 12 f_y = 1.641 \text{ pulg.}^3 \quad (4-23)$$

Utilizando la ecuación (3-26) se obtiene que:

$$S = I/y = ht_n^2/6 \quad (A-01)$$

De acuerdo con los datos de la referencia 4, se encuentran las siguientes combinaciones de h y t_n , que satisfacen el valor de S dado por la ecuación (4-23):

TABLA 4-3.

h pulg.	t_n pulg.	S pulg. ³	Peso lb _p /pie.
6	1.5	2.250	31.229
8	1.25	2.083	34.700
10	1.0	1.667	34.700

Se seleccionó la primera combinación porque además de ser la más resistente es la más ligera y consecuentemente la más económica; por lo tanto se especifica que:

$$h = 6 \text{ pulg.} \quad (4-24) \quad t_n = 1.5 \text{ pulg.} \quad (4-25)$$

A continuación es necesario verificar la resistencia de esta sección a la flexión en un plano vertical; para ello se tiene que el tramo AC se puede considerar como una viga del tipo de la que aparece en la figura No. 4-3. Esa viga es estáticamente indeterminata, puesto que las condiciones de equili-

$$\sum M_y = 0 = -R_A + R_B - wl - R_C \quad (A-02)$$

$$\sum M_x = 0 = -R_A a + wlb + R_C c - M \quad (A-03)$$

no son suficientes para calcular los valores de R_B , R_C y M y con ellos determinar el punto de mayor momento flector; para deducir otra ecuación más que permita lograr este objetivo, - se empleó el método de superposición (ampliamente ilustrado - en la página 169 de la referencia 30). Para aplicar este método se hizo uso de las siguientes ecuaciones auxiliares (30):

$$y_w = w(-x^4/24 + l^3x/6 - l^4/8)/EI \quad \text{en B:} \quad x = a; \quad l = l. \quad (A-04)$$

$$y_{P_A} = P_A(-x^3/6 + l^2x/2 - l^3/3)/EI \quad x = a; \quad l = l. \quad (A-05)$$

$$y_{R_B} = R_B(x^3/6 - l^2x/2 + l^3/3)/EI \quad x = 0; \quad l = c. \quad (A-06)$$

Observando la figura No. 4-3 se nota que:

$$y_B = 0 = (y_w + y_{P_A} + y_{R_B})_B \quad (A-07)$$

de manera que sustituyendo los valores de y_w , y_{P_A} e y_{R_B} dados por las ecuaciones (A-04) a (A-06) en la (A-07), se obtiene, siendo $a = 11$ pies, $b = 1.5$ pies, $c = 14$ pies, $l = 25$ pie, $w = 31.5$ lb_f/pie y $P_A = 132$ lb_f, que:

$$R_B = 22.732w + 2.1786P_A = 1003.6 \text{ lb}_f, \quad (4-26)$$

$$R_C = -2.268w + 1.1786P_A = 84.1 \text{ lb}_f \quad (4-27)$$

$$M = 5.748w + 5.5004P_A = 907.1 \text{ lb}_f \text{ pie.} \quad (4-28)$$

Estos valores se comprobaron tomando momentos con respecto al punto A, como a continuación se indica:

$$\Sigma M_A = R_B a - w l^2/2 - R_C l + M,$$

habiéndose encontrado que ésta suma vale cero, como corresponde a la condición de equilibrio.

Conocidas estas magnitudes se tiene que los valores del momento flector son:

$$1). - \text{ Si } 0 \leq x \leq a: \quad M = -P_A x - wx^2/2; \quad (A-08)$$

$$dM/dx = -P_A - wx = 0 \quad \therefore x = -P_A/w, \quad \text{y como}$$

$$d^2M/dx^2 = -w, \quad \text{se concluye (10) que en ese punto existe}$$

un máximo del valor de M.

2).- Si $a \leq x \leq l$, $M = -P_A x - wx^2/2 + R_B(x - a)$; (A-09) procediendo como en el caso anterior se encuentra que en el punto $x = (R_B - P_A)/w$ existe otro máximo, y calculando los valores numéricos de x correspondientes a esas expresiones se obtiene que: $x = -4.19$ pies y $x = 29.19$ pies.

Ambos puntos están fuera de los límites reales del tramo AC, por lo que para encontrar el punto en el que el momento flector tiene un valor máximo, fue necesario emplear los siguientes datos que se calcularon con las ecuaciones (A-08) y (A-09) asignando a x los valores que se señalan abajo:

x, pies	0	5	10	11	15	20	25
M, lb _f pie	0	-1054	-2895	-3357.8	-1059	92.7	907.1

Gráficamente se concluyó que el valor numérico máximo del momento flector es $M_{\max} = 3357.8$ lb_fpie. Utilizando la ecuación (3-08) y teniendo en cuenta que en este caso (30):

$$I = t_a h^3 / 12 \quad (A-10)$$

$$y \quad S = I/y = t_a h^2 / 6 = 9 \text{ pulg.}^3 \quad (4-29)$$

se obtiene que $f = 4477$ lb_f/pulg.², valor que es menor que f_g y por lo tanto es aceptable.

Para concluir el cálculo de este tramo es necesario averiguar la magnitud de la flecha en su extremo.

4.07.21.- Cálculo de la flecha en el extremo del tramo AC.-

Se hará uso nuevamente del método de sobreposición. Con base en las ecuaciones (A-04) a (A-06), se encuentra que cuando $x = 0$,

$$y_0 = -wl^4/8EI - P_A l^3/3EI + \left[R_B l^3/3EI + (dy/dx)_B(-a) \right], \quad (A-11)$$

donde la corrección $(dy/dx)_B(-a)$ se hizo al último término pa

no se obtiene el valor de la contribución de R_B a la flecha en $x = 0$ y no en $x = 11$ pies. La expresión correspondiente a $(dy/dx)_B$ para R_B es (30):

$$(dy/dx)_B = -R_B c^2 / 2EI \tag{A-12}$$

de manera que la ecuación (A-11) se transforma en:

$$y_0 = \left[-l^4/8 - 7_A l^3/3 + R_B c^2 (2c + 3a)/6 \right] / EI. \tag{A-13}$$

Utilizando la ecuación (A-10) se obtiene que:

$$I = 27 \text{ pulg.}^4, \tag{4-30}$$

y sustituyendo valores en la ecuación (A-13) resulta que:

$$y_0 = 0.515 \text{ pulg.} \tag{4-31}$$

o bien $y/l = 0.001717 < 1/580$, valor que está dentro de los límites recomendados.

Siendo la combinación escogida de h y t_a adecuada, se obtiene que el peso de cada tramo AC es de 781 lb_F.

4.07.j.- Cálculo de la sección BD.-

Esta sección está sometida a un esfuerzo axial de tensión; como se recomienda que $l/r \leq 200$, se tiene que

$$r \geq l/200 = 0.652 \text{ pulg.}$$

En la referencia 2 se observa que esta condición la satisface un tubo de 2" céd. 40 (para el cual $r = 0.787$ pulg., $a = 1.074$ pulg.² y $w = 3.727$ lb_F pie).

Para este tubo, el esfuerzo axial es:

$$f = R_B/a = 935 \text{ lb}_F/\text{pulg}^2 < f_B,$$

de manera que $d_{t_{BD}} = 2$ pulg. (4-32)

siendo el peso de cada tramo BD de 40.5 lb_F.

4.07.k.- Cálculo de las secciones ED y FD.-

De acuerdo con lo indicado por la ecuación (4-23) estas

secciones deben tener un módulo de sección mayor que

1.641 pulg.³ Esta condición es satisfecha por un tubo de 3^{er} cat. 40 (para el cual $S = 1.724$ pulg.³, $a = 2.228$ pulg.² y $w = 7.736$ lb_p/pie).

Como también se hayan sometidas a esfuerzos axiales, su resistencia a estos esfuerzos se averiguó resolviendo el nudo B, (ver figura No. 4-4), aplicando las condiciones de equilibrio:

$$\sum F_y = 0 = F_{FD} \sin 27^\circ - F_{ED} \quad (A-14)$$

$$\sum F_x = 0 = F_{FD} - F_{ED} \cos 27^\circ \quad (A-15)$$

donde $F_{ED} = R_D + 40.5 \text{ lb}_f = 1044 = 1045 \text{ lb}_f$.

Al resolver el sistema anterior se encuentra que:

$$F_{FD} = 2302 \text{ lb}_f \quad f_{FD} = F_{FD}/a = 1033 \text{ lb}_f/\text{pulg.}^2$$

$$\text{y } F_{ED} = 2051 \text{ lb}_f \quad f_{ED} = F_{ED}/a = 920 \text{ lb}_f/\text{pulg.}^2$$

Como f_{ED} y f_{FD} son menores que f_a , es adecuada la selección

$$d_{t_{ED}} = d_{t_{FD}} = 3 \text{ pulg.} \quad (4-33)$$

El peso de cada tramo ED será de 108.5 lb_f

y el de cada tramo FD será de 121.5 lb_f

4.07.5.- Cálculo del peso del conjunto impulsor-flecha.-

En los párrafos anteriores se ha calculado que los pesos de las partes del sistema de agitación son los siguientes:

Parte	Peso	Cantidad	Total
Flecha	5200 lb _f	1	5200 lb _f
Coplos	800 "	3	2400 "
Tramo AA'	132 "	4	530 "
Tramo AC	781 "	4	3130 "
Tramo ED	108.5 "	4	430 "
Tramo FD	121.5 "	4	490 "
Suma:			12500 lb _f

Peso total del impulsor y la flecha = 12500 lb_f (4-34)

1.08.- SELECCION DEL MOTOR Y DEL SISTEMA DE REDUCCION.-

1.08.1.- Especificaciones del motor.-

El problema que hay que resolver consiste en reducir la velocidad de rotación que tenga la flecha del motor que se seleccione, hasta 2 rpm, que es la velocidad de rotación del impulsor.

Puesto que P_1 y principalmente T_m son bastante grandes, no es posible usar un motorreductor integral, siendo necesario el empleo de un motor ordinario y un sistema de reducción separado.

De acuerdo con las especificaciones de la referencia 8, para reductores del tipo VHX (flecha de entrada horizontal y flecha de salida vertical), la relación máxima de velocidades es 19:6, de manera que la velocidad de la flecha de entrada al reductor es de 389 rpm; de esto se deduce que aun si se especificara un motor de 16 polos (que sería de importación y que giraría a 420 rpm si la frecuencia de la corriente es de 60 ciclos/seg.), se tendría que ajustar la velocidad empleando un sistema de poleas y banda o de cadena y ruedas catari-
nas.

Debido a lo anterior se especifica un motor de las siguientes características:

Potencia: 15HP. Corriente: alterna, 60 ciclos, 3 fases, 440 volts. Velocidad de rotación = 1750 rpm; totalmente cerrado y enfriado con ventilador. Peso = 270 lb. Modelo de marca: ~~344~~. Longitud = 30 pulg. Anchura = 14 pulg. Altura = 14 pulg. Diámetro flecha = 1 5/8 pulg. Altura flecha: 7 pulg.
Edad (6).

4.08.2.- Selección del sistema de reducción.-

El factor de servicio correspondiente a esta selección - (8) es 1.25, de manera que

$$T_m = 1.25 T_o = 590850 \text{ lb}_f \text{ pulg.} \quad (4-35)$$

Utilizando las tablas de selección que aparecen en la referencia 8, se encuentra que la unidad adecuada es la YHX3-165, cuyas dimensiones típicas son las siguientes: Peso = 15850 lb_f. Longitud = 111 pulg.; anchura = 60 pulg.; - altura = 40 pulg.; d_f alta velocidad = 3 pulg.; altura de esta flecha = 21 pulg.; d_f baja velocidad = 7 1/2 pulg.; su longitud es de 15 pulg. la distancia del centro de la flecha al extremo más próximo es de 29 pulg. y los puntos de anclaje están situados a 26 y 40 pulg. de la línea de centro de la flecha.

4.08.21.- Empleo de un sistema de poleas y banda.-

Como se indicó en el párrafo 4.08.1, para reducir la velocidad de rotación de 1750 rpm a 389 rpm (relación 4.5:1), es posible usar un sistema de poleas y banda o uno de cadena y - ruedas catarinas.

En el caso del sistema de poleas y banda, con base en la referencia 6 se obtiene que:

Factor de servicio	= 1.3
Potencia de diseño = 1.3 P _T	= 19.5 HP
Banda adecuada	Tipo B
Diámetro de paso de la polea rápida	= 5.6 pulg.
Diámetro de paso de la polea lenta	= 25.0 pulg.
Distancia entre centros de flechas	= 49.0 pulg.
∴ factor de corrección	= 0.95
Potencia por banda = 5.14 HP x 0.95	= 4.88 HP
Número de bandas requeridas	= 4
Costo	= 51100.00

4.05.22.- Empleo de un sistema de cadena y ruedas catarinas.-

También con base en la referencia 6, se concluyó que el arreglo más adecuado consiste en usar dos cadenas que se seleccionaron de acuerdo con los siguientes datos:

Factor de servicio f_s	= 1.000
Factor de corrección, f_c , para dos cadenas	= 0.5882
Potencia de diseño por cadena = $f_s \times f_c \times P_T$	= 8.824 HP.
Peso de la cadena	= 3/4 pulg.
Catarina menor:	
número de dientes	= 16
diámetros, externo y de paso (pulg.)	= 4.22 y 3.84
barreno mínimo	= 2 pulg.
peso	= 3 lb _p
Catarina mayor:	
dientes	= 72
diámetros, externo y de paso (pulg.)	= 17.63 y 17.19
barreno mínimo	= 3 pulg.
peso	= 33 lb _p
Capacidad de transmisión de potencia de cada cadena	= 11.4 HP
Costo	= \$950.00

La selección se hace en favor de este sistema, ya que además de ser menos costoso es más resistente y elimina la posibilidad de deslizamiento existente en el sistema de bandas.

La figura 4-5 muestra un esquema de la colocación del motor y del sistema de reducción.

El equipo antes mencionado se situará arriba del techo del tanque y estará soportado mediante una estructura formada con cuatro columnas debidamente contraventadas y una armadura en la que se apoyan las vigas de soporte del sistema de reducción.

Los detalles de la estructura no se incluyen en este trabajo por ser su diseño labor propia de un ingeniero civil; dicha estructura se puede aprovechar para instalar una escalera de acceso para mantenimiento. Con tal objeto, se puede colocar en la armadura un piso del tipo de enrejado, por ser el

más económico.

4.09.- CALCULO DE LAS VIGAS DE SOPORTE DEL SISTEMA DE AGI-
RACION.-

Este cálculo se incluye con objeto de poder indicar la magnitud de las cargas que tendría que soportar la armadura antes mencionada; dichas cargas son iguales a las reacciones en los apoyos de las vigas de soporte.

Para hacer este cálculo es necesario conocer previamente las cargas que estas vigas soportarán y que corresponden a los pesos del impulsor, de la flecha y del sistema de reducción.

Con referencia a las figuras 4-6 a 4-9 se tiene que las cargas en la viga A son R_1 (concentrada) y R_3 (uniformemente repartida) y en la viga B son R_2 (concentrada) y R_4 (uniformemente repartida).

R_1 y R_2 corresponden al peso del conjunto impulsor-flecha (12,500 lb_f) y sus valores se determinan aplicando las condiciones de equilibrio:

$$\sum F_y = 0 = R_1 + R_2 - 12500 \quad (A-16)$$

$$\sum M_A = 0 = 40R_1 - 26R_2, \quad (A-17)$$

obteniéndose que:

$$R_1 = 4925 \text{ lb}_f \quad (4-36) \quad \text{y} \quad R_2 = 7575 \text{ lb}_f \quad (4-37)$$

R_3 y R_4 corresponden al peso del sistema de reducción (16,000 lb_f que se pueden considerar repartidas en una distancia de 100 pulgadas). Aplicando las condiciones de equilibrio:

$$\sum F_y = 0 = R_3 + R_4 - (100 \times 160) \quad (A-18)$$

$$\sum M_A = 0 = 66R_3 - (100 \times 160) \times 50, \quad (A-19)$$

se obtiene que:

$$R_3 = 12120 \text{ lb}_f \quad (4-38)$$

$$R_4 = 3880 \text{ lb}_f \quad (4-39)$$

Estas últimas reacciones originan cargas en las vigas A y B que son uniformemente repartidas en una distancia de 60 - pulgadas; es decir, de valor

$$w_A = 202 \text{ lb}_f/\text{pulg.} \quad (4-40) \quad \text{y} \quad w_B = 64.66 \text{ lb}_f/\text{pulg.} \quad (4-41)$$

4.09.1.- Cálculo de la viga A.-

Conocidos los valores R_1 y w_A es posible calcular las reacciones R_5 y R_6 mostradas en la figura No. 4-8. Dicho cálculo se efectúa aplicando las condiciones de equilibrio:

$$\sum F_y = 0 = R_5 + R_6 - R_1 - 60 w_A \quad (A-20)$$

$$\text{y} \quad \sum M_0 = 0 = 54R_5 - 54R_6 \quad (A-21)$$

obteniéndose que: $R_5 = R_6 = 8523 \text{ lb}_f \quad (4-42)$

A partir del diagrama de fuerzas cortantes correspondiente a esta viga, se encuentra que en su centro ($x = 54$ pulg.) el momento factor es máximo y tiene un valor de

$$M_A = R_5 x - w(x-24)^2/2 = 369300 \text{ lb}_f \text{ pulg.}; \quad (4-43)$$

como $f_b = 18,000 \text{ lb}_f/\text{pulg.}^2$, al utilizar la ecuación (3-08), se obtiene que $S_A = 336.2 \text{ cm}^3 \quad (4-44)$

En la referencia 4, se observa que una canal cuyo peralte sea 10" (pesada) con $w = 35.00 \text{ lb}_f/\text{pie}$ o una vigueta I con peralte de 10" y $w = 25.4 \text{ lb}_f/\text{pie}$ satisfacen dicho valor; la selección se hace en favor de la vigueta I por ser más ligera y económica.

4.09.2.- Cálculo de la viga B.-

Procediendo como en el párrafo anterior, pero usando los valores R_2 y w_B se obtiene que:

$$R_7 = R_8 = 5728 \text{ lb}_f \quad (4-45)$$

$$W_B = 280,200 \text{ lb}_f \text{ pulg.} \quad (4-46) \quad \text{y} \quad S_B = 255.1 \text{ cm}^3 \quad (4-47)$$

Una vigueta I, de 9 pulg. de peralte, satisface este valor; por uniformidad, la viga B que se selecciona es una vigueta I de 10 pulg. de peralte.

Los valores de R_5 , R_6 , R_7 y R_8 sirven de base para el diseño de la estructura de soporte, la que deberá tener un claro de 34 pies (el diámetro del tanque es 80 pies), una anchura de 9 pies (lo que permite que a cada lado del sistema de reducción haya una plataforma para mantenimiento, de dos pies de anchura) y deberá ser capaz de sostener la base del sistema de reducción a una altura de 54.5 pies (ver párrafo 4.10.1).

4.10.- DISEÑO DEL TECHO DEL TANQUE.-

Debido a la corrosión y a la operación del sistema de agitación anteriormente descrito, no es posible usar un techo soportado.

Por las razones aducidas en el párrafo 3.09.1 se desechó la posibilidad del empleo de un techo cónico; un techo tipo domo (superficie esférica) comparado con uno de sombrilla (superficie cilíndrica) permite especificar un espesor de placa menor, (ver párrafo 3.09.31), pero el ahorro representado por este concepto no compensa el costo adicional de rolado de la placa para darle forma esférica.

Por lo anterior, se seleccionó el tipo de techo de sombrilla para el que se recomienda (2) que $0.8D \leq R_o \leq 1.2D$ y que se considere una carga viva de $25 \text{ lb}_f/\text{pie}^2$.

La selección del espesor de la placa se efectuó con base en la ecuación (3-92) y los valores obtenidos se indican en -

la tabla siguiente:

TABLA 4-4

t pulg.	P _m lb _f /pie ²	P _t lb _f /pie ²	R _c máx. pies.
1/4	10.20	35.20	51.65
5/16	12.77	37.77	62.27
3/8	15.30	40.30	72.33
7/16	17.85	42.85	81.87
1/2	20.40	45.40	91.24

En la tabla anterior, los valores de P_m se obtuvieron de la referencia 4, y se observa que usando placa de 3/8 pulg. o más gruesa, es posible instalar un techo cuyo radio de curvatura quede dentro de los límites recomendados.

En la misma tabla 4-4 se ve que a medida que R_c es más grande, mayor es el espesor de la placa que se necesita, pero como la superficie es más plana el área es menor; en consecuencia, para hacer la selección final de las características del techo, hay que averiguar cuál es el más liviano, y, por consiguiente, más barato.

Para ello se supuso (lo que es prácticamente cierto), que el techo es un casquete esférico, cuya superficie se puede calcular mediante la integración de la siguiente ecuación (10) (Ver figura No. 4-10):

$$dS_T = 2\pi x ds \tag{A-22}$$

donde $ds = [1 + (dy/dx)^2]^{0.5}$ (A-23)

Al efectuar la integración se obtiene que:

$$S_T = 2\pi R_c [(R_c^2 - x_a^2)^{0.5} - (R_c^2 - x_b^2)^{0.5}] \tag{A-24}$$

donde x_a y x_b son los límites de la integración los que en el caso que nos ocupa valen: x_a = 0 y x_b = 40 pies, respectivamente. Sustituyendo datos para diferentes valores de R_c se en-

encuentra que:

TABLA 4-5

R_c pies	S_t pies ²	t pulg.	P_m Kg _f /pie ²	W_m Kg _f
70	5,522	3/8	6,940	38,320
80	5,387	7/16	8,097	43,622
90	5,303	1/2	9,253	49,065

Por ser el más liviano, se especifica un techo con las siguientes características:

$$R_c = 70 \text{ pies} \quad (4-48), \quad t = 3/8 \text{ pulg.} \quad (4-49)$$

$$S = 5,522 \text{ pies}^2 \quad (4-50) \quad \text{y} \quad W_m = 38,320 \text{ Kg}_f \quad (4-51)$$

4.10.1.- Cálculo de la altura total del tanque.-

De la figura No. 4-10 se deduce que:

$$\theta = \text{arc sen } (R/R_c) = 34^\circ 51', \quad (4-52)$$

por lo que $\cos \theta = 0.8206$, y

$$h_t = R_c (1 - \cos \theta) = 12.56 \text{ pies} \quad (4-53)$$

siendo la altura total del tanque:

$$H + h_t = 52.56 \text{ pies} \quad (4-54)$$

4.11.- DISEÑO DE LA PARED DEL TANQUE.-

4.11.1.- Cálculo del espesor de las placas.-

Para el acero ASTM A-36 y especificando soldadura doble a topo, es aplicable la ecuación (3-52). Como en este caso $p' = 1.7$ y $c = 0$ (debido a que en todo el interior del tanque se instalará un recubrimiento de hule natural de 3/16 pulg. de espesor), se encuentra que:

$$t = 0.01930 (H-1) \quad (A-25)$$

Si n es el número del anillo, a su anchura, t_n el espesor calculado, t_p el espesor de la placa correspondiente, y

w_a el peso del anillo por unidad de longitud, calculado a partir de los datos que aparecen en la referencia 4, mediante la ecuación

$$w_a = P_a A \quad (A-26)$$

al examinar diferentes posibilidades de arreglo de las placas se encuentra lo siguiente:

TABLA 4-6

1	a	H	t_c	t_1	w_a	a	H	t_c	t_1	w_a
	pie	pie	pulg.	pulg.	KG _f /pie	pie	pie	pulg.	pulg.	KG _f /pie
1a. alternativa						2a. alternativa				
1	8	40	0.7722	7/8	129.55	4	40	0.7722	7/8	64.79
2	8	32	0.6138	5/8	92.54	6	36	0.6930	3/4	33.23
3	8	24	0.4554	1/2	74.02	6	30	0.5742	5/8	69.40
4	8	16	0.2970	5/16	46.34	6	24	0.4554	1/2	55.52
5	8	8	0.1386	1/4	37.02	6	18	0.3366	3/8	41.64
6	-					6	12	0.2178	1/4	27.76
7	-					6	6	0.0990	1/4	27.76
total					<u>379.47</u>					<u>370.14</u>
3a. alternativa						4a. alternativa				
1	6	40	0.7722	7/8	97.16	5	40	0.7722	7/8	80.97
2	6	34	0.6534	3/4	33.23	5	35	0.6732	3/4	69.40
3	6	28	0.5346	5/8	69.40	6	30	0.5742	5/8	69.40
4	6	22	0.4158	7/16	48.58	6	24	0.4554	1/2	55.42
5	6	16	0.2970	5/16	34.76	6	18	0.3366	3/8	41.64
6	5	10	0.1782	1/4	23.14	6	12	0.2178	1/4	27.76
7	5	5	0.0792	1/4	23.14	6	6	0.0990	1/4	27.76
total					<u>379.46</u>					<u>372.45</u>
5a. alternativa						ya que				
1	5	40	0.7722	7/8	80.97	P_m KG _f /pie ²				
2	6	35	0.6732	3/4	33.23	16.194				
3	6	29	0.5544	5/8	69.40	13.880				
4	6	23	0.4356	7/16	48.58	11.567				
5	6	17	0.3168	5/16	34.76	8.097				
6	6	11	0.1980	1/4	27.76	5.793				
7	5	5	0.0792	1/4	23.14	4.627				
total					<u>367.89</u>	4.627				

Se puede observar que en todas las alternativas mencionadas, para el anillo superior podría usarse placa de 3/16 pulg. de espesor, pero como el standard 120 del código API indica - que para tanques cuyo diámetro sea de 80 pies el espesor de -

placa mínimo es 1/4 pulg., así se ha especificado.

Se selecciona la 5a. alternativa por ser la más económica, ya que requiere una cantidad menor de acero, de manera que

$t_1 = 7/8$ pulg.	(4-55)	$a_1 = 5$ pies	(4-56)
$t_2 = 3/4$ "	(4-57)	$a_2 = 6$ "	(4-58)
$t_3 = 5/8$ "	(4-59)	$a_3 = 6$ "	(4-60)
$t_4 = 7/16$ "	(4-61)	$a_4 = 6$ "	(4-62)
$t_5 = 5/16$ "	(4-63)	$a_5 = 6$ "	(4-64)
$t_6 = 2/4$ "	(4-65)	$a_6 = 6$ "	(4-66)
$t_7 = 1/4$ "	(4-67)	$a_7 = 5$ "	(4-68)

4.11.2.- Colocación de las placas de la pared.-

Las placas se colocarían como se muestra en la figura No. 4-11, en la que se indican los radios internos R_1 de cada anillo a partir de los cuales es posible calcular:

a).- Sus diámetros externos D_1' mediante la ecuación

$$D_1' = 2(R_1 + t_1), \quad (A-27)$$

b).- La circunferencia externa $\pi D_1'$.

c).- El peso de cada anillo obteniendo el producto $\pi D_1' w_a$.

Los resultados encontrados son los siguientes:

TABLA 4-7

i	D_1'	D_1' pies	Peso K_{G_f}
1	80' - 1 3/4"	251.786	20,387
2	80' - 1 5/8"	251.753	20,966
3	80' - 1 1/2"	251.721	17,470
4	80' - 1 5/16"	251.672	12,226
5	80' - 1 3/16"	251.639	8,747
6	80' - 1 1/8"	251.623	6,985
7	80' - 1 1/8"	251.623	5,822

Peso total de las placas de la pared=

92,603 K_{G_f} (4-69)

4.11.3.- Cálculo de la longitud de cada placa.-

Si n es el número de placas que hay en cada anillo y l_0 es la longitud que ocupa la soldadura entre las mismas, la longitud L_1 de cada placa se puede calcular mediante la ecuación:

$$L_1 = (\pi D_1' - n l_0) / n \quad (A-28)$$

En la referencia 2, se recomienda que si

$t = 1/4$ pulg., $l_0 = 1/8$ pulg., y que si

$t = 1/4$ pulg., $l_0 = 5/32$ pulg., de manera que si

$n = 9$, (con objeto de que L_1 sea menor que 30 pies), al usar la ecuación (A-28) se obtiene que:

i	n	l_0 pulg.	L_1 pies	
1	9	5/32	27.963 = 27' - 11 9/16"	(4-70)
2	9	5/32	27.960 = 27' - 11 1/2 "	(4-71)
3	9	5/32	27.956 = 27' - 11 1/2 "	(4-72)
4	9	5/32	27.950 = 27' - 11 3/8 "	(4-73)
5	9	5/32	27.947 = 27' - 11 3/8 "	(4-74)
6	9	1/8	27.948 = 27' - 11 3/8 "	(4-75)
7	9	1/8	27.948 = 27' - 11 3/8 "	(4-76)

La figura No. 4-12 muestra una elevación de la pared del tanque.

4.11.4.- Cálculo del anillo de refuerzo.-

Puesto que la carga total unitaria en el techo es P_t que vale $40.30 \text{ lb}_f/\text{pie}^2$ y $\theta = 34^\circ 51'$, utilizando la ecuación (3-63) se obtiene que $a = 3.135 \text{ pulg.}^2$, y multiplicando por $4/3$, que es el factor de seguridad con el que están deducidas las expresiones incluidas a continuación de la ecuación (3-63) resulta que $a = 4.180 \text{ pulg.}^2$; utilizando un ángulo de refuerzo como el que aparece en el detalle de la figura 4-11, el arco

que se puede deducir es: $32t_7^2 = 2.00 \text{ pulg.}^2$ por lo que finalmente resulta que

$$a = 2.18 \text{ pulg.}^2 = 14.065 \text{ cm}^2 \quad (4-77)$$

Consultando la referencia 4, se encuentra que los ángulos que satisfacen esta condición son los siguientes:

Dimensiones	a	w
	cm. ²	Kg/pie
3" x 3" x 7/16"	15.68	3.764
3.5" x 3.5" x 3/8"	16.00	3.856
4" x 4" x 5/16"	15.48	3.719

de los cuales el más adecuado resulta ser el último.

El diámetro del tanque medido hasta el punto más externo del ángulo de refuerzo resulta ser:

$$D_a' = D_7' + 4" = 80" = 5 \frac{1}{8}" \text{, de manera que:}$$

$$\pi D_a' = 252.670 \text{ pies y su peso es de:}$$

$$\text{peso del ángulo de refuerzo} = 940 \text{ Kg}_f \quad (4-78)$$

Considerando que $n = 9$ y $l_9 = 5/32 \text{ pulg.}$, y usando la ecuación (A-28)

$$\text{se obtiene que:} \quad L_a = 28' - 0 \frac{3}{4}" \quad (4-79)$$

4.11.5.--Resistencia de la pared al viento y a las cargas muertas.--

Esta resistencia se averiguo considerando que P_v es $40 \text{ lb}_f/\text{pie}^2$ y usando los siguientes datos:

$H = 40 \text{ pies;}$ $D' = D_1;$ $D_m = 80' - 0 \frac{7}{8}"$, $W_t =$ peso del techo pared y ángulo de refuerzo = $290,750 \text{ lb}_f$ y con la (3-51), $P = 4135 \text{ lb}_f/\text{pie}^2$ de manera que aplicando la ecuación

$$(3-59) \text{ se obtiene que} \quad t = 0.3831 \text{ pulg.; y}$$

con la (3-60) se encuentra que $t = 0.3783$ pulg.;
 estos valores ya son mayores que t_5 , por lo que para averi-
 guar la resistencia de los tres anillos superiores se volvie-
 ron a aplicar las ecuaciones anteriores usando los siguientes
 datos:

$H = 17$ pies; $D = D_3$; $W_g =$ peso del techo, de los tres
 anillos superiores y del ángulo de refuerzo = 134,100 lb_f, y
 con la (3-51), $P = 1695$ lb_f/pie², obteniéndose con la ecua-
 ción

(3-59) que $t = 0.1563$ pulg. y

con la (3-60) que $t = 0.1555$ pulg.;

ambos valores resultan ser menores que t_7 por lo que la resis-
 tencia de la pared queda comprobada.

4.11.6.- Accesorios de la pared y del techo.-

Son los siguientes:

Número	Cantidad	Servicio	Diámetro pulg.
1	1	Alimentación	8
2	2	Descarga	14
3	1	Trone	6
4	1	Tubo de derrame	6
5	1	Venteo	4
6	1	Entrada de hombre	24
7	1	Orificio para el impulsor	16

4.12.- DISEÑO DEL PISO DEL TANQUE.-

Se efectuó siguiendo las indicaciones resumidas en el -
 párrafo 3.03: el espesor de las placas es de 1/4 pulg., solda-
 das a traslape con un traslape mínimo de 1.25 pulg.

Si $t_0 = 1/4$ pulg., el diámetro total del piso D_p es:

$$D_p = D_1 + 2(1" + 1/4") = 80.375 \text{ pies} = 964.5 \text{ pulg.} \quad (4-90)$$

Con objeto de disminuir el trabajo de soldadura se especificarán placas de 30 pies de largo por 8 pies de anchura, - las que se pueden arreglar como se indica en la Figura 4-13.

Las coordenadas (en pulgadas), de los puntos

A(432.25, 0.00)	B(447.90, 173.75)
C(358.13, 322.97)	D(311.33, 368.25)
E(173.75, 447.90)	F(134.89, 463.00),

necesarias para indicar las dimensiones de las placas P2, P3, P4 y P5 se calcularon mediante las ecuaciones (3-64) y (3-65).

El área total del piso se calcula con la ecuación (3-31), pero utilizando el valor de D_p' ; se encuentra que:

$$A_p = 5071 \text{ pies}^2 = 471 \text{ m}^2. \quad (4-81)$$

El peso de las placas del fondo del tanque se obtiene - multiplicando el valor de A_p antes obtenido, por el de P_m correspondiente a las placas de 1/4 pulg. y resulta ser:

$$\text{Peso de las placas del piso} = 23464 \text{ Kg.} \quad (4-82)$$

4.12.1.- Estimación de la carga en el suelo.-

Este dato es de interés para el diseño de la cimentación del tanque; puesto que la altura máxima de llenado del mismo es 40 pies y la densidad del líquido es 106 lb/pie^3 , la carga en el suelo resulta ser de:

$$P = 5PH/E_c = 4240 \text{ lb}_f \text{ pie}^2,$$

es decir, se deberá considerar que la carga en el suelo es - del orden de $4500 \text{ lb}_f/\text{pie}^2$.

4.13.- PROTECCION DEL TANQUE CONTRA LA CORROSION.-

Es necesario proteger al tanque contra la corrosión tanto en su interior como en el exterior.

Como ya se había indicado, el interior del tanque estará

recubierto con una capa de hule natural (formulación impermeable) de 3/16 pulg. de espesor. Este recubrimiento tiene un costo de 385.00 \$/m², el que incluye también la preparación del interior del tanque así como la instalación y vulcanización del hule.

En el exterior se aplicarán dos capas de pintura resistente a ambientes ácidos; el costo total de estas pinturas, incluida la limpieza con chorro de arena (a razón de 35.00 \$/m²) y la mano de obra es de 63.00 \$/m².

4.14.- ESTIMACION DEL COSTO DEL SISTEMA DE AGITACION Y DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO.-

Esta estimación sólo pretende dar una idea del orden de magnitud del costo del equipo antes mencionado, incluida su instalación, y está basada en datos que aparecen en la referencia (17), en cifras proporcionadas por fabricantes o vendedores y en datos prácticos.

4.14.1.- Costo del sistema de agitación.-

Se estimó como sigue:

TABLA 4-3

Concepto	Cantidad	Precio unitario	Total \$
Flecha			
4 tramos AA'	9940 lb = 4510 KG	51.00 \$/Kg.	230000
4 tramos AC			
4 tramos BD			
4 tramos BE			
4 tramos BF			
Coplas	3	\$ 26000	78000
Cóndens.	1	\$ 15000	15000
Motor	1	\$ 7500	7500
Sistema de reducción	1	\$ 370000	370000
Estructura de soporte	1	\$ 65000	65000
Total:			\$ 765500 (4-33)

4.14.2.- Costo del tanque de almacenamiento.-

Se estimó como sigue:

Tabla 4-9.

Concepto	Cantidad	Precio unitario.	Total \$
A) Piso:			
Placas de acero	23470 Kg.	5.00 \$/Kg.	117400
Recubrimiento	467 m ² .	385 \$/m ²	179800
Total			<u>297200</u>
B) Paredes:			
Placas de acero	92600 Kg.	5.50 \$/Kg.	509300
Anillo de refuerzo	940 Kg.	6.50 \$/Kg.	6100
Recubrimiento	934 m ² .	385 \$/m ²	359600
Pintura	934 m ² .	63 \$/m ²	58900
Total			<u>933900</u>
C) Techo:			
Placas de acero	38320 Kg.	7.00 \$/Kg.	268300
Recubrimiento	513 m ² .	385 \$/m ²	197500
Pintura	513 m ² .	63 \$/m ²	32300
Total			<u>498100</u>
D) Otros:			
Control de nivel	1	\$ 6300	6300
Cimentación	1	\$ 23500	23500
Total:			<u>\$ 1759000 (4-84)</u>

4.14.21.- Verificación de las suposiciones del párrafo 4.03.-

Suponiendo que el tanque se deprecia en diez años, a partir de los datos de la tabla anterior se obtiene que:

$$C_1 = 933900 \text{ } \$/10 \text{ años} \times 934 \text{ m}^2 = 99.99 \text{ } \$/\text{año m}^2, \quad (4-85)$$

$$C_2 = 297200 \text{ } \$/10 \text{ años} \times 467 \text{ m}^2 = 63.64 \text{ } \$/\text{año m}^2, \quad (4-86)$$

$$C_3 = 498100 \text{ } \$/10 \text{ años} \times 467 \text{ m}^2 = 106.66 \text{ } \$/\text{año m}^2 \quad (4-87)$$

$$\text{y } C_4 + C_5 = 0.4C_2 = 25.45 \text{ } \$/\text{año m}^2, \quad (4-88)$$

de manera que al sustituir estos valores en la ecuación (3-39) se obtiene que:

$$D/H = 2.043, \quad (4-89)$$

valor que concuerda bastante bien con el calculado en el pá-

rrafo 4.03.

4.14.3.- Costo total del sistema de agitación y del tanque
de almacenamiento.-

De acuerdo con las cifras que aparecen en las tablas 4-8
y 4-9, el costo de cada tanque de almacenamiento con el siste
ma de agitación correspondiente se puede estimar en:

Costo total = \$ 2,525,000 (4-90)

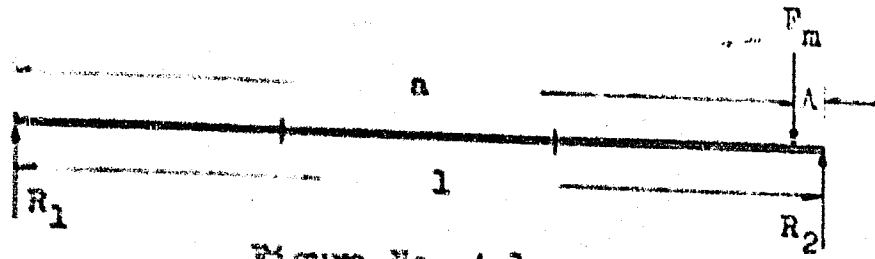


Figura No. 4-1.

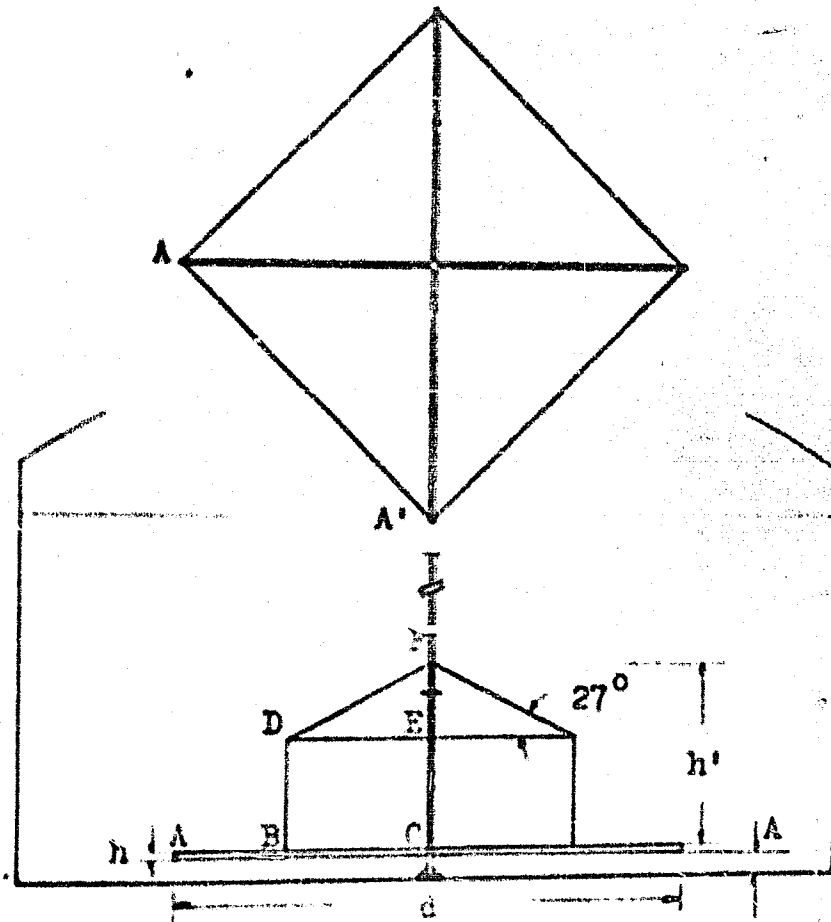


Figura No. 4-2.

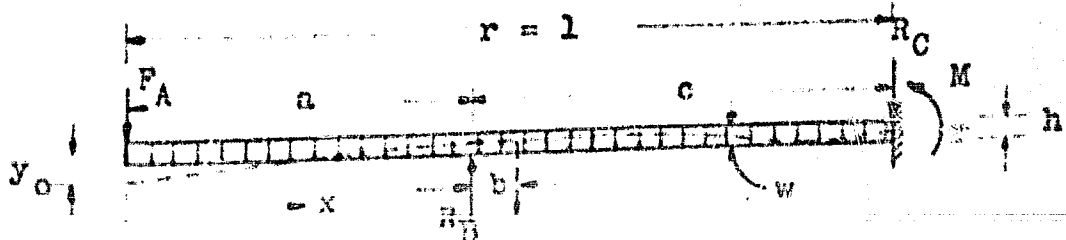
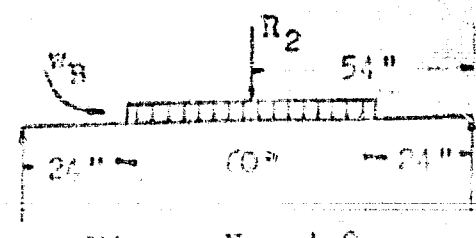
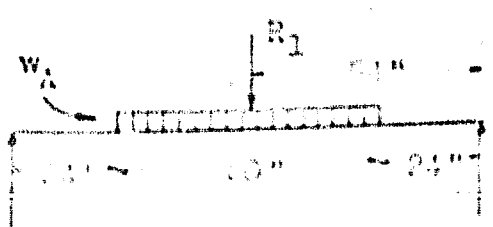
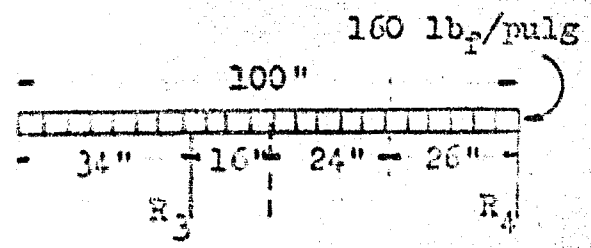
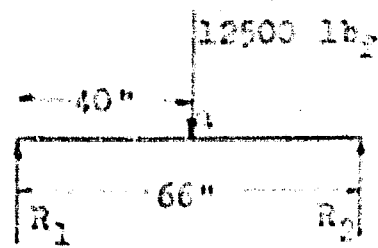
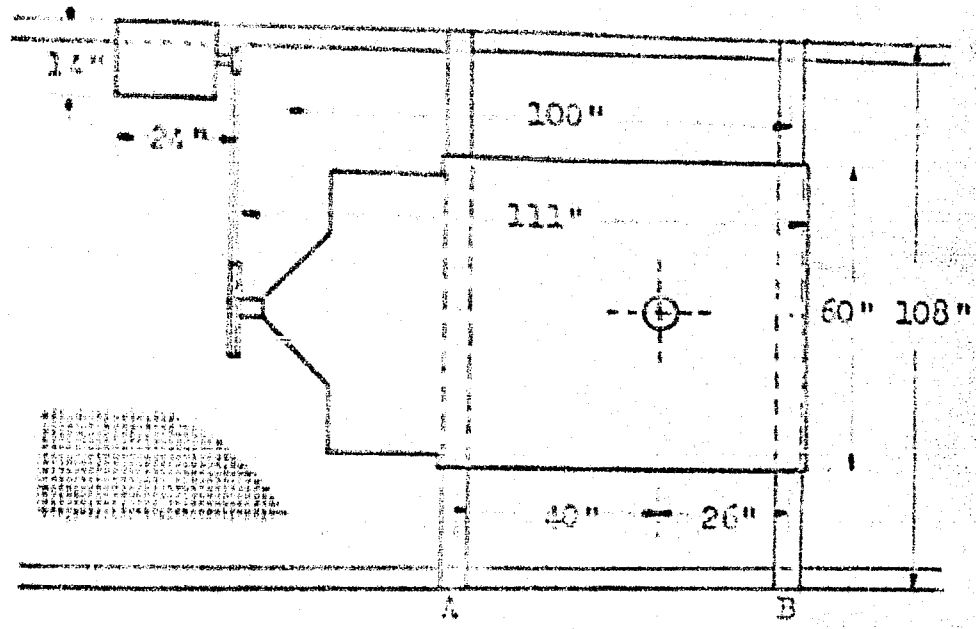
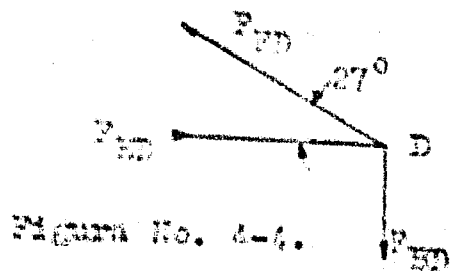


Figura No. 4-3.



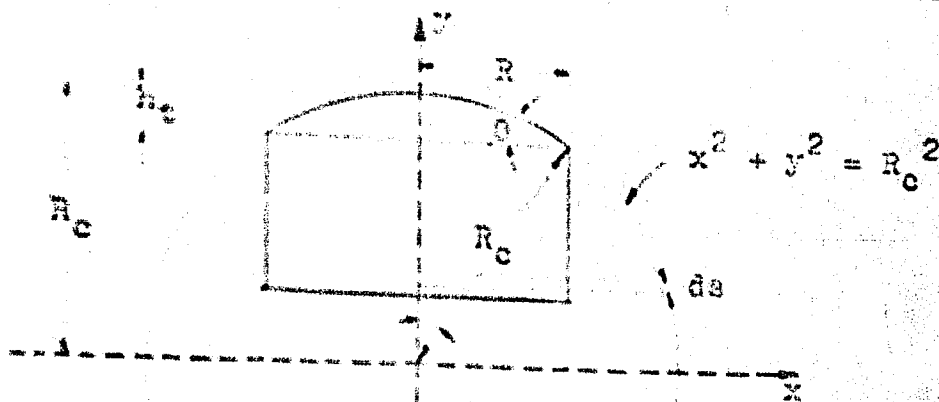


Figura No. 4-10.

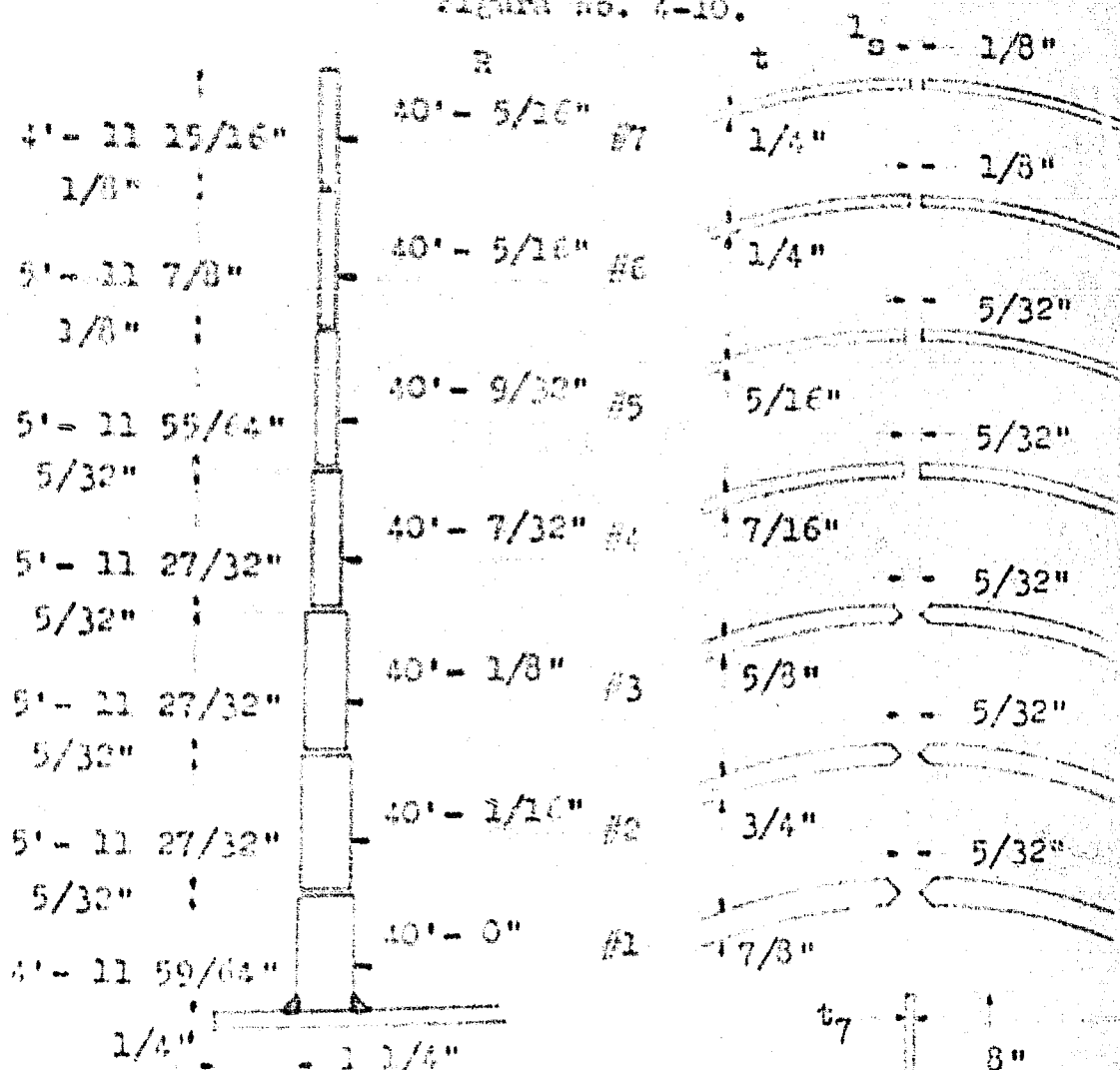
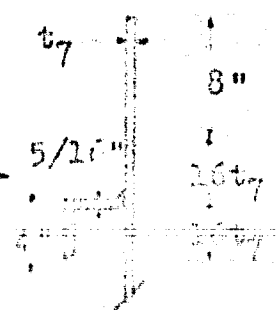


Figura No. 4-11.

Detalle del ángulo de retorno.



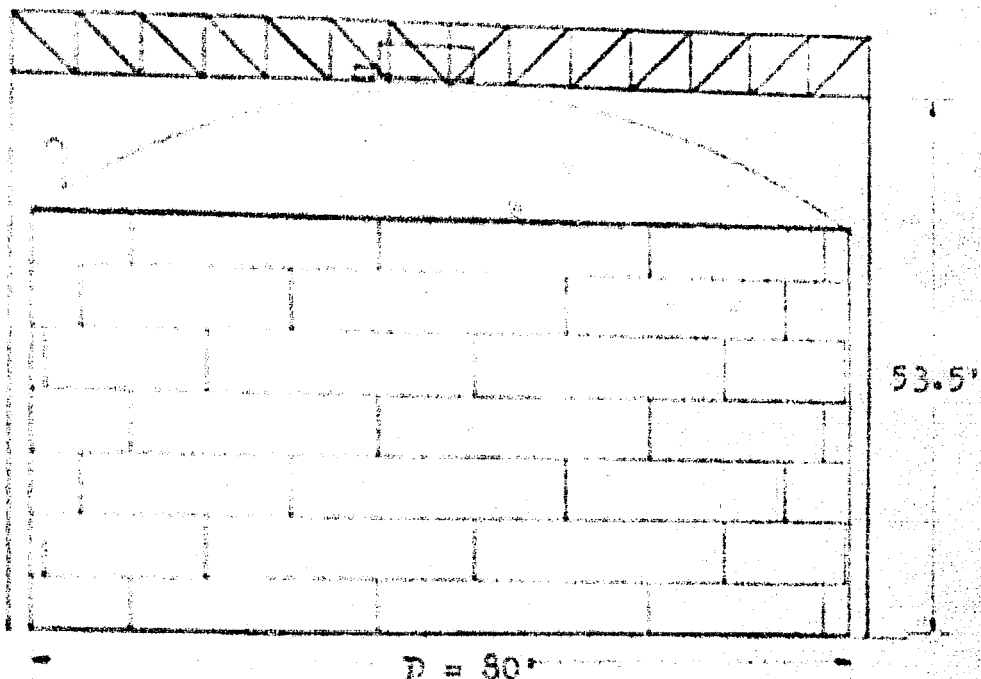


Figura No. 4-12.

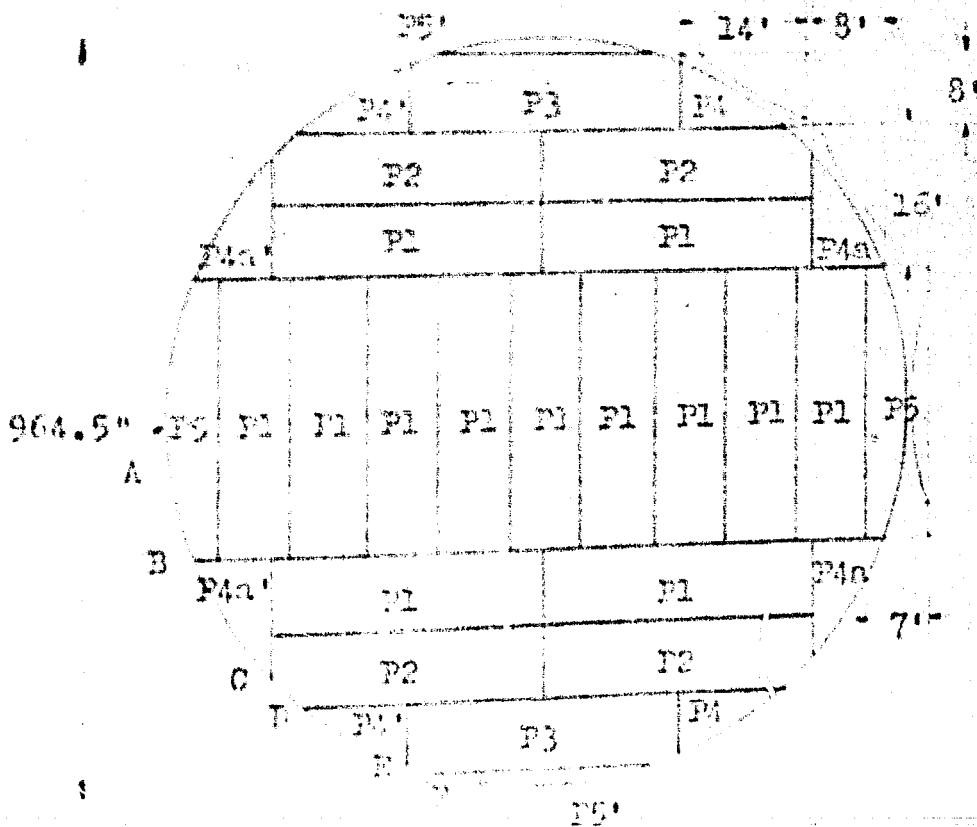


Figura No. 4-13.

CONCLUSIONES

Como conclusiones principales de este estudio se obtuvieron las siguientes:

A).- Sistema de Aspiración.-

Tipo del impulsor:	Pastrillo en tanque sin mamparas.	
Material de construcción:	Acero inoxidable AISI 317.	
Diámetro del impulsor:	50	pies.
Velocidad de rotación:	2	rpm.
Potencia requerida para el impulsor:	10.8	HP.
Diámetro de la flecha:	6	pulg.
Potencia nominal del motor:	15	HP. C.A.
Velocidad de rotación:	1750	rpm.
Paseos/Ciclos/Volts:	3/60/440	
Sistema de reducción de velocidad:		
1) Ruedas cónicas con relación	4.5:1	
y 2) Caja de engranes con relación	194.6:1	
Colocación del sistema	Sobre el centro del techo del tanque.	
Costo estimado:	\$ 765,500.	

B).- Tanque de almacenamiento de ácido fosfórico.-

Tipo	Cilíndrico vertical	
Capacidad máxima:	1,500,000	gal.
Diámetro:	80	pies.
Altura (sección cilíndrica):	40	pies.
Altura total	52.6	pies.

Características del techo, paredes y piso del tanque:

	Acero tipo	Espesor	Notas
Techo:	ASTM A-36.	3/8"	Tipo: somorilla; Radio de curvatura = 80 pies.
Pared:	ASTM A-36.		
Anillo No. 1		7/8"	Anchura: 5 pies.
Anillo No. 2		3/4"	" 6 pies.
Anillo No. 3		5/8"	" 6 pies.
Anillo No. 4		7/16"	" 6 pies.
Anillo No. 5		5/16"	" 6 pies.
Anillo No. 6		1/4"	" 6 pies.
Anillo No. 7		1/4"	" 5 pies.
Anillo de refuerzo	ASTM A-7.	5/16"	4" x 4" x 5/16".
Piso:	ASTM A-36.	1/4"	Tipo: plano.
Recubrimiento interno:			Hule natural; espesor de la capa = 3/16".
Recubrimiento externo:			Pintura resistente a ambientes ácidos.
Costo estimado:			\$ 1,759,000
Costo total de cada tanque de almacenamiento con su sistema de agitación:			\$ 2,525,000.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- BROWN G.G. et al., Unit Operations, J. Wiley & Sons Inc., 1a. ed., New York, (1960).
- 2.- KROEMER L.E. & YOUNG R.H., Process Equipment Design - Vessel Design, J. Wiley & Sons Inc., 1a. ed., New York, (1959).
- 3.- INDUSTRIAL DISEÑOS Y PROYECTOS, S.A., Normas de Diseño, México, D.F.
- 4.- COMPAÑIA PRODUCTORA DE FIERRO Y ACERO DE MONTERREY, S.A., Propiedades, Pesos y Resistencias de Perfiles de Acero laminado, México, D.F., (1961)
- 5.- CHEMINEER INC., Fluid Agitation Handbook, Chemineer Inc., Dayton, Ohio, (1956).
- 6.- DODGE ENGINEERING CATALOG, Mechanical Power Transmission Equipment, Dodge Manufacturing Co., Mishawaka, Indiana, (1963).
- 7.- E.E.U.A. HANDBOOK No. 9, Agitator Selection and Design, The Engineering Equipment Users Association, Constable & Co. Ltd., London, (1962).
- 8.- FALK CORPORATION, Falk Speed Reducers, The Falk Corporation, Bulletin 251-000, Milwaukee, Wisconsin, (1964).
- 9.- FOUST A.S. et al., Principles of Unit Operations, J. Wiley & Sons Inc., 1a. ed., New York, (1960).
- 10.- GRANVILLE W.A., SMITH P.F., LONGLEY W.R., Cálculo Diferencial e Integral, U.T.E.H.A., 2a. ed., México, D.F., (1960).
- 11.- HOLLAND F.A. & CHAPMAN P.S., Liquid Mixing & Processing, Reinhold Publishing Co., 1a. ed., New York, (1966).
- 12.- JOHNSTONE R.E. & THRING M.W., Pilot Plants, Models and Scale Up Methods in Chemical Engineering, Mc. Graw Hill Book Co., New York, (1957).
- 13.- LUDWIG E.E., Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, Vol. 1, Gulf Publishing Co., 1a. ed., Houston Tex., (1964).
- 14.- HARRIS L.S., Mechanical Engineers' Handbook, Mc. Graw Hill Book Co., 5a. ed., New York, (1951).

- 15.- McCABE W.L. & SMITH J.C., Unit Operations of Chemical Engineering, McGraw Hill Book Co., 1a. ed., New York, (1950).
- 16.- NAGATA S., YONOHAMA T., Mem. Fac. Eng., Kyoto Univ., - KYUJ (4), 253, (1955).
- 17.- PAGE J.S., Engineer's Manual of Equipment and Installation Costs, Gulf Publishing Co., 1a. ed., Houston, Tex., (1963).
- 18.- PARKER M.H., Mixing, Chemical Engineering, Vol. 71 No. 11, (1964)
- 19.- PARKER M.H., Wrist Rotor Mixer Specifications, Chemical Engineering, Vol. 76, No. 10, (1963).
- 20.- PERRY R. H., CHILTON C.H. & KIRKPATRICK S.A., Parry's - Chemical Engineers' Handbook, McGraw Hill Book Co., 4a. ed., New York, (1963).
- 21.- PEPPERS M.S., Plant Design and Economics for Chemical Engineers, McGraw Hill Book Co., 1a. ed., New York, (1953).
- 22.- QUILLMAN C.S., Chemical Engineering, Vol. 61, No. 11, - (1954).
- 23.- RACE H.F. & BARROW M.H., Project Engineering of Process Plants, J. Wiley & Sons Inc., 1a. ed., New York, -- (1964).
- 24.- RUSHTON J.H., The Use of Pilot Plant Mixing Data, Chem. Eng. Progress, Vol. 47, No. 9, (1951).
- 25.- RUSHTON J.H., COSTICH E.W., EVERETT H.J., Power Characteristics of Mixing Impellers, Chem Eng. Progress, - Vol. 46, No. 8, (1950).
- 26.- RUSHTON J. H. COSTICH E.W., EVERETT H.J., Power Characteristics of Mixing Impellers, Chem. Eng. Progress, Vol. 46, No. 9, (1950).
- 27.- RUSHTON J.H., OLDSHUE J.Y., Mixing - Present Theory and Practice, Chem. Eng. Progress, Vol. 49, No. 4, (1953)
- 28.- RUSHTON J.H., OLDSHUE J.Y., Chem. Eng. Progress, Symposium Series Vol. 55, 181, (1959).
- 29.- SAKURAI Y., Chemistry and Technology of Fertilizers, American Chemical Society Monograph Series, No. 148, Reinhold Publishing Co., 1a. ed., New York, (1960).
- 30.- SICANE A., Mechanics of Materials, The MacMillan Co., 1a. ed., New York, (1960).

- 31.- STREINCHER Z., TUNSK P., Mixing in the Chemical Industry, International Series of Monographs in Chemical Engineering, Pergamon Press, 2d. ed., Oxford, (1965).
- 32.- UELI V.V., SHAY J.B., Mixing Theory and Practice, Vol. I, Academic Press, 2d. ed., New York, (1966).
- 33.- VAN DE VOSSE J.G., Mixing by Agitation of Miscible Liquids, Chem. Ing. Sci., 4, (1953).
- 34.- WINTER A.P., Selecting Propeller Mixers, Chemical Engineering, Vol. 70, No. 18, (1963).