T
639.3
CARd

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mecánica

"DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIREACION PARA CRIADEROS DE CAMARON"

PROYECTO DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de

INGENIERO MECANICO

Presentado por:

Italo A. Cardin Beseke

Guayaquil - Ecuador

Año

1991

D E D I C A T O R I A

A MIS PADRES

A MI ESPOSA E HIJOS

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

Al Ing. Francisco Andrade Director del Tópico de Graduación por su valiosa ayuda en la elaboración del presente Proyecto de Grado, y por su intermedio a la Compañía Incoma Cia. Ltda. por la colaboración prestada para la realización del mismo.

A mi esposa e hijos, quienes fueron un constante incentivo para finalizar este trabajo.

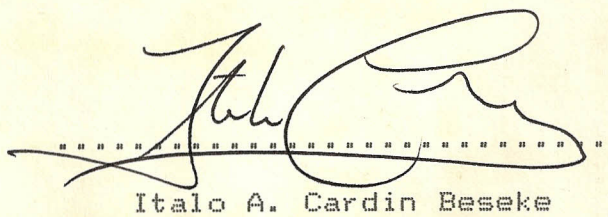
A mis padres, porque con la culminación de mi carrera, trato de retribuir todo el esfuerzo que me han dedicado.

A Vanessa Cardin B. por su paciencia, tiempo dedicado y por toda la ayuda prestada a lo largo de la realización del Proyecto de Grado.

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por lo hechos, ideas y doctrinas expuestos en este Proyecto de Grado, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual del mismo, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Tópico de Graduación)



Italo A. Cardin Beseke

Ing. Francisco Andrade
DIRECTOR DEL TOPICO

Ing. Nelson Cevallos
DECANO FIM

Ing. Mario Patiño
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Marco Pazmiño
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

RESUMEN

El presente trabajo busca proporcionar una referencia bibliogrÅfica clara y consistente para las diferentes personas que laboran en la acuicultura, principalmente en el Årea de crianza de camarones; y en la Ingenier¡a MecÅnica, para aquellas que a partir de los datos suministrados inicien un estudio profundo para la optimizaci¢n del sistema propuesto.

El trabajo aqu¡ expuesto ha sido dividido en dos partes bien definidas: la acuicultura (aireaci¢n) y la ingenier¡a mecÅnica. En la primera se proporciona nociones bÅsicas para la obtenci¢n, solubilidad, concentraci¢n y dinÅmica del ox¡geno en estanques de agua, demÅs de los mÇtodos necesarios para incrementar su concentraci¢n. El sistema de aereaci¢n subsuperficial ha sido tomado como base en este proyecto, el cual se basa en el suministro de aire en forma de burbujas inyectado en el agua mediante un sistema de Soplador-tuber¡a-agujero. La segunda parte consiste de un estudio general de las turbomÅquinas, espec¡ficamente las tÇrmicas, dentro de las que se encuentran los

ventiladores de alta presión (sopladores) y en los que se toma en cuenta la compresibilidad del aire debido a las elevadas presiones a las que está sometido.

También se presenta el diseño del sistema de aireación, así como el dimensionamiento de cada uno de sus componentes como son las tuberías, agujeros y ventilador, determinados a partir de la cantidad de oxígeno requerido en la piscina camaronera. Y por último se realiza un análisis económico para la construcción, montaje y funcionamiento del sistema.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	vi
INDICE GENERAL.....	viii
INDICE DE FIGURAS.....	xi
INDICE DE TABLAS.....	xiv
INDICE DE ABREVIATURAS.....	xvi
INTRODUCCION.....	xx
I. AIREACION.....	22
1.1 Términos generales y objetivos.....	22
1.2 Oxígeno disuelto (OD) y los factores que influyen en su fluctuación diaria	25
1.2.1 Obtención y consumo del O2 mediante la fotosíntesis de las algas.....	30
1.3 Teoría de la transferencia del gas....	33
1.3.1 Solubilidad y concentración del Oxígeno en el agua.....	35
1.3.2 Tasa de la transferencia del gas.....	45
1.4 Métodos de Aireación.....	50

Pág.

1.4.1 Aireación Natural..... 51

1.4.2 Aireación Artificial..... 51

1.4.2.1 Aireadores Subsuperficiales..... 61

II. VENTILADORES

2.1 Generalidades..... 69

2.2 Teoría de Ventiladores..... 78

2.3 Procedimiento para el cálculo de sus componentes principales..... 83

III. DISEÑO DEL SISTEMA DE AIREACION..... 85

3.1 Sistema y condiciones propuestas.... 85

3.2 Determinación de la cantidad de oxígeno requerido..... 88

3.3 Dimensionamiento de las tuberías, orificios y cálculo de la caída de presión en ellos..... 95

IV. DISEÑO DEL VENTILADOR..... 101

4.1 Diseño Hidráulico..... 101

4.2 Diseño Mecánico..... 120

4.3 Selección de los materiales de construcción..... 138

V. ANALISIS ECONOMICO..... 144

Pág.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 147

BIBLIOGRAFIA..... 153

APENDICES..... 157

INDICE DE FIGURAS

Pág.

Fig. # 1 Fluctuación diaria en la concentración de OD en la superficie de un estanque influenciada por la abundancia de fitoplancton..... 28

Fig. # 2 Efecto de la abundancia de fitoplancton en la estratificación vertical del OD durante la tarde en un estanque..... 28

Fig. # 3 Transferencia del gas entre dos fases. 34

Fig. # 4 Muestra la absorción del gas..... 47

Fig. # 5 Muestra la liberación del gas..... 47

Fig. # 6 Aireador Gravitacional..... 54

Fig. # 7 Aireador de Paletas..... 55

Fig. # 8 Aireador de Jaula de Ardilla..... 56

Fig. # 9 Aireador de bomba vertical..... 57

Fig. # 10 Aireador de pulverización..... 58

Fig. # 11 Aireador de bomba propulsora-

aspiradora..... 59

Fig. # 12 Aireador Subsuperficial..... 60

Fig. # 13 Velocidad de ascención de la burbuja de aire en una columna de agua..... 64

Fig. # 14 Clasificación de las TurbomÁquinas.... 71

Fig. # 15 Rodete de un ventilador con Álabes: a) curvados hacia atrÁs; b) curvados hacia adelante; c) de salida radial, con el triÁngulo de velocidad de salida en cada caso..... 73

Fig. # 16 CaracterÍsticas tÍpicas de un ventilador con Álabes curvados hacia atrÁs..... 74

Fig. # 17 CaracterÍsticas tÍpicas de un ventilador de Paletas Radiales..... 75

Fig. # 18 CaracterÍsticas tÍpicas de un ventilador de Álabes inclinados hacia adelante..... 77

Fig. # 19 Dimensiones principales de un rodete de un ventilador radial: a) corte meridional; b) corte transversal..... 80

Fig. # 20 TriÁngulos de Velocidad a la entrada y salida de los Álabes..... 82

Fig. # 21 Diseño esquemÁtico del sistema..... 87

Fig. # 22 Diagrama de Eckert para la estimación de las dimensiones principales de un

	TC radial.....	104
Fig. # 23	TriÂngulo de entrada.....	107
Fig. # 24	TriÂngulos de salida.....	107
Fig. # 25	DiseÑo esquemÂtico del ventilador.....	119
Fig. # 26	Valores de K para diferentes tipos de impulsores.....	122
Fig. # 27	Esquema para el cÂlculo del volumen del anillo anterior.....	123
Fig. # 28	Esquema para el cÂlculo del volumen de los Âlabes.....	123
Fig. # 29	Esquema para el cÂlculo de la longitud del Âlabe.....	124
Fig. # 30	Diagrama de las fuerzas actuantes.....	128
Fig. # 31	Diagramas de F.C. y M.F.....	128
Fig. # 32	Factor de acabado superficial (ka)....	130

INDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla I	Coeficientes de Henry para algunos gases poco solubles en agua.....	38
Tabla II	Presión de vapor a diferentes temperaturas.....	41
Tabla III	Solubilidad del Oxígeno en mg/l en función en función de la temperatura y salinidad.....	42
Tabla IV	Ganancias y pérdidas de OD por difusión durante 12 horas de oscuridad	89
Tabla V	Resultados tabulados.....	100
Tabla VI	Propiedades termodinámicas del aire a baja presión.....	109
Tabla VII	Resultados tabulados para diseño de la voluta.....	118
Tabla VIII	Factor de tamaño (kb).....	132
Tabla IX	Factor de confiabilidad (kc)	132
Tabla X	Factores de carga radial equivalente..	136

Tabla XI Dimensiones y capacidad básica de carga de cojinetes de bolas de la serie 03..... 136

Tabla XII Tabulación de diversos valores de F.S. para la selección del acople elastómero..... 137

Tabla XIII Tabla para selección de acople elastómero..... 139

INDICE DE ABREVIATURAS

Pág.

atm	Atmósferas
α	Angulo que forman los vectores C y U, coeficiente de contracción
ß	Angulo que forman los vectores W y -U
OD	Oxígeno Disuelto
p.e.	Por ejemplo
mg/l	miligramos por litro
ppm	partes por mil
H	Coeficiente de absorción de Henry
hi	Coeficiente de absorción de Henry para cada gas
pi	Presión parcial de cada gas
PB	Presión barométrica
PV	Presión de vapor
PT	Presión total
PH	Presión hidrostática
C's	Es la concentración de OD en la

	saturación bajo las condiciones existentes
Cs	Es la concentración de OD en la saturación a 760 mm Hg
Cm	Es la concentración de OD medida, es la componente meridional de la velocidad absoluta
C	Es la velocidad absoluta del fluído en un punto del rodete
Cu	Es la componente periférica o tangencial de la velocidad absoluta
U	Es la velocidad absoluta del rodete en ese punto
W	Es la velocidad relativa del fluído con respecto al álabe, peso
h	Entalpía, elevación
T	Temperatura, torsión
°C	Grados centígrados
°K	Grados kelvin
TM	Turbomáquinas
TMH	Turbomáquinas hidráulicas
TMT	Turbomáquinas térmicas
TC	Turbo compresor
TMM	Turbomáquinas motoras
TMG	Turbomáquinas generadoras
Q	Caudal volumétrico

G	Caudal mâsico
RPM	Revoluciones por minuto
RPS	Revoluciones por segundo
SP	Presiôn estâtica
HP	Caballos de fuerza
Pe	Presiôn a la entrada
Pf	Presiôn a la salida o final
Pd	Presiôn desarrollada
Ph	Grado de acidez o alcalinidad
ph	Perîmetro hûmedo
R	Radio
ø	Diâmetro
εc	Relaciôn de compresiôn
R	Constante universal del aire
b	Ancho del âlabe
ϑ	Coeficiente politrôpico, peso especîfico
z	Nûmero de âlabes, profundidad
Has	Hectâreas
CFM	Pie cûbico por minuto
ℜ	Respiraciôn bêntica
ca	Columna de agua
w.g.	Water gage
Re	Nûmero de Reynolds
ν	Viscocidad cinemâtica
f	Factor de fricciôn
h_f	Pêrdidas de cabezal

g	Aceleración de la gravedad
L	Longuitud de la tubería
εO	Presión relativa
σ	Número específico de revoluciones
Ys	Salto entálpico
Ψ	Coeficiente de velocidad
ρ	Coeficiente de caudal, densidad
n	Velocidad angular, factor de seguridad
ez	Coeficiente de deslizamiento
cp	Calor específico a presión constante
qi	Caudal intersticial
qe	Caudal exterior
Δ	Variación
V	Volumen específico, velocidad, volumen
Pa	Potencia de accionamiento
e	Espesor
M	Momento
F	Fuerza
mm Hg	Milímetros de Mercurio
σ max	Esfuerzo máximo
τ max	Esfuerzo cortante máximo

INTRODUCCION

Dentro de los sectores productivos y generadores de divisas más importantes en nuestro país se encuentra el camaronero, que luego del boom de los años 1986-87 ha decrecido en su productividad, teniendo como consecuencia la pérdida de posiciones en las exportaciones dentro del mercado Internacional. Factores tales como la ausencia de larvas silvestres, el aumento desmesurado en el valor de los insumos y la devaluación del dolar, etc. juegan un papel muy importante en el decrecimiento en la productividad camaronera. Por este motivo es necesario implementar sistemas que aumenten la productividad por hectárea, trabajando a elevadas densidades de cultivo, con el fin de mantener un equilibrio entre los costos de producción y la calidad.

Uno de los sistemas utilizados consiste en introducir mayores cantidades de Oxígeno al habitat de estas especies, siendo logrado mediante métodos artificiales que se basan en dos técnicas de aireación o la combinación de ambas y que son las siguientes:

- el agua es salpicada en el aire (aspersión)
- liberación de burbujas de aire en el agua (inyección)

El presente trabajo versa en un sistema de inyección de aire a la piscina a través de un tendido de tuberías y de orificios que permiten el transporte y salida del aire generado por un ventilador centrífugo de alta presión. Dicho sistema presenta como ventaja la rápida reposición de sus componentes sin que sea necesario recurrir a la importación de los mismos, lo que reduciría los costos de producción y podría ser construído en nuestro país. En la actualidad existen sistemas de suministro de Oxígeno principalmente como productos de importación, y que dadas sus elevadas tasas arancelarias, flete y valor en divisas extranjeras hacen difícil su adquisición.

Tradicionalmente lo que ocurre en este país, es la necesidad de importar los artículos o bienes en el momento que se presenta una necesidad. Con el fin de evitar esta situación se busca comenzar a producir bienes de fabricación nacional, que permita el desarrollo y el ahorro de tiempo y de dinero a los diferntes sectores productivos.

CAPITULO I

AIREACION

1.1. TERMINOS GENERALES Y OBJETIVOS

En la técnica del tratamiento de aguas el término **aireacion** se aplica a aquellos procesos en los que el agua establece un contacto íntimo con el aire con objeto de modificar las concentraciones de sustancias volátiles que ella contiene.

Las cantidades relativas de sustancias volátiles contenidas en el aire y agua, y sus concentraciones en esta con respecto a su valor de saturación, son factores que controlan la velocidad del intercambio. Las sustancias presentes en el agua en cantidades inferiores o superiores a los valores de saturación de las mismas experimentan modificaciones de su concentración recurriendo a la aireación, siendo el valor de saturación el límite de modificación para ambas condiciones.

Las sustancias implicadas en la reacción deben ser volátiles. El oxígeno, dióxido de carbono y el

sulfuro de hidrógeno son volátiles, y sus concentraciones en el agua experimentan fácilmente los efectos del proceso. Muchos de los compuestos existentes en el agua que producen sabor y olor como del resultado del desarrollo de algas, o de la presencia de residuos industriales, no son volátiles a las temperaturas que se encuentran en las aguas naturales y no se pueden separar por aireación. Como las temperaturas mas elevadas aumentan la volatilidad de los compuestos y de sus valores de saturación, la aireación para la eliminación de materiales volátiles es mas eficáz en el caso de las aguas calientes que en el de las aguas frías. De modo análogo, la separación por aireación de algunos gases, tales como el sulfuro de hidrógeno, dióxido de carbono y amoniaco, depende del grado sumo del Ph del agua. Los valores bajos de Ph favorecen la eliminación de estos compuestos por aireación.

El objetivo básico de este proceso es de que las características físico-químicas del agua sean las óptimas para su uso, ya sea este para la industria, agricultura y consumo humano. Esto se lo puede lograr en ciertos casos aumentando y en otros disminuyendo la concentración de sustancias volátiles en el agua.

Entre las sustancias que deben aumentar su concentración en el agua están:

- Los gases procedentes de la atmósfera, especialmente el oxígeno, ya que mejora el sabor y el olor del agua, precipita sales solubles, oxida la materia orgánica y acondiciona al medio para que en su seno se puedan criar especies acuáticas para el consumo humano.

Entre las sustancias que deben disminuir su concentración en el agua están:

- Los gases como el dióxido de carbono y el sulfuro de hidrógeno que acentúan la acción corrosiva del agua y en el caso exclusivo del segundo la generación de malos olores y sabores debidos a su elevada concentración. La disminución del dióxido de carbono provocará un aumento en el indice del Ph en el agua.

- Diversos gases, tales como el Metano.

Por la regla general, la aireación no es un método eficáz para la eliminación de los sabores y olores desagradables debido a que la mayor parte de las sustancias que provocan estas características

desagradables no tienen la volatilidad suficiente. Sin embargo cuando la volatilidad es adecuada, estas sustancias pueden eliminarse por aireaci¢n.

Los aceites esenciales de las algas, que se liberan cuando estos organismos se desintegran, no tienen una volatilidad elevada y, en consecuencia, no pueden eliminarse satisfactoriamente recurriendo exclusivamente a la aireaci¢n.

2.2. OXIGENO DISUELTO (OD) Y LOS FACTORES QUE INFLUYEN EN SU FLUCTUACION DIARIA

Es la cantidad de ox¡geno que se puede encontrar disuelto en el agua (concentraci¢n) en un momento determinado, y en este caso, el necesario para la subsistencia de las especies bioacu†ticas.

El nivel de OD en el †mbito acu†tico es por sobretodo el factor m†s importante en la calidad del agua. Si el valor de este no es mantenido por sobre cierta concentraci¢n, los animales se estresar†n, volvi‚ndose vulnerables a las enfermedades cre†ndose brotes parasitarios para luego morir. Otra concecuencia paralela, es de que las especies se rehusaran a comer

durante y después de estos bajos niveles de OD por consiguiente la tasa de crecimiento de los mismos disminuirá y el alimento será desperdiciado.

Los problemas por la falta de oxígeno y la manera de como evitarlos son los objetivos principales del acuicultor. De todos los problemas que pueden presentársele, la falta de oxígeno es la más frecuente.

Si el OD cae a concentraciones que amenazan a la vida de los animales, los parámetros restantes de la calidad del agua tienden a ser insignificantes hasta que la concentración vuelva a ser la mínima recomendable. El nivel al que el OD comienza a ser peligroso varía de acuerdo con las especies, pero en ningún caso debe de tener una concentración menor a 3 mg/l por largos períodos de tiempo y muy por encima de los valores a la saturación, ya que esto produciría como resultado la muerte debido a la toxicidad directa por oxígeno o por GBD (gas bubble disease) cuyos síntomas incluyen la formación de burbujas de aire en los tejidos y la sangre que conllevan a la Hemóstasis que es el bloqueo de los vasos sanguíneos.

Los animales acuáticos que poseen pulmones (p.e.

ranas y tortugas) como también algunas especies de peces (p.e. Clarias Batrachus), pueden sobrevivir en aguas de muy baja concentración de oxígeno, pero la mayoría de los animales acuáticos morirían a esas condiciones.

El nivel al que el OD comienza a inducir estrés, varía con las especies e indudablemente está asociado con otros factores tales como: temperatura, salinidad, dureza y Ph del agua.

Las fluctuaciones diarias de OD en el agua están íntimamente relacionadas con la densidad de las colonias de plancton que se puedan encontrar en ella, ya que estas reducen la penetración de la luz y a medida que las colonias sean mas densas menor será la cantidad disponible para la fotosíntesis a una profundidad dada por lo que se puede concluir que, los cambios en la concentración de OD con la profundidad son más pronunciados en aquellos estanques en donde existe una gran abundancia de fitoplancton.

Las relaciones entre las densidades de las colonias y la concentración de OD se encuentran ilustradas en las figuras 1 y 2. Una piscina con colonias de algas

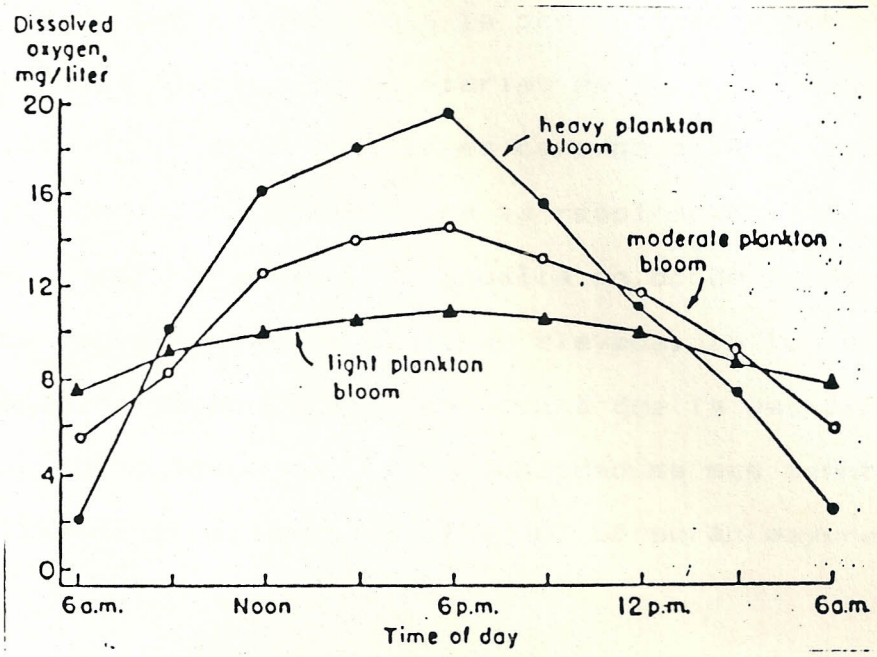


Figura 1.- Fluctuación diaria en la concentración de OD en la superficie de un estanque influenciada por la abundancia de fitoplancton. (Ref.4)

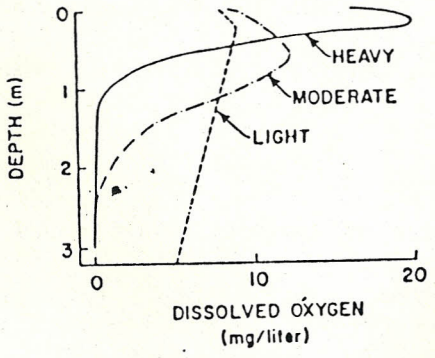


Figura 2.- Efecto de la abundancia de fitoplancton en la estratificación vertical del OD durante la tarde en un estanque. (Ref.4)

de baja densidad transmiten considerablemente la radiación solar notándose una débil estratificación del oxígeno con respecto a la profundidad y por ende tiene pocas fluctuaciones diarias de OD. La concentración de oxígeno en ella es cercana a la saturación, condición ideal para la respiración de los peces. Por otro lado, en aquella en donde la densidad de las colonias de algas es elevada, la luz solar es impedida de penetrar, se notará que la estratificación del oxígeno con la profundidad es mas acentuada y las fluctuaciones diarias del OD serán mayores.

A medida que las tasas de alimentación aumentan los residuos biológicos también lo hacen promoviendo el crecimiento del plancton teniendo como concecuencia el decrecimiento en la estabilidad de los regímenes de OD. Por lo que los animales están expuestos a elevadas concentraciones de OD durante el día y a bajas concentraciones durante la noche.

Los días nublados también influyen en estas concentraciones, ya que, en los días soleados existe suficiente cantidad de luz para la fotosíntesis, encontrándose normalmente altas concentraciones de OD al atardecer, mientras que para días nublados la

fotosíntesis está limitada por la insuficiencia de luz notándose bajas concentraciones al atardecer. Aquí es cuando la probabilidad de la reducción del oxígeno durante la noche es más pronunciada.

También la muerte repentina de las colonias de fitoplancton afectan la concentración del oxígeno siendo seguidas por una rápida descomposición de las algas muertas. La concentración de OD declina drásticamente, y puede caer lo suficiente para causar la muerte de los animales. Las causas no han sido determinadas con exactitud, pero usualmente involucran densos desperdicios superficiales de algas azul-verdes en aquellos días donde la concentración de OD es elevada, la del dióxido de carbono es baja y el Ph es elevado.

1.2.1. OBTENCION Y CONSUMO DEL O2 MEDIANTE LA FOTOSINTESIS DE LAS ALGAS.

En presencia de la luz del sol, las algas metabolizan compuestos inorgánicos, siendo uno de los productos de desecho el oxígeno. La siguiente fórmula es una representación simplificada de esta reacción.

$$CO_2 + H_2O \longrightarrow CH_2O + O_2 + H_2O \qquad (1)$$

El oxígeno es inmediatamente liberado para abastecer al OD en el agua. Si la presencia de la luz solar así como de nutrientes es excesiva, el metabolismo de las algas producirá tal cantidad de oxígeno que la sobresaturará. Por el contrario, en ausencia del sol estas obtienen su energía de un catabolismo endógeno representado por la siguiente reacción.

$$CH_2O + O_2 \longrightarrow CO_2 + H_2O \qquad (2)$$

Esta reacción contribuye con la demanda de oxígeno disminuyendo su concentración en el agua.

La diferencia en el catabolismo de las algas durante períodos de luz y de oscuridad dan como resultado la variación de la concentración del OD durante el día. Normalmente el pico máximo de dicha concentración se lo encuentra entre las 16:00 h y las 18:00 h y siendo su mínimo valor al amanecer.

El acuicultor debe medir rutinariamente el OD para asegurarse que las reducciones del mismo en el agua no estén ocurriendo. Estas deben ser realizadas diariamente, preferiblemente al amanecer.

Las concentraciones de OD son comunmente analizadas por el método de Winkler o con el Oxigenómetro. Ambos métodos pueden ser utilizados para determinar el OD dentro de un rango de variación de 0.1 mg/l, su manejo es muy simple y en muy poco tiempo se obtienen los resultados. Sin embargo el Oxigenómetro es más rápido que el de Winkler y en muchos casos, provee de indicaciones de temperatura, Ph y salinidad adicionalmente.

El método de Winkler requiere de ciertos químicos y de cristaleria fácilmente adquiribles en kits de oxigenación, los cuales por titulación dan el valor del OD. El oxigenómetro consiste de un electrodo que produce una corriente proporcional a la tensión del oxígeno al ser introducido en el agua y de instrumentacion adicional que convierte dicho

flujo en lecturas de concentración de oxígeno. Estas lecturas generalmente vienen dadas en mg/l.

En el campo el oxigenómetro es mas manejable, y una vez calibrado el aparato puede ayudar al acuicultor en numerosas determinaciones introduciendo solamente el probador en el agua. La única desventaja es el elevado costo del mismo.

1.3. TEORIA DE LA TRANSFERENCIA DEL GAS.

La transferencia de gases hacia dentro o fuera del agua es una parte importante del proceso natural de purificación. La reposición del oxígeno perdido debido a la degradación bacteriana o de desperdicios orgánicos, está acompañada por la transferencia de oxígeno del aire al agua. De manera inversa, los gases emitidos en el agua por procesos bio-químicos serán transferidos de esta hacia la atmósfera. El conocimiento de los principios de la transferencia del gas es esencial para el entendimiento de estos procesos naturales.

Considérese el sistema mostrado en la figura 3 en el

que un contenedor de líquido es sellado teniendo un gas encima de él. Si inicialmente el líquido es puro con respecto al gas, las moléculas de este último migrarán a través de la interfase gas-líquido y se disolverán en el primero. Sin embargo algunas moléculas del gas comenzarán a dejar al líquido retornando a su fase gaseosa, la reacción neta será hacia el líquido hasta que un estado de equilibrio sea alcanzado. En este punto, el número de moléculas que dejan el líquido es igual al que entran en él nuevamente, entonces se dice que el líquido se encuentra saturado del gas. El equilibrio en estos casos implica un estado dinámico estable y no un estado estático en el cual todo movimiento de las moléculas del gas se detendrán una vez alcanzada la saturación.

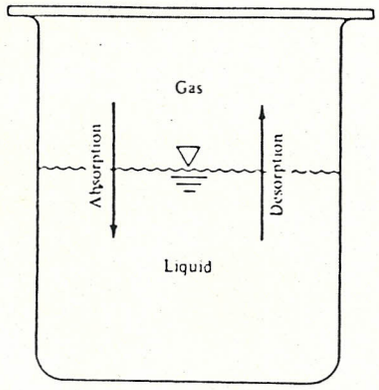


Figura 3.- Transferencia del gas entre dos fases. (Rel.4)

Dos carcterísticas del proceso enunciado son importantes en el agua: SOLUBILIDAD, o la cantidad de gas que es soluble en agua (p.e. la concentración del gas en el agua en equilibrio) y LA TASA DE LA TRANSFERENCIA, o la rapidez a la cual la disolución o emisión ocurre.

1.3.1. SOLUBILIDAD Y CONCENTRACION DEL OXIGENO EN EL AGUA.

La solubilidad de un gas en líquido en equilibrio está cuantificada mediante la ley de Henry y puede ser expresada de la siguiente forma:

$$X = P/H \qquad (3)$$

en la que X es la fracción molar en equilibrio de un gas disuelto a la presión de 1 atmósfera o:

$$X = Ng/(Ng + Nl) \qquad (4)$$

donde:

P = es la presión del gas por encima del líquido

H = es el coeficiente de absorción de Henry diferente para sistema líquido-gas

Ng = es el número de moles del gas

Nl = es el número de moles del líquido

Otros factores que afectan a X son la temperatura y la concentración de otros sólidos y gases disueltos (la solubilidad disminuye a medida que aumente la existencia de otros materiales disueltos en el líquido).

Si en el espacio ocupado por encima del líquido es una mezcla de gases, cada uno tendrá su propia fracción molar de equilibrio. De acuerdo con las leyes de Dalton, la presión total de una mezcla de gases es la suma de las presiones parciales de los gases que comprenden la mezcla o en otras palabras, cada gas en una mezcla ejerce una presión parcial proporcional a su porcentaje en volumen en dicha mezcla, esto es:

$$PV = (p1 + p2 + p3 + ... + pn)V \qquad (5)$$

o

$$P = \Sigma pi \qquad (6)$$

Sustituyendo (6) en la ley de Henry se verá que para cada gas en la mezcla es:

$$xi = pi/hi \qquad (7)$$

donde:

xi = es la fracción molar de equilibrio de cada gas

pi = es la presión parcial de cada gas

hi = es el coeficiente de absorción de cada gas

Los coeficientes de absorción para ciertos gases contenidos en el agua están dados en la tabla I.

TABLA I

	$H \times 10^4$, atm/fracción molar							
T °C	AIRE	CO2	CO	H2	H2S	CH4	N2	O2
0	4,32	0,0728	3,52	5,79	0,268	2,24	5,29	2,55
10	5,49	0,104	4,42	6,36	0,0367	2,97	6,68	3,27
20	6,64	0,142	5,36	6,83	0,0483	3,76	8,04	4,01
30	7,71	0,186	6,20	7,29	0,0609	4,49	9,24	4,75
40	8,70	0,233	6,96	7,51	0,0745	5,20	10,4	5,35
50	9,46	0,283	7,61	7,61	0,0884	5,77	11,3	5,88
60	10,1	0,341	8,21	7,65	0,1030	6,26	12,0	6,29

Tabla I.- Coeficientes de Henry para algunos gases pocos solubles en agua (Ref. 23)

Como se ve estos coeficientes varían sustancialmente con la temperatura del agua. El aire atmosférico está compuesto principalmente de oxígeno (O_2) nitrógeno (N_2), argón (Ar), y dióxido de carbono (CO_2). Por lo tanto de acuerdo con las leyes de Dalton la presión atmosférica (PB) es:

$$PB = PO_2 + PN_2 + PAr + PCO_2 \qquad (8)$$

Como se dijo anteriormente, la presión parcial de un gas en una mezcla es directamente proporcional al porcentaje del volumen del gas en la mezcla. Los porcentajes de los gases en aire seco son oxígeno, 20.946; nitrógeno, 78.048; argón, 0.934; dióxido de carbono, 0.032. La presión atmosférica en condiciones estandar (0 C y a nivel del mar) es de 760 mm de mercurio (Hg). Entonces la presión parcial del oxígeno en aire seco es:

$$PO_2 = (PB)\ (VO_2) = (760)\ (0.20946)$$
$$= 159.2 \text{ mmHg}$$

Adicionalmente a los gases mencionados anteriormente, en la atmósfera existe también vapor de agua. Generalmente se asume que el

aire está saturado de vapor de agua en las interfases aire-agua. La presión del vapor de agua a diferentes temperaturas está dada en la tabla II.

Entonces para cálculos rigurosos, la presión parcial de un gas en una mezcla de gases, incluyendo el vapor de agua es:

$$Pi = Xi\ (PB - PV) / 760 \qquad (9)$$

donde:

Pi = es la presion parcial del gas (mmHg)
PV = es la presion del vapor de agua (mmHg)
Xi = es la fracción molar del compoente i

Si el aire está en contacto con el agua, el oxígeno entrará en ella hasta que su presión sea igual a la que tiene en el aire. Como referencia, la solubilidad del oxígeno esta dada como su concentración en la saturación en contacto con el aire a 760 mmHg y a temperaturas y a salinidades específicas (ver tabla III). Nótese que la solubilidad del oxígeno en el agua decrece a medida que la temperatura de esta aumenta. La presión atmosférica también

TABLA II

TEMP °C	PRESION DE VAPOR mm Hg	TEMP °C	PRESION DE VAPOR mm Hg
0	4,58	18	15,48
1	4,93	19	16,48
2	5,29	20	17,54
3	5,68	21	18,66
4	6,10	22	19,83
5	6,54	23	21,08
6	7,01	24	22,39
7	7,51	25	23,77
8	8,05	26	25,22
9	8,61	27	26,75
10	9,21	28	28,36
11	9,85	29	30,06
12	10,52	30	31,84
13	11,23	31	33,71
14	11,99	32	35,68
15	12,79	33	37,75
16	13,64	34	39,92
17	14,53	35	42,20

Tabla II.- Presión de vapor de agua a diferentes temperaturas (Ref. 4)

TABLA III

TEMPERATURA	SALINIDAD (ppm)						
(C)	0	5	10	15	20	25	30
0	14.60	14.11	13.64	13.18	12.74	12.31	11.90
1	14.20	13.72	13.27	12.82	12.40	11.98	11.58
2	13.81	13.36	12.91	12.49	12.07	11.67	11.39
3	13.44	13.00	12.58	12.16	11.76	11.38	11.00
4	13.09	12.67	12.25	11.85	11.47	11.09	10.73
5	12.76	12.34	11.94	11.56	11.18	10.82	10.47
6	12.44	12.04	11.65	11.27	10.91	10.56	10.22
7	12.13	11.74	11.36	11.00	10.65	10.31	9.98
8	11.83	11.46	11.09	10.74	10.40	10.07	9.75
9	11.55	11.18	10.83	10.49	10.16	9.84	9.53
10	11.28	10.92	10.58	10.25	9.93	9.62	9.32
11	11.02	10.67	10.34	10.02	9.71	9.41	9.12
12	10.77	10.43	10.11	9.80	9.50	9.21	8.92
13	10.52	10.20	9.89	9.59	9.29	9.01	8.73
14	10.29	9.98	9.68	9.38	9.10	8.82	8.55
15	10.07	9.77	9.47	9.19	8.91	8.64	8.38
16	9.86	9.56	9.28	9.00	8.73	8.47	8.21
17	9.65	9.36	9.09	8.82	8.55	8.30	8.05
18	9.45	9.17	8.90	8.64	8.38	8.14	7.90
19	9.26	8.99	8.73	8.47	8.22	7.98	7.75
20	9.08	8.81	8.56	8.31	8.06	7.83	7.60
21	8.90	8.64	8.39	8.15	7.91	7.68	7.46
22	8.73	8.48	8.23	8.00	7.77	7.54	7.33
23	8.56	8.32	8.08	7.85	7.63	7.41	7.20
24	8.40	8.16	7.93	7.71	7.49	7.28	7.07
25	8.24	8.01	7.79	7.57	7.36	7.15	6.95
26	8.09	7.87	7.65	7.44	7.23	7.03	6.83
27	7.95	7.73	7.51	7.31	7.10	6.91	6.72
28	7.81	7.59	7.38	7.18	6.98	6.79	6.61
29	7.67	7.46	7.26	7.06	6.87	6.68	6.50
30	7.54	7.33	7.14	6.94	6.75	6.57	6.39
31	7.41	7.21	7.02	6.83	6.64	6.47	6.29
32	7.29	7.09	6.90	6.72	6.54	6.36	6.19
33	7.17	6.98	6.79	6.61	6.43	6.26	6.10
34	7.05	6.86	6.68	6.51	6.33	6.17	6.01
35	6.93	6.75	6.58	6.40	6.24	6.07	5.91
36	6.82	6.65	6.47	6.31	6.14	5.98	5.83
37	6.72	6.54	6.37	6.21	6.05	5.89	5.74
38	6.61	6.44	6.28	6.12	5.96	5.81	5.66
39	6.51	6.34	6.18	6.02	5.87	5.72	5.58
40	6.41	6.25	6.09	5.94	5.79	5.64	5.50

Tabla III.-SOLUBILIDAD DEL OXIGENO EN MILIGRAMOS POR LITRO EN FUNCION DE LA TEMPERATURA Y SALINIDAD (Ref. 4)

influencia en la solubilidad del oxígeno. Los valores de la concentración en la saturación (Cs) en la tabla III pueden ser correguidos para presiones diferentes a 760 mmHg mediante la siguiente ecuación:

$$C's = Cs\ (PB - PV)/(760 - PV) \qquad (10)$$

donde:

C's = es la concentración de OD en la saturación bajo las condiciones existentes (mg/l)

Cs = es la concentración de OD en la saturación a 760 mmHg tomado de la tabla III (mg/l)

Para propositos prácticos, no es necesario tomar en cuenta el efecto de la presión de vapor, por lo que ecuación anterior queda así reducida:

$$C's = Cs\ (PB)/(760) \qquad (11)$$

El factor que más afecta a la presión barométrica, es la elevación sobre el nivel del mar. Si esta no puede ser medida en cierta localidad, se la puede calcular con referencia a la presión estandar a nivel del mar mediante

la ecuación:

$$\log 10\ PB = 2.880814 - (h)/(19748.2) \qquad (12)$$

donde h = es la elevación de la localidad sobre el nivel del mar

La presión en un punto a cierta profundidad de la superficie del agua es mayor que la presión barométrica actuante sobre la superficie debido al peso de la columna de agua sobre ese punto. La presión total entonces es:

$$PT = PB + PH \qquad (13)$$

donde:

PT = es la presión total a una profundidad dada (mmHg)

PH = es la presión hidrostática (mmHg)

La presión hidrostática es una función de la profundidad del agua y esta dada por la siguiente expresión:

$$PH = (y)(Z) \qquad (14)$$

donde:

y = es el peso especifico del agua (mmHg)

Z = es la profundidad en metros (m)

El valor de (y) aumentará a medida que la salinidad aumente y disminuirá al incrementarse la temperatura. La concentración de OD en la saturación es mayor a una profundidad Z que en la superficie del agua. Esta puede ser calculada de la siguiente manera:

$$C'_s = C_s (PT - PV)/(760 - PV) \qquad (15)$$

$$C'_s \sim C_s (PT)/(760) \qquad (16)$$

Si el agua contiene una cantidad de OD en donde teóricamente no absorbe ni cede mas oxígeno a la atmósfera, a una temperatura, presión, salinidad, y profundidad, se dice que está saturada. Claro que, esta puede estar sub y sobresaturada de oxígeno. El porcentaje de su saturación puede ser calculado de la siguiente forma:

$$\% \text{ de Saturación} = (Cm)/(C'_s) \times 100 \qquad (17)$$

donde:

Cm = es la concentración de OD medida (mg/l)

1.3.2 TASA DE LA TRANSFERENCIA DEL GAS.

En Aireación la tasa de la transferencia del

gas es un parámetro de mucha importancia. La disolución de un gas en un líquido consta de cuatro pasos diferentes, siendo cada uno de ellos una limitante para la transferencia del gas. La explicación gráfica de lo expuesto es mostrada en las figuras 4 y 5.

La resistencia al movimiento entre las dos fases está explicada en la teoría de la transferencia de masa a través de dos films postulada por Lewis y Whitman en 1924. De acuerdo con esta teoría la interfase está compuesta por dos films, uno del lado del gas y el otro del lado del líquido, que sirven de barrera entre fases de masa. El sistema propuesto en la figura 4, muestra a una molécula de gas en el interior de la fase gaseosa siendo transferida a la fase líquida. Esta se debe mover a través del film de la interfase gas-líquido, para finalmente penetrar en la fase líquida y difundirse en toda su masa. En aquellos sistemas donde el líquido se encuentra sobresaturado con respecto a la fase gaseosa, el movimiento de las moléculas del gas es en sentido contrario (figura 5).

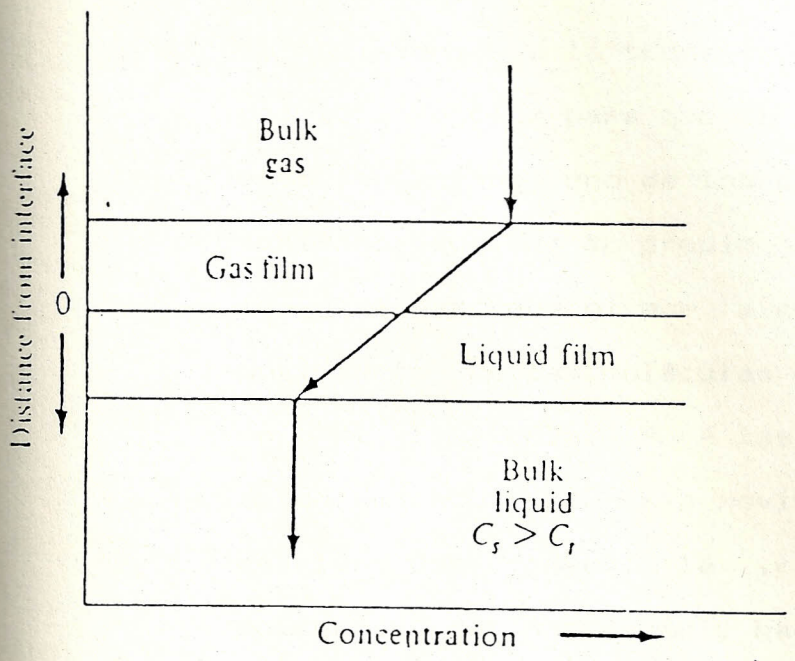


Figura 4.- Muestra la absorción del gas. (Ref.23)

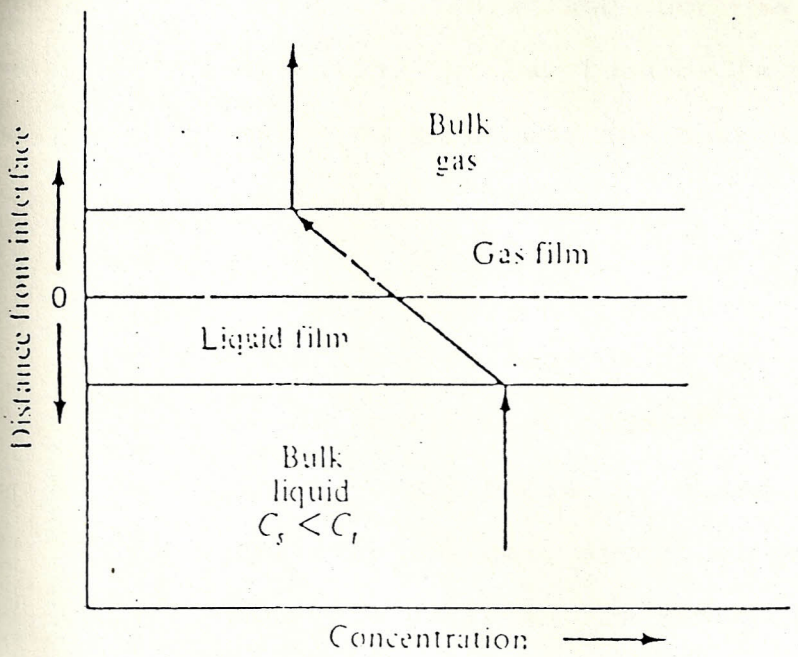


Figura 5.- Muestra la liberación del gas. (Ref.23)

La resistencia a la transferencia de masa debe de ser vencida para que el proceso ocurra, esto es, cada uno de los pasos enunciados, teniendo cada uno su propio grado de resistencia. El paso que ofrece la mayor oposición al movimiento de las moléculas del gas tiende a ser el limitante. Para las condiciones de estancamiento (p.e. sin movimiento en ninguna de las dos fases), la traslación de las moléculas del gas desde y hacia la interfase depende totalmente de la difusión, siendo este un proceso bastante lento. Sin embargo, si hay un pequeño movimiento interno en las fases, las moléculas del gas son transferidas hacia y desde la interfase por la turbulencia y difusión, y la tasa de la transferencia de masa es gobernada por cualquiera de las dos películas.

Generalmente, los gases que son muy solubles en el agua, tales como el Amoniaco, encuentran mayor resistencia para pasar a través de la película del gas, siendo el proceso controlado por esta película. De manera inversa, aquellos gases que son poco solubles en el agua, tales como el O2 y el N2, encuentran mayor resisten-

cia para pasar a través de la película del líquido, por lo que el proceso es controlado por dicha película. Y aquellos gases de solubilidad intermedia, tales como el sulfuro de hidrógeno (H_2S), encuentran igual resistencia a su paso por ambas películas, entonces el sistema estará controlado por la mezcla de ambas películas.

En general se puede decir que, la tasa de la transferencia es directamente proporcional a la diferencia de las concentraciones de oxígeno entre la existente y la de saturación en la solución. Esta relación puede ser expresada de la siguiente forma:

$$dC/dt = (D)(A)(Cs - Cm)/(E)(V) \qquad (18)$$

donde:

dC/dt = es la tasa del cambio en la concentración

D = es el coeficiente de difusión

A = es el área a través de la que se difunde el gas

$Cs - Cm$ = es la diferencia de concentraciones

E = es el espesor del film líquido

V = es el volumen del agua al cual el gas se está difundiendo

Nótese que los gases estarán siendo removidos de la solución en aquellos casos en donde Cm > Cs (-dC/dt). La transferencia del gas puede ser acelerada reduciendo el espesor de la película de la interfase (E), e incrementando el área de transferencia (A). Debido a la dificultad en poder determinar A y E, generalmente los cocientes A/V y D/E se combinan para establecer el coeficiente general de transferencia Kla, de tal modo que la ecuación queda así:

$$dC/dt = Kla(Cs - Cm) \qquad (19)$$

donde Kla = es el coeficiente general de transferencia

1.4 METODOS DE AIREACION.

La Aireación puede realizarse de dos formas, natural y artificialmente.

1.4.1 AIREACION NATURAL.

La Aireación Natural se realiza a través del contacto íntimo del aire con el agua, normalmente se efectua en canales, ríos, quebradas, estanques, lagos, y embalses. Es la turbulencia en cualquiera de las dos fases es la que propicia la transferencia del gas y en ausencia de ella, la difusión de estas moléculas, sería muy lenta.

1.4.2 AIREACION ARTIFICIAL.

Tres métodos básicos son usados para incrementar la concentración de OD en el agua en los sistemas de aireación por el contacto del agua con el aire y son:

- salpicar el agua en el aire (asperción)
- liberar burbujas de aire en el agua (inyección)
- la combinación de ambos

Los sistemas de aireación por el contacto del agua con el aire transfieren todos los gases presentes en éste al agua. Estos sistemas pueden incrementar la concentración del OD

solamente hasta la saturación, y la eficiencia de la transferencia disminuye a medida que la concentración del OD en el agua aumenta. En el caso de que el líquido se encuentre sobresaturado, este transferirá al oxígeno del agua al aire convirtiéndose así en desgasificadores. En estos sistemas de aireación la transferencia del gas se realiza en la superficie del agua y son divididos en seis categorías:

- Aireadores gravitacionales, utilizan la energía libre cuando el agua pierde altitud para incrementar la superficie aire-agua, la cual aumenta la transferencia del oxígeno, figura 6.

- Aireadores de paletas, usan palas para salpicar agua en el aire, figura 7.

- Aireadores de jaula de Ardilla, son muy semejantes a los anteriores y se basan en el mismo principio pero, en lugar de utilizar paletas usan un ventilador centrífugo para salpicar el agua, figura 8.

- Aireadores de bomba vertical, en donde esta lanza un chorro de agua en el aire a baja velocidad, figura 9.

- Aireadores de pulverización, emplean una bomba centrífuga para atomizar el agua a gran velocidad a través de los agujeros de un colector, figura 10.

- Aireadores de bomba propulsora-aspiradora, el aire fluye a través del eje hueco por el principio de Venturi y es liberado en el agua en forma de finas burbujas, figura 11.

También están los aireadores subsuperficiales donde la transferencia se efectúa a medida que las burbujas de aire liberadas bajo la superficie del agua ascienden, figura 12. Se basan en el principio que estas burbujas ascendentes adquieren velocidades terminales menores de las que alcanzarían las gotas de agua si cayesen libremente en el aire a través de la misma distancia.

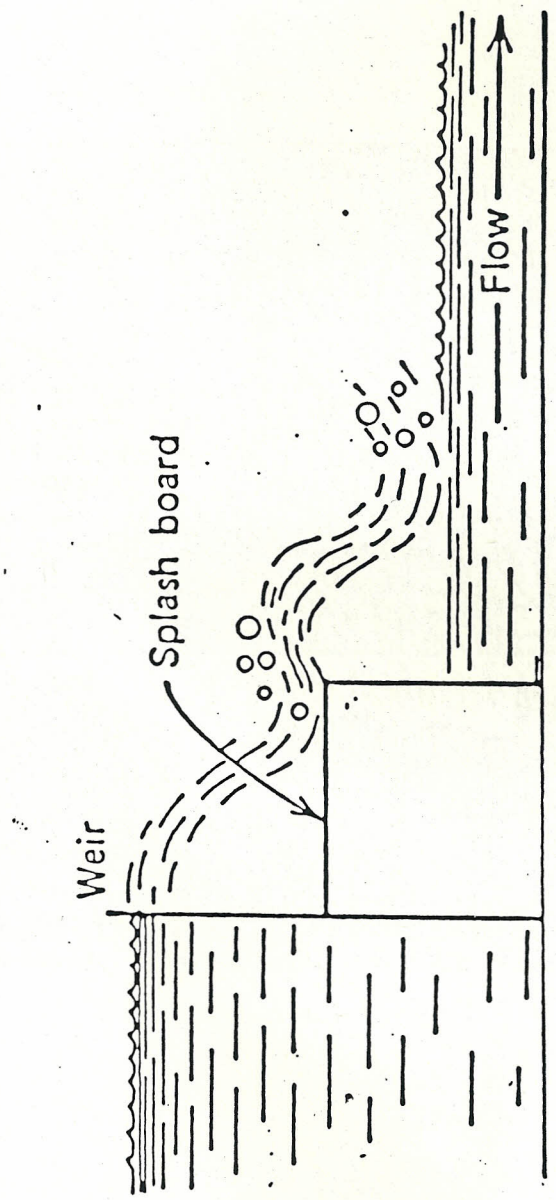


Figura 6.- Aireador Gravitacional. (Ref.25)

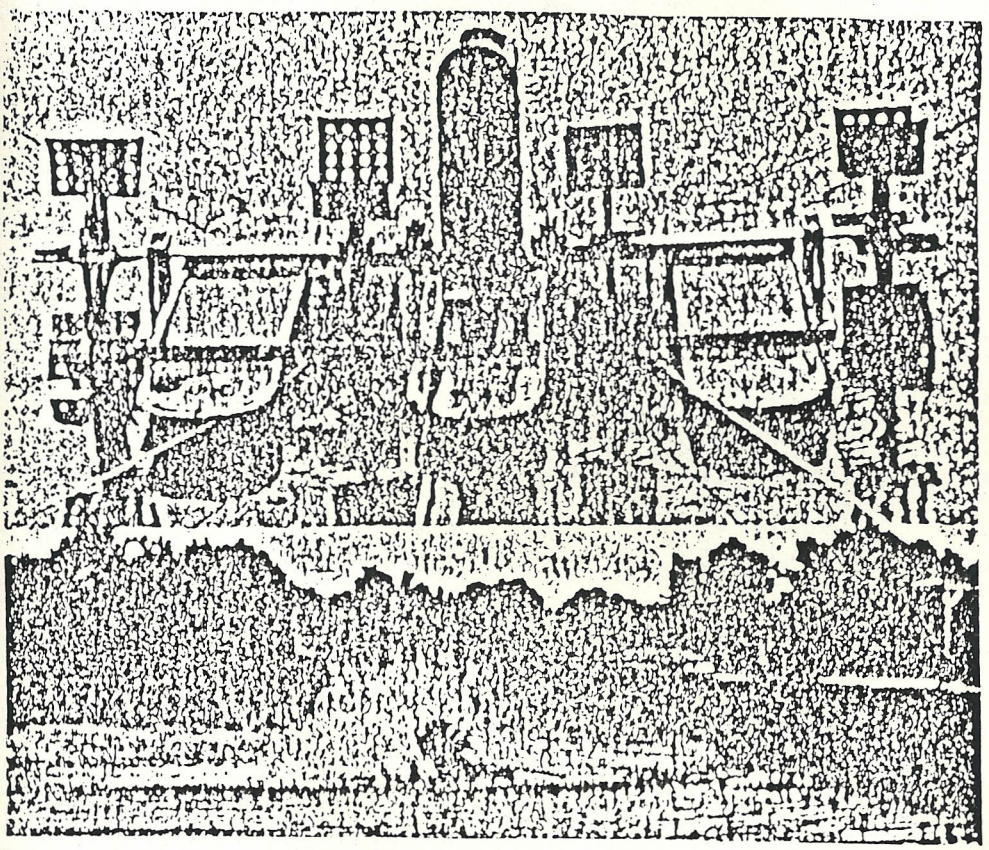


Figura 7.- Aireador de Paletas. (Ref.4)

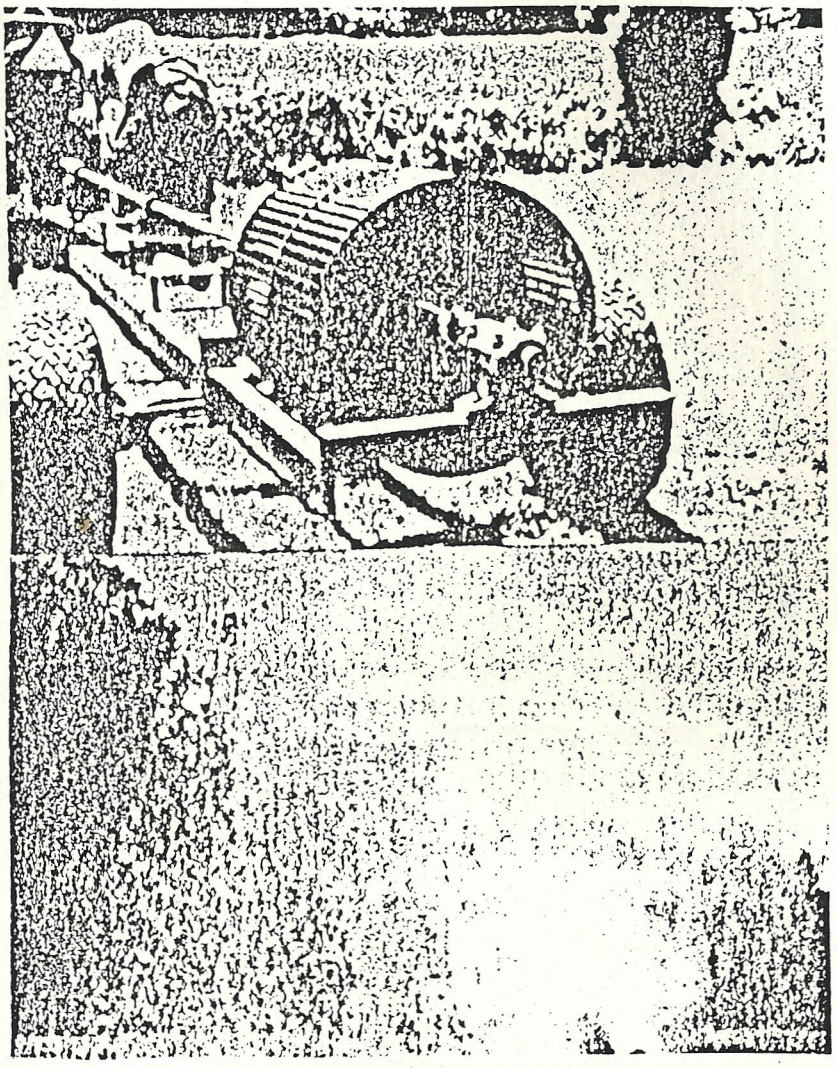


Figura 8.- Aireador de Jaula de Ardilla. (Ref.4)

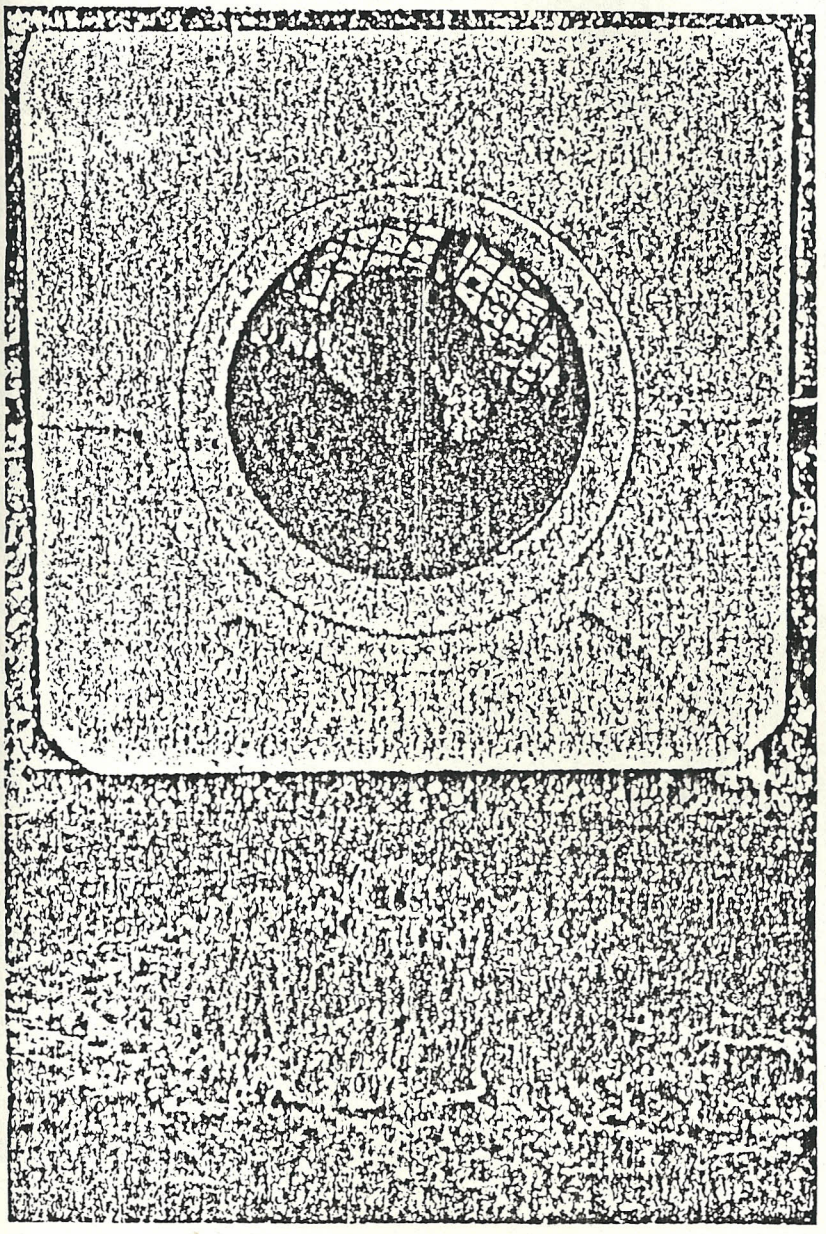


Figura 9.- Aireador de Bomba Vertical. (Ref.4)

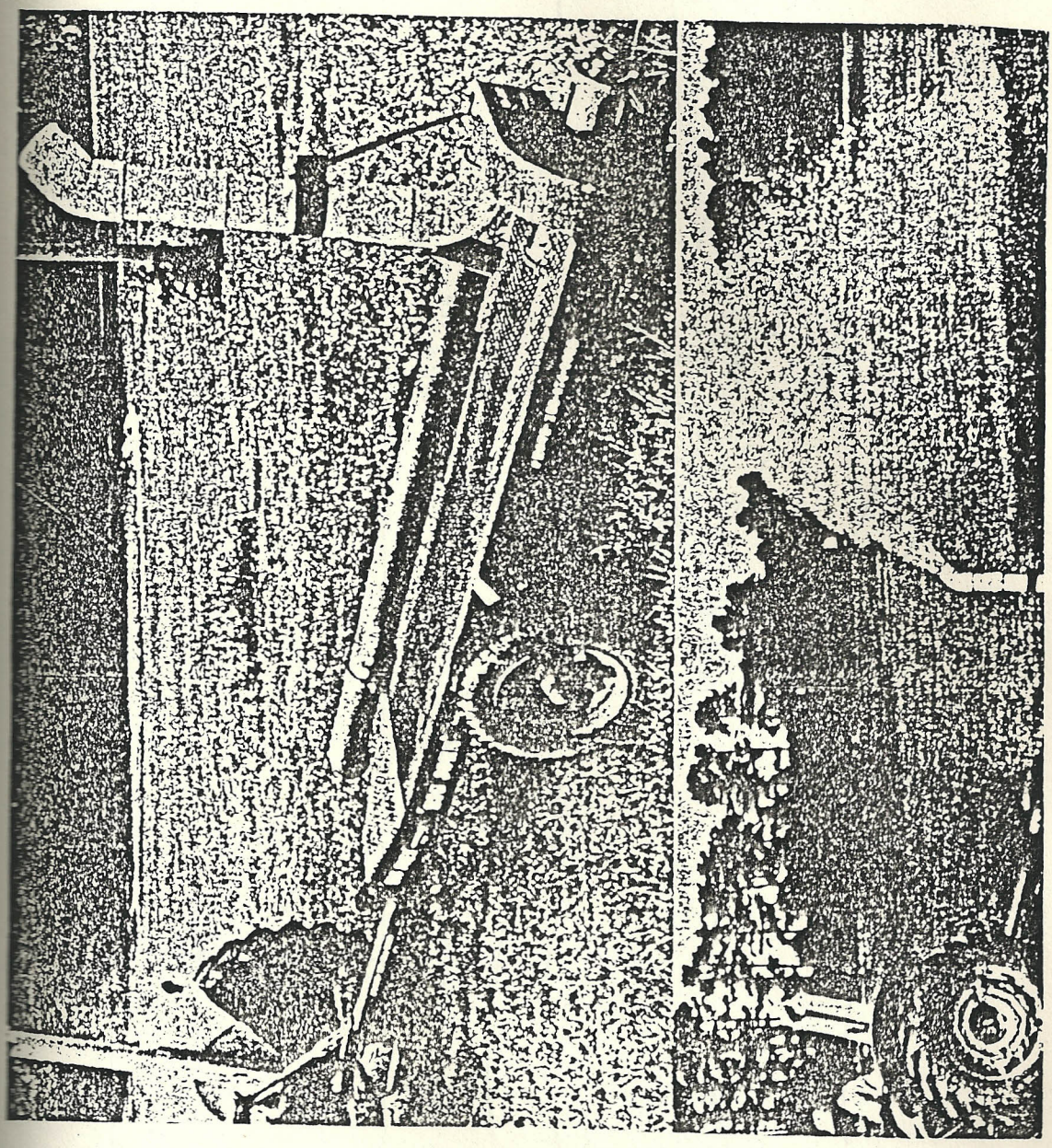


Figura 10.- Aireador de Pulverización. (Ref.4)

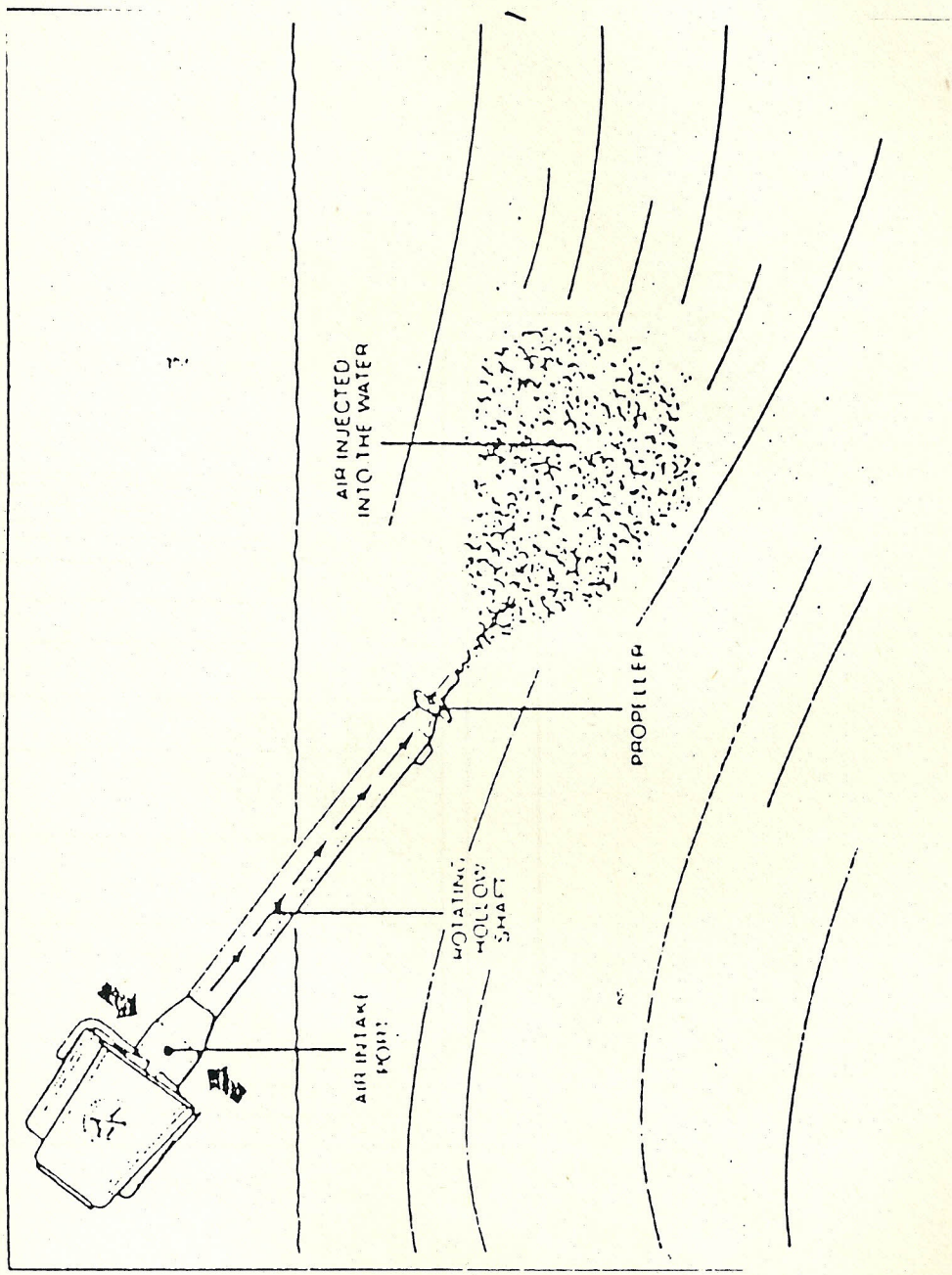


Figura 11.- Aireador de Bomba propulsora-aspiradora.
(Ref.14)

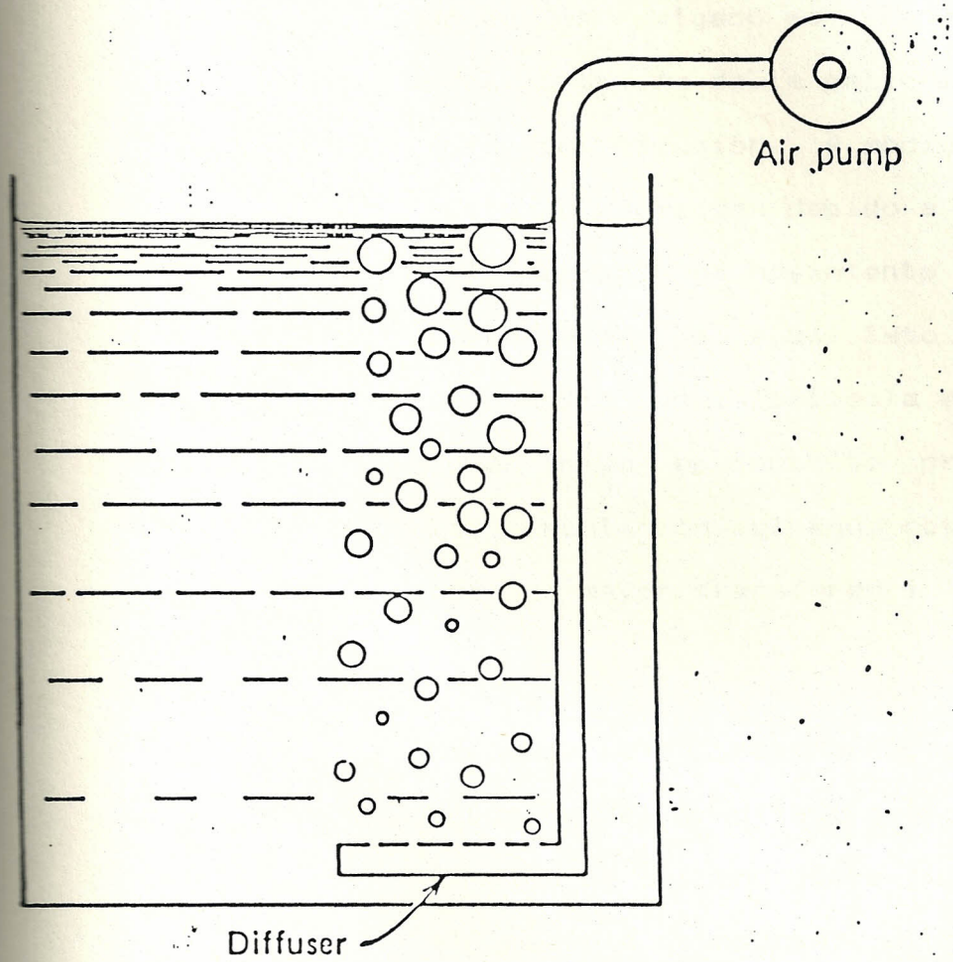


Figura 12.- Aireador Subsuperficial. (Ref.25)

1.4.2.1. AIREADORES SUBSUPERFICIALES.

Este tipo de aireadores se basan en la teoría de la inyección del aire bajo el agua en forma de burbujas, donde el oxígeno es transferido a esta a través de la película de líquido por difusión. A medida que las burbujas ascienden debido a su boyantez, existe un movimiento relativo entre estas y el agua. Esto causa una renovación de la película entre las superficies en contacto produciendo la circulación del agua obteniéndose así una mayor transferencia del gas.

La tasa de la transferencia del gas depende del gradiente de la concentración de oxígeno entre la burbuja y el medio circundante, el porcentaje de saturación del agua que rodea a la burbuja, el tiempo que tarda esta en ascender, su tamaño, la cantidad de aire inyectado, y las características del agua circundante.

El gradiente de concentración de oxígeno entre en agua y las burbujas depende de la concentración del mismo en esta, el porcentaje de saturación del agua, y la rapidez con que se renueva la película de líquido. La concentración del oxígeno en la burbuja depende del tipo de gas a ser utilizado. Si se usa aire, solamente el 21 % de su volumen es oxígeno.
A medida de que el oxígeno se difunde en el agua durante la ascención de la burbuja, la concentración del gas y el gradiente entre el agua y ella, disminuyen.

La tasa de renovación de la película de líquido influencia la rapidez de la transferencia del oxígeno. Esta tasa depende de la velocidad de ascención de la burbuja y de su diámetro. Experiencias realizadas en esta área, dan como resultado una velocidad óptima de ascención de 20 cm/s (Ippen y Carver, 1954).

Se notó también que pequeños diámetros de burbuja tienen menores velocidades de ascención, reduciéndose la renovación de la película pero, encontrándose compensado con una mayor superficie de transferencia por unidad de volumen de gas.

El diámetro de las burbujas influencian fuertemente en las características de la aireación en estos sistemas, ya que, siempre es preferible obtener el menor tamaño de burbuja posible. Estas producen mayor transferencia debido al aumento neto de su superficie por unidad de volumen de gas. Además tienen velocidades de ascención menores que aquellas de diámetros más grandes ver figura 13, lo que aumenta su tiempo de permanencia en el agua a un volumen de aire y profundidad dadas, incrementándose la transferencia del gas. También promueven la turbulencia lo que influye en la desestratificación del agua. Sin embargo alguna pérdida es observada por la reducción de la velocidad

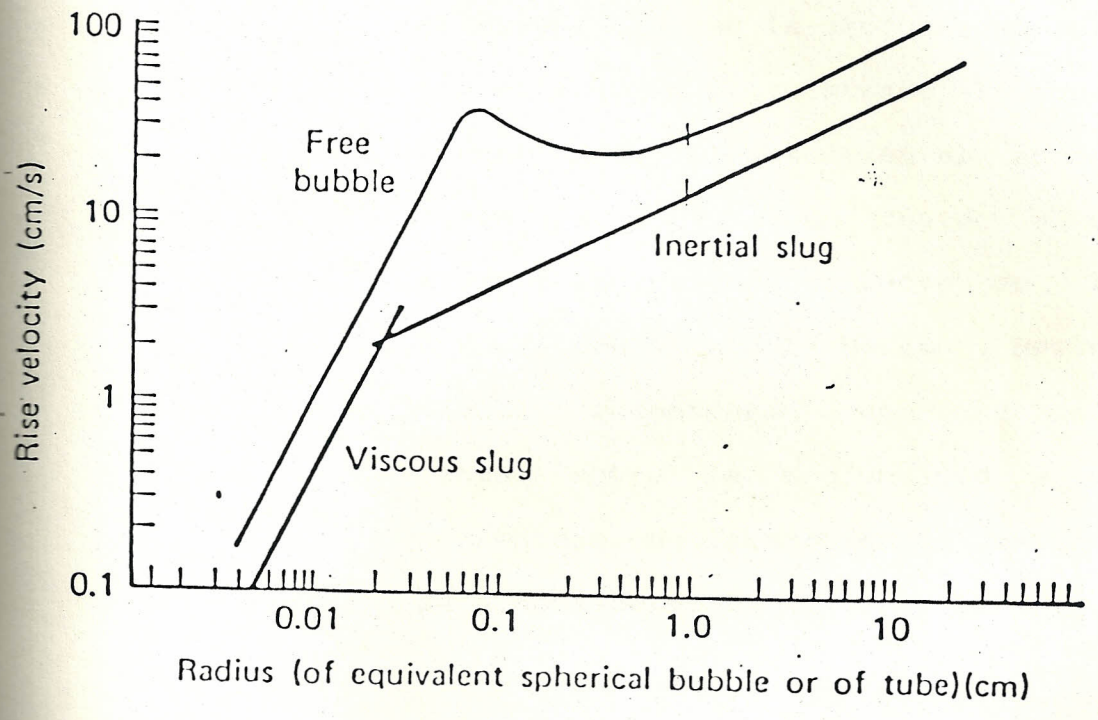


Figura 13.- Velocidad de ascención de la burbuja de aire en una columna de agua. (Ref.25)

de ascenciôn, pero otros factores ayudan a sobreponerlas. Zieminski y Whittemore (1970) encontraron que los diÂmetros ôptimos de las burbujas oscilan entre los 3 y 4 mm.

Otro factor que influye en esta transferencia es la profundidad a la que el aire en suministrado al agua, aumentÂndose al absorciôn al aumentarse la profundidad debido a un mayor tiempo de contacto de la burbuja con el agua. Morgan y Bewtra (1963) encontraron una relaciôn lineal entre la profundidad y el porcentaje de absorciôn de oxÍgeno para rociadores:

$$Sd = -0.9 + 0.58\ Ap \qquad (20)$$

donde:

Sd = profundidad de suministro del aire (m)

Ap = porcentaje de absorciôn de oxÍgeno

Entonces se encontrô que el efecto de

incrementar la profundidad de suministro aumenta la absorción hasta cierto límite, el cual varía con el tipo de difusor y otras variables.

Bewtra (1970), estudió el efecto de la temperatura en la absorción del oxígeno en aguas negras sin oxígeno. La ecuación 21 describe el efecto de esta en el coeficiente general de transferencia de oxígeno Kla:

$$(Kla)T = (Kla)20\ C\ exp\ (T-20) \qquad (21)$$

donde

(Kla)T = es el coeficiente general de transferencia a una temperatura T

(Kla)20 = es el coeficiente general de transferencia a 20 °C

T = es la temperatura del agua

C = es una constante = 1.0192 para aireadores subsuperficiales

La cantidad de aire suministrado también influye en la transferencia de oxígeno. Morgan y Bewtra (1963) trabajando con cierto tipo de difusores, mostraron que el porcentaje de absorción de oxígeno disminuía con el incremento del aire suministrado por unidad de longuitud del tanque, o sea, que la tasa de variación en el porcentaje de absorción de oxígeno disminuía al aumentar el caudal de aire suministrado. Resultados similares fueron obtenidos por Bewtra y Polowski (1970) usando otro tipo de difusores. Entonces se puede decir que, el tipo de difusores influencia a la transferencia hasta cierto punto. Sin embargo, los otros factores causan un incremento en la cantidad absoluta del oxígeno, ya que, al aumentar la cantidad de aire suministrado, aumenta el área de transferencia del gas, la que hace incrementar el coeficiente general de transferencia Kla.

Los difusores pueden ser construídos

de diferentes materiales porosos, siendo el mÅs simple, un tubo de PVC al que se le han realizado pequeÑas perforaciones. Comercialmente se los puede encontrar fabricados de cerÅmica, fibras de poliester, plÅsticos, caucho, y hasta de madera.

CAPITULO II

VENTILADORES

2.1. GENERALIDADES

Un Ventilador además de ser una unidad propulsora de aire en forma continua por acción aerodinámica, es principalmente una máquina de fluído. Las Máquinas de fluído son aquellas que absorben energía de un fluído y restituyen generalmente energía mecánica en el eje, como en una turbina de vapor, que acciona un generador; o bien absorben energía mecánica en el eje y restituyen energía a un fluído, como en el caso de los ventiladores y bombas.

Según el principio de funcionamiento las máquinas de fluído se clasifican en **turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo.**

De acuerdo con Claudio Mataix las turbomáquinas (TM) son aquellas máquinas de fluído cuyo funcionamiento se basa en la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas. Mientras que el segundo

grupo de máquinas de fluído incluye a las alternativas y rotativas, cuya esencia de funcionamiento es el principio de desplazamiento positivo.

Para clasificar las turbomáquinas se pueden seguir criterios diversos. El primero es la **compresibilidad del fuido** dentro de la máquina. Según este criterio las turbomáquinas se clasifican en **turbomáquinas hidráulicas y turbomáquinas térmicas.**

Turbomáquinas hidráulicas (TMH) son aquellas máquinas de fluído cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de Euler y en donde para su estudio no se toma en cuenta la compresibilidad del fluído dentro de ella.

Turbomáquinas térmicas (TMT) son aquellas máquinas de fluído cuyo principio de funcionamiento es la ecuación de Euler, y cuyo estudio y diseño se hace teniendo en cuenta la variación del volúmen específico del fluído a través de la máquina.

Las turbomáquinas pueden también clasificarse, según el sentido que sigue la cesión de la energía, en **turbomáquinas motoras y generadoras.**

En las turbomáquinas motoras (TMM) el fluído cede energía a la máquina. Ejemplo: en una turbina a vapor, el vapor cede energía (entalpía) a la máquina, que la transforma en energía útil para el accionamiento de un alternador. En las turbomáquinas generadoras (TMG), la máquina comunica energía al fluído. Ejemplo: en un ventilador centrífugo se comunica energía (presión) al aire: el aire tiene más presión a la salida que a la entrada.

Según la dirección del flujo en el rodete las turbomáquinas se clasifican en radiales, axiales y diagonales. En la figura 14 se muestra de forma resumida la clasificación expuesta.

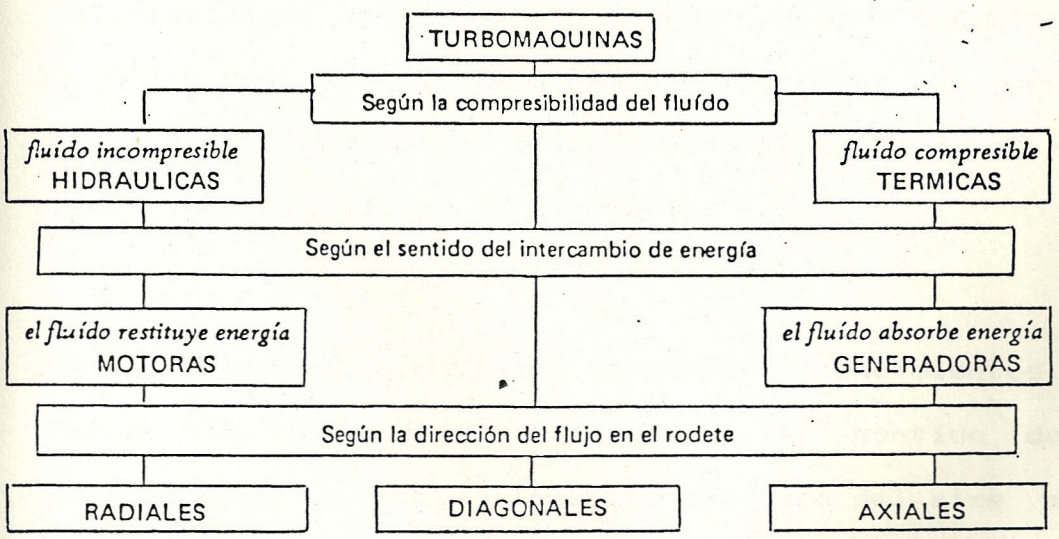
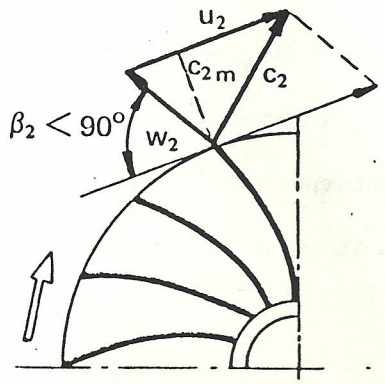


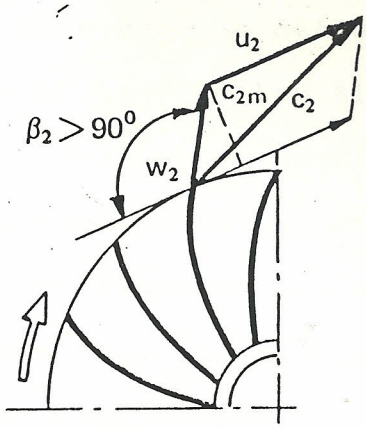
Figura 14.- Clasificación de las Turbomáquinas (Ref.11)

Las turbomáquinas térmicas generadoras sirven para comprimir gas y se denominan en general turbocompresores. Se pueden dividir en dos grupos: sopladores y turbocompresores (TC) igualmente dicho. Los primeros son máquinas para comprimir gases en que la relación de compresión es mayor que 1,1 y menor que 2,5 a 3,0 y que no tienen refrigeración incorporada y son generalmente de un escalonamiento. Los segundos son máquinas para comprimir gases en que la relación de compresión es mayor, y como consecuencia tienen incorporada refrigeración, a no ser que su destino aconseje lo contrario, como sucede en los TC de las turbinas a gas. Naturalmente que el límite en la relación de compresión para esta clasificación es convencional y no universalmente empleado. Dentro de la clasificación de los sopladores radiales (centrífugos) encontramos que sus álabes pueden ser curvados hacia atrás, radiales rectos, y curvados hacia adelante como lo muestra la figura 15.

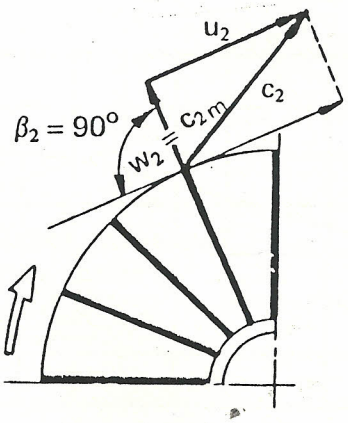
En los primeros se obtienen los mejores rendimientos. Estos tienen el lado convexo en el sentido de rotación. Esta forma favorece el flujo del aire a través de los álabes, reduciendo el choque y las pérdidas por remolinos. Estos ventiladores actúan a mayores velocidades tangenciales que los otros tipos.



(a)



(b)



(c)

Figura 15.- Rodete de Ventilador con álabes: a) curvados hacia atrás; b) curvados hacia adelante; c) de salida radial, con el triángulo de velocidad de salida en cada caso. (Ref.12)

Los álabes son más largos radialmente que los del tipo curvado hacia adelante y por lo general más pesados, mientras que los impulsores están fuertemente reforzados con anillos y se precisa de árboles de secciones mayores.

El volumen de aire para un diámetro dado de rueda es menor que en el caso de los álabes curvados hacia adelante, no obstante, el rendimiento es algo mayor. La figura 16 muestra la característica presión-volumen de los ventiladores con álabes curvados hacia atrás. En este caso la potencia máxima está en la zona normal de trabajo.

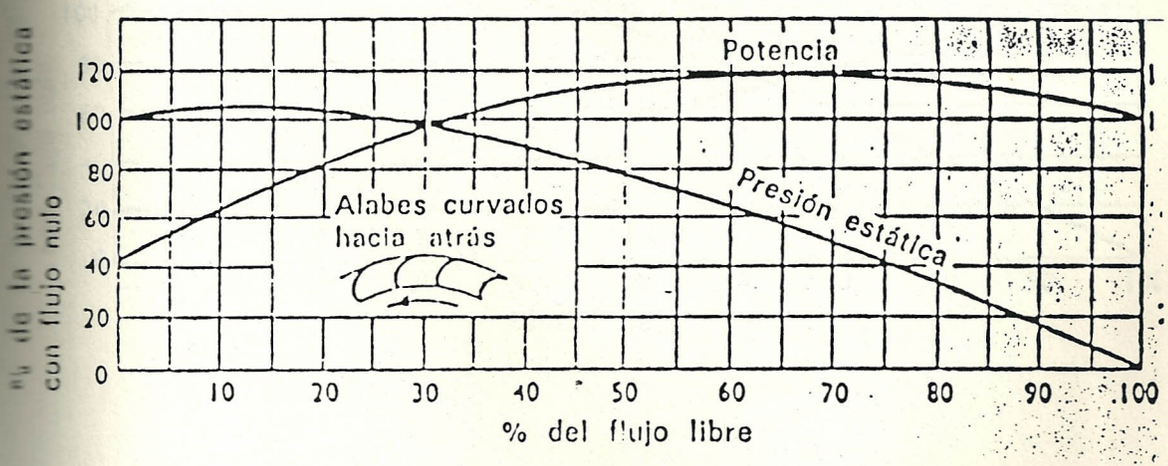


Figura 16.- Características Típicas de un Ventilador con Alabes curvados hacia atrás (Ref.15)

Los ventiladores de paletas radiales son del tipo más simple y más antiguo. Su rendimiento no es muy elevado y son destinados a presiones moderadas. Una de sus características es que los materiales que se encuentran en el flujo de aire no se adhieren a las palas. Son de auto-limpieza, lo cual es una ventaja en el caso de que el aire estuviese cargado de polvo. La variación del volumen en función de la presión viene represntada en la figura 17. Se observará que la potencia máxima se alcanzará en el punto donde el volumen es máximo; es preciso tener en cuenta este factor en la elección del ventilador.

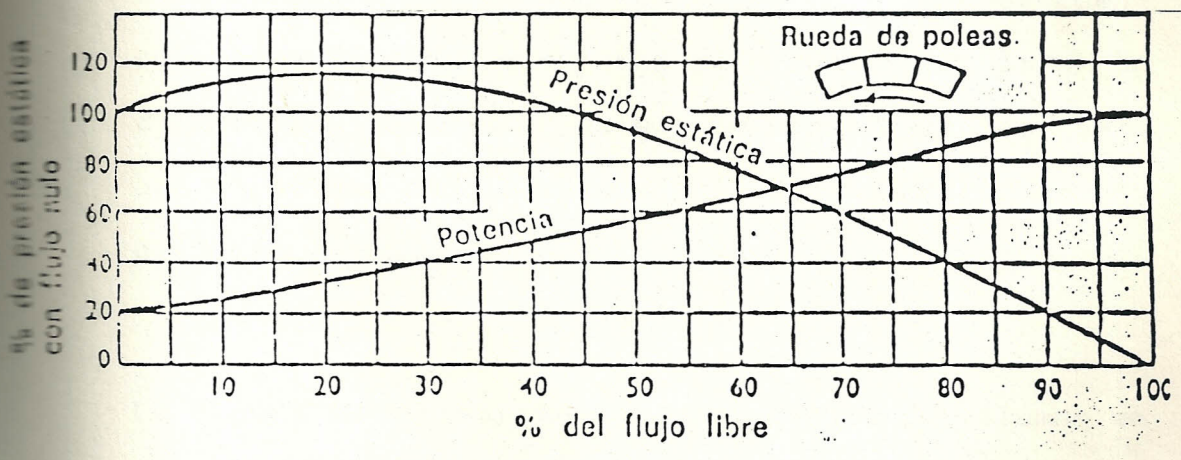


Figura 17.- Características típicas de un Ventilador de Paletas Radiales (Ref.15)

En los terceros se obtienen también elvados rendimientos. Una forma muy corriente de la curvatura de los álabes, es tener el lado cóncavo en el sentido de la rotación. Los álabes de este tipo tienen poca altura radial y son generalmente numerosos. Los ventiladores así construidos son conocidos como "multipalas" o de "jaula de ardilla". Los álabes van montados entre anillos laterales colocados en los brazos de una estrella o plato sólido montado sobre un árbol.

El álabe curvado hacia adelante tiene el efecto de cuchara en el aire por lo que, la velocidad del aire a la salida es mayor que en los otros. En consecuencia este diseño mueve más aire que otros para un diámetro y velocidad dados. En otras palabras para una capacidad dada, este ventilador es más pequeño y gira más lentamente.

La figura 18 representa las variaciones de volumen en función de la presión para ventiladores curvados hacia adelante. El incremento de la potencia a volumen máximo es bastante más acusado en este tipo que con la rueda a paletas. Este factor afecta considerablemente la potencia del motor requerida para impulsar el ventilador.

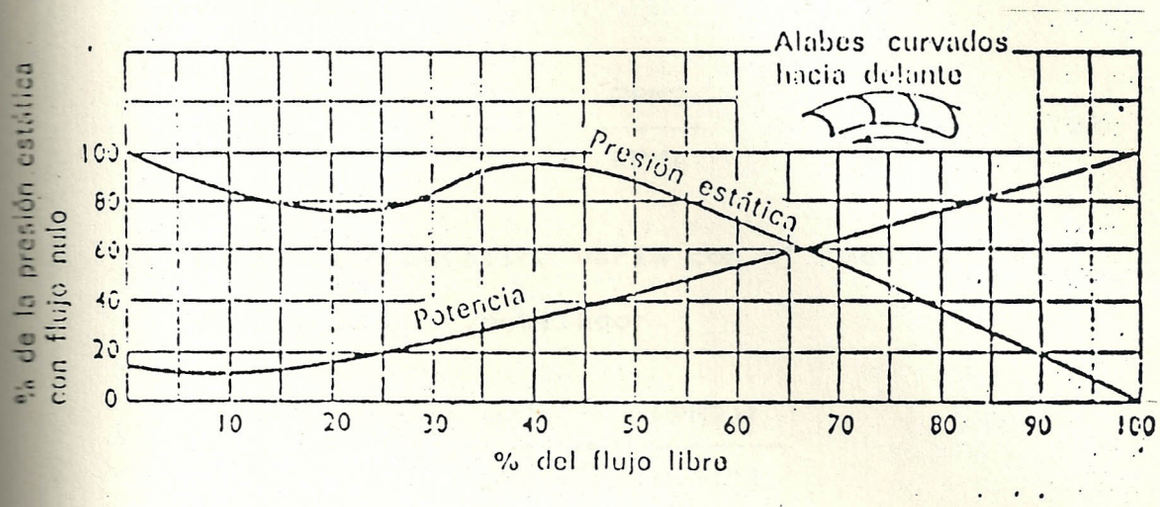


Figura 18.- Características Típicas de un Ventilador de Alabes inclinados hacia adelante (Ref.15)

Existen un cierto tipo de leyes que gobiernan a los ventiladores y éstas están basadas en la consideración fundamental de que las eficiencias de dichos ventiladores permanecen constantes por lo que cuando una o más condiciones son cambiadas el resto variará de una manera acorde. El uso de estas leyes está restrigido a los ventiladores de un mismo diseño y forma geométrica. Existen un sinnúmero de éstas leyes que son presentadas en los textos, pero las más utilizadas son las siguientes:

1) El caudal varía directamente con la velocidad del ventilador.

$$\frac{Q2}{Q1} = \frac{RPM2}{RPM1} \qquad (22)$$

2) La presión estática varía con el cuadrado de la velocidad del ventilador.

$$\frac{SP2}{SP1} = \frac{(RPM2)^2}{(RPM1)^2} \qquad (23)$$

3) La potencia al freno varía con el cubo de la velocidad del ventilador.

$$\frac{HP2}{HP1} = \frac{(RPM2)^3}{(RPM1)^3} \qquad (24)$$

En donde Q1, SP1, y HP1 representan el caudal, presión estática, y potencia respectivamente de las condiciones conocidas, y Q2, SP2, y HP2 representan las condiciones deseadas.

2.2 TEORIA DE VENTILADORES

El intercambio de energía mecánica y de fluído en una TM se verifica únicamente en el rodete. Los restantes órganos de la máquina por donde circula el fluído son meramente conductos o son transformadores de una

forma de energía que ya posee el fluído en otra.

La ecuación que expresa la energía por unidad de masa intercambiada en el rodete es la ecuación de Euler, en la que se basa el funcionamiento tanto de las TMH y las TMT. Esta ecuación constituye una base analítica para el diseño del órgano principal de una TM: el rodete, por lo que recibe el título de ecuación fundamental de las TM.

En un ventilador centrífugo con los álabes curvados hacia atrás el fluído deja el rotor con una velocidad absoluta C2 y radio R2 y entra con una velocidad C1 a un radio R1. En la figura 19 se muestran las dimensiones principales del rodete de un ventilador centrífugo con los álabes curvados hacia atrás: a) corte meridional; b) corte transversal.

Entonces la energía transferida por unidad de masa es:

$$Hu^{\infty} = \frac{(C2u*R2 - C1u*R1)w}{g} \qquad (25)$$

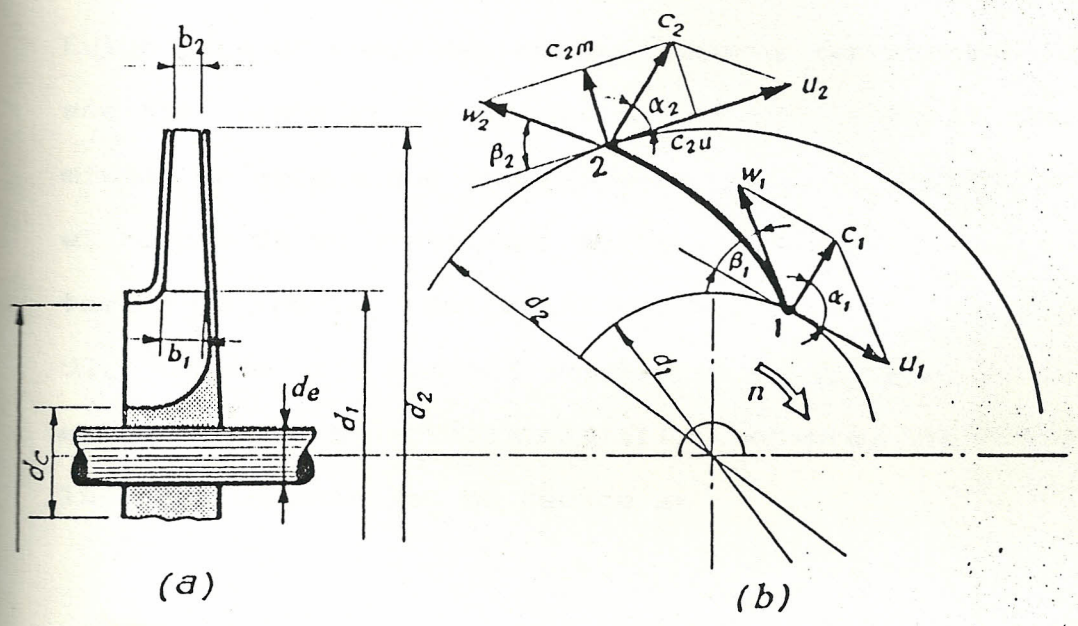


Figura 19.- Dimensiones Principales de un rodete de un Ventilador radial: a) corte meridional; b) corte transversal (Ref.11)

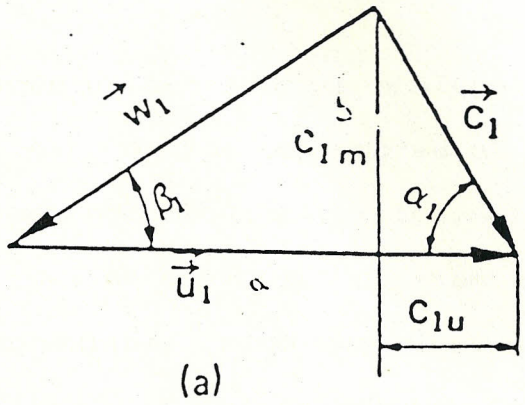
puesto que: w*R = U; entonces la velocidad periférica del rotor es:

$$Hu^{\infty} = \frac{C2u*U2 - C1u*U1}{g} \qquad (26)$$

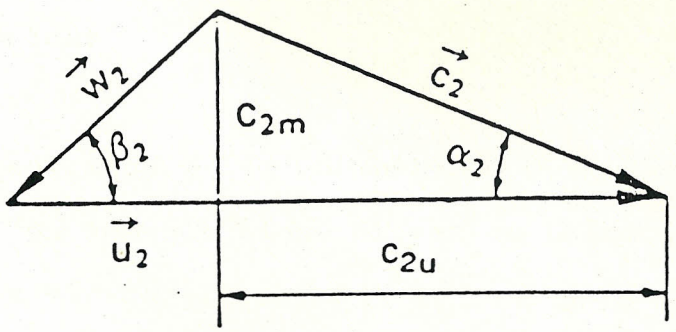
Las ecuaciones enunciadas se llaman ecuaciones de Euler para un compresor o ventilador y representan la energía transferida al fluído por el rotor. Así mismo se deduce que energía comunicada al fluído en el rodete de un ventilador es máxima, para un cierto tamaño de rodete, determinado sus las revoluciones y U2, cuando el momento angular o vorticidad a la entrada es cero (entrada radial), entonces C1u = 0 y la ecuación anterior se reduce a:

$$Hu^{\infty} = \frac{C2u*U2}{g} \qquad (27)$$

En la figura 20 se muestran los triángulos de velocidades a la entrada, con subíndice 1, y a la salida del rodete, con subíndice 2, puesto que constituyen un instrumento eficacísimo para el estudio de las TM.



(a)



(b)

Figura 20.- Triángulos de Velocidad a la entrada y salida de los Álabes (Ref.12)

2.3 PROCEDIMIENTO PARA EL CALCULO DE SUS COMPONENTES PRINCIPALES

El cálculo de un soplador es análogo al de las bombas radiales; pero en los sopladores al igual que en los TC, como en toda máquina térmica, el volumen específico del gas no permanece constante, como en una máquina hidráulica; sino que disminuye en el proceso de compresión, lo cual constituye un factor esencial en el dimensionado de la máquina.

Para elaborar un diseño generalmente se parte de datos iniciales que son propuestos por las condiciones dadas por el diseñador y en este caso son los siguientes:

a) Caudal másico G o volumétrico Q, este último, en el estado que tiene el gas en la admisión (porque Q es variable).

b) Estado inicial del gas, determinado generalmente por su presión Pe y su temperatura Te.

c) Presión final Pf o equivalentemente, la relación de compresión $\varepsilon c = Pf/Pe$.

d) El gas a ser comprimido, cuyas características

termodinâmicas, en particular Ri y ganma, deberân ser conocidas.

e) El nûmero de revoluciones del soplador que depende del tipo de accionamiento del mismo.

f) El nûmero de escalonamientos que va a tener el soplador, para el presente caso es de un escalonamiento.

g) Las dimensiones principales, que determinan la forma del rodete son: diâmetro del eje øe; ademâs a la entrada del rodete ø1, b1, y ß1, y a la salida del mismo ø2, b2, y ß2. Finalmente el diâmetro de la boca del rodete o diâmetro de admisiôn øa.

h) El nûmero y trazado de los âlabes.

i) La forma de la voluta.

CAPITULO III

DISEÑO DEL SISTEMA DE AIREACION

3.1 SISTEMA Y CONDICIONES PROPUESTAS

Para elaborar este trabajo fue menester suponer las condiciones a las que era necesario ofrecer una solución al problema. Tales condiciones vienen enlistadas de la siguiente manera:

-La piscina está ubicada en la zona de Fincas Delia
-Tamaño de la piscina: 10 Has.
-Densidad del precriadero: 3'000.000 animales/Ha.
-Densidad de siembra al traspaso: 200.000 animales/Ha.
-Tipo de larva: Laboratorio (nauplius naturales)
-Recambio de agua: 10% diario
-Tiempo total a la cosecha: 30 días en precriadero
120 días en piscina de pesca
-Peso promedio del camarón: 24 grs. (U 26-30)
-Producción esperada por Ha.: 10.500 Lbs.
-Crecimiento promedio: 1,25 grs/semana
-Parámetros del agua:

Salinidad: 10 ppt (partes por mil)

Ph: 7-9

Oxígeno: 6-9 mg/litro

Disco Secchi: 30 cm. (turbidez)

-Cosechas al año: 2,5 veces

-Producción anual: 262.500 Lbs.

-Factor de eficiencia: 0,6

-Resultado final: 157.500 Lbs.

La piscina propuesta tiene las siguientes dimensiones:

500m de largo * 200m de ancho * 1,2m de profundidad. El sistema viene esbozado como lo muestra la figura 21. Se tomó arbitrariamente y por simetría un conducto central del cual salen unos ramales laterales con una separación de 50m entre cada uno de ellos y en aquellos que se encuentran en la vecindad de los muros de contención hay 25m de espaciamiento. La separación entre uno y otro de los orificios de salida del aire en cada ramal es de 20m, por lo que en cada brazo habrán 10 de ellos.

Como se explicará más adelante el volumen total de aire suministrado es de 0,85 m3/seg (1800 CFM), por lo que debido a la simetría del sistema c/u de los ramales manejará 0,085 m3/seg y por c/u de los

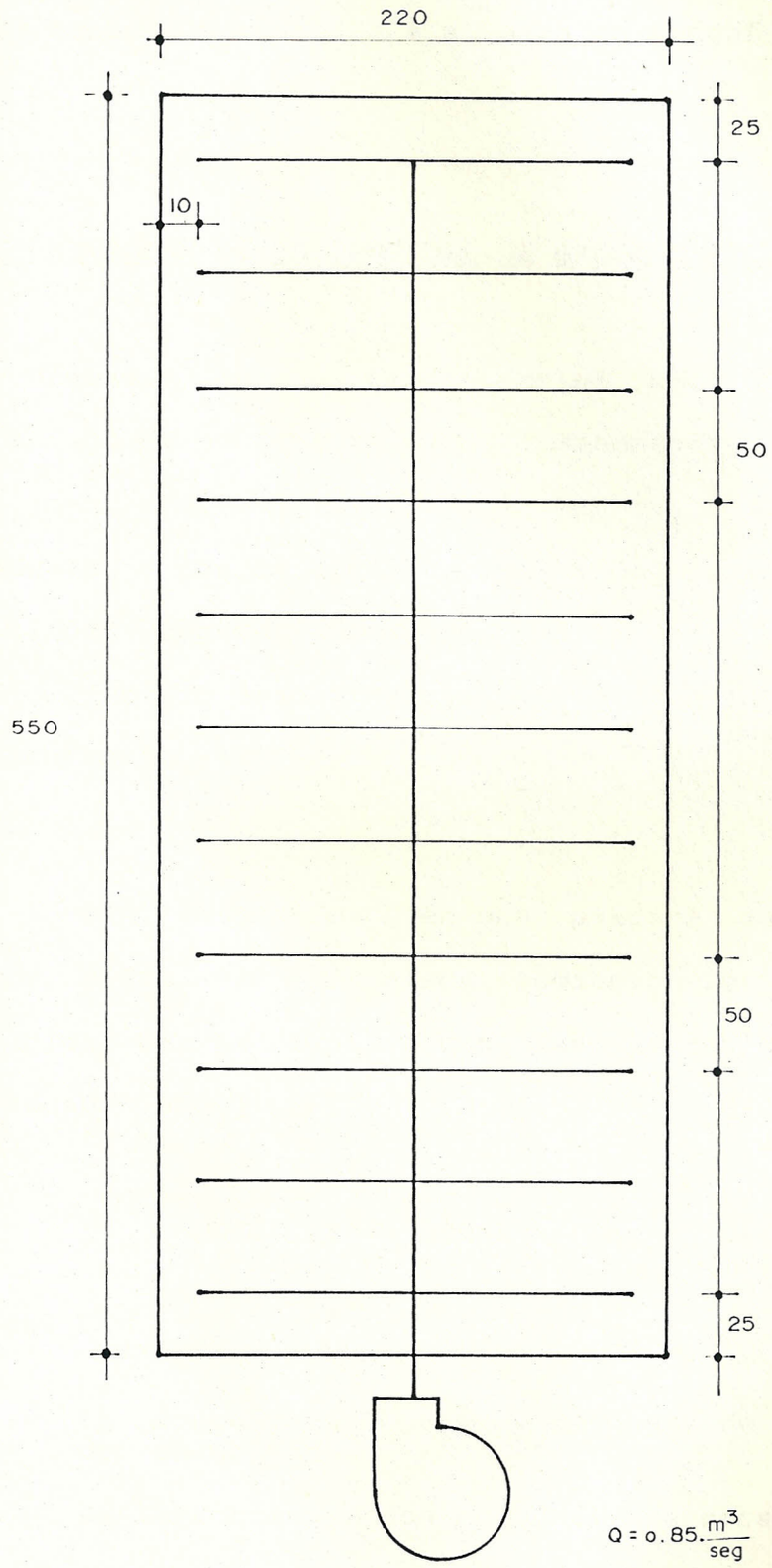


Figura 21.-Diseño esquemático del sistema.

orificios se suministrará al agua un caudal de 0,0085 m3/seg.

3.2 DETERMINACION DE LA CANTIDAD DE OXIGENO REQUERIDO

La dinámica de la concentración del OD en los estanques de acuicultura es extremadamente compleja. Se han realizado muchas investigaciones de la conducta y de la dinámica del OD en piscinas que contienen Bagres, las que han llevado a dar un indicativo de esta dinámica para otras especies en acuicultura.

La concentración de OD en una piscina durante la noche puede ser calculada mediante la siguiente ecuación en la cual tadas las variables están expresadas en mg/l:

$$ODt = ODi \pm ODdf - ODpl - ODre - ODrb \quad (28)$$

donde:

ODt = la concentración de OD después de t horas de oscuridad

ODi = es la concentración de OD al atardecer

ODdf = es la ganancia o pérdida de OD por difusión y ser estimada en la tabla IV en donde se dan las concentraciones de OD al atardecer

T A B L A I V

OD al atardecer (% de saturacion)	DIFUSION (mg/l)
50	1.69
60	1.49
70	1.18
80	1.00
90	0.77
100	0.44
110	0.16
120	-0.18
130	-0.55
140	-0.94
150	-1.48
160	-1.64
170	-1.82
180	-1.98
190	-2.11
200	-2.37
210	-2.42
220	-2.54
230	-2.67
240	-2.76
250	-2.91

Tabla IV.-GANANCIAS (+) Y PERDIDAS (-) DE OXIGENO DISUELTO POR DIFUSION DURANTE 12 HORAS DE OSCURIDAD (Ref. 4)

ODpl = es el OD consumido por las colonias de plancton

ODre = es el OD usado por la respiración de las especies cultivadas

ODrb = es el OD consumido por la respiración bêntica

El OD consumido por las colonias de plancton puede ser computado de la siguiente manera:

$$ODpl\ (mg/l) = 1{,}006 - 0{,}00148C - 0{,}0000125C^2 + 0{,}0766T - 0{,}00144T^2 + 0{,}000253CT \qquad (29)$$

donde:

C = demanda química de oxígeno (mg/l) cuyo rango está entre los 20 a 160 mg/l

T = es la temperatura del agua para valores entre 20 y 32°C

En el presente caso se toman valores de 27°C de temperatura del agua y 160 mg/l, el valor límite máximo para efectos de seguridad. Al reemplazar estos valores en la ecuación se obtendrá un valor de ODpl = 2,28 mg/l.

El ODre puede ser estimado mediante una fórmula general, en la que se calcula la respiración de las especies de agua caliente y dice:

$$Y = 0{,}001 * (W)^{0{,}82} \qquad (30)$$

donde:

Y = es el consumo de oxígeno por animal (gr de O2/h)

W = es el peso de la especie, en este caso será de 24 gr

lo que da un valor de:

Y = 0,0135 gr O2/h para 1 animal

Y = 2,709 Kg O2/h para 200.000 animales

Y = 32,5 Kg O2 en 12 horas de oscuridad

En lo que se refiere a la respiración bêntica no se obtuvieron datos tabulados, por lo que se procedió a tomar uno propuesto en la bilbliografía para un estanque que contenía Bagres para cultivo, en el cual esta respiración fue tomada como constante y de un valor igual a 61 mg O2/m²/h. Esta cantidad de consumo de Oxígeno representa una reducción de OD de 0,72 mg/l durante las 12 horas de oscuridad en un estanque de una profundidad promedio de 1m, cuyo fondo es totalmente aeróbico.

Estos 61 mg O2/m²/h en una piscina de 10 Has.

equivalen a un consumo de 6,1 Kg O2/h (73,2 Kg O2 en 12 h), que comparándolo al de la respiración de los animales nos daría una reducción de OD de:

6,1 Kg O2/h -------- 0,72 mg/l

2,709 Kg O2/h -------- x

donde x = ODre = 0,32 mg/l.

Y si lo comparamos con la respiración de las colonias de plancton se obtendrá el siguiente valor:

6,1 Kg O2/h -------- 0,72 mg/l

x -------- 2,28 mg/l

en donde x = a la cantidad de oxígeno consumida por hora debida a la respiración del plancton = 19,3 Kg O2/h (231,8 KgO2 en 12 h). Se puede decir entonces que la reducción total de OD durante la noche partiendo del 130% de concentración de OD al atardecer será de:

ODt = 9,76 - 0,55 - 2,29 - 0,32 - 0,72 = 5,88 mg/l

El consumo de oxígeno durante las 12 horas de oscuridad efectuado por la respiración de las algas, camarones, y bêntica es:

Σ = (19,3 + 2,709 + 6,1) = 28,11 Kg O2/h

Σ = (231,8 + 32,5 + 73,2) = 337,5 Kg O2/12h

Para realizar los cálculos acerca de la cantidad de oxígeno necesario para suministrar a esta piscina también se tomó como consideración principal la eficiencia de absorción de este gas a una profundidad de inyección del aire de 1m. De acuerdo con la fórmula expuesta en la sección 1.4.2.1 que dice:

$$Sd = -0,9 + 0,58\ Ap \qquad (20)$$

Sd = profundidad de suministro del aire (m)

Ap = porcentaje de absorción de Oxígeno

y resolviendo para Ap:

$$Ap = \frac{Sd + 0,9}{0,58}$$

donde Sd = 1m de profundidad, tenemos que Ap = 3,27%

Para poderse obtener este valor de Oxígeno, teniéndose en cuenta una absorción del gas de un 3,27% a esa profundidad de inyección serían necesarios:

28,11 Kg O2/h -------- 3,27%

x -------- 100%

donde x = 859,6 Kg O2/h, y si se tiene en cuenta que el oxígeno está presente en el aire con un porcentaje en masa del 23% equivaldrían a:

859,6 Kg O2/h -------- 23%

x -------- 100%

donde x = 3.737,5 Kg de aire/h, y si a este valor lo dividimos para la densidad del aire atmosférico a condiciones estadar tenemos:

$$3.737,5 \frac{\text{Kg de aire}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ m3}}{1,225 \text{ Kg}} = 3.051,1 \frac{\text{m3}}{\text{h}}$$

lo que equivale en unidades inglesas a 1794 CFM que por motivo del uso de tablas en estas unidades se ha considerado en redondear dicho valor en 1800 CFM que es lo mismo a 3.060 m3/h o 0,85 m3/seg.

3.3 DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERIAS, ORIFICIOS Y CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION EN ELLOS.

Para dar inicio al cálculo de las dimensiones de las tuberías se toma en cuenta la cantidad de presión que desarrollará el ventilador. Se parte con la idea de que este sumistrará aire al agua por medio de un tendido de tuberías que estarán sumergidas a una profundidad de 1m, esto indica que, ya de partida el ventilador tendrá que suministrar una cantidad de aire a una presión estática mayor que los 1000 mm de columna de agua (40" w.g.) debido a la presión hidrostática ejercida por la columna de agua, esto es sin considerar las pérdidas debido al rozamiento que experimenta el aire al fluir por las cañerías. El sistema fue diseñado con el propósito de obtener una caída de presión no mayor a los 500 mm de columna de agua (ca), teniendo que desarrollar dicho ventilador un presión estática total de 1500 mm ca. Como se dijo anteriormente cada ramal manejará 0,085 m3/seg y por cada orificio se expulsarán 0,0085 m3/seg de aire al agua aproximadamente. Al tanteo se determinó que para obtener unas pérdidas no mayores a los 500 mm ca en todo el sistema se basó en el principio de una caída de presión constante en cada tramo, que al ser sumada en su totalidad de un valor menor al de arriba pro-

puesto. Las fórmulas que serán usadas para dimensionar las tuberías y para calcular la caída de presión en ellas serán:

$$Q = A * V \tag{31}$$

$$A = \frac{\pi * \phi^2}{4} \tag{32}$$

$$V = \frac{4 * Q}{\pi * \phi^2} \tag{33}$$

$$Re = \frac{V * \phi}{\nu} \tag{34}$$

$$f = \frac{0,314}{(Re)\ \text{exp}\ 1/4} \quad \text{ec. de Blasius para tuberías lisas} \tag{35}$$

$$h_f = \frac{f * L * V^2}{2 * \phi * g} \quad \text{ec. de Darcy-Weibach} \tag{36}$$

Reemplazando (33), (34), (35) en (36) y despejando para ø se tiene la siguiente relación final:

$$\phi = \frac{(C)\ \text{exp}\ 4/19}{(h)\ \text{exp}\ 4/19} \tag{37}$$

donde:

$$C = \frac{c1 * c3}{c2}$$

y

$$c1 = \frac{0,314 * L}{2 * g}$$

$$c2 = \frac{(4 * Q) \text{ exp } ¼}{(\pi *) \text{ exp } ¼}$$

$$c3 = \frac{16 * Q^2}{\pi^2}$$

Se toman 12 tramos en donde la caída de presión es constante. La suma de las pérdidas a lo largo de estos tramos no debe exceder a los 0,50 m ca ya que, ésta es la mayor distancia que debe recorrer el aire para ser expulsado al agua. Entonces si se tiene este límite de pérdidas y se lo divide para 12 dará la caída de presión promedio por cada tramo será:

$$hf = \frac{(0,50 \text{ m ca}) * (1000 \text{ Kg/m3})}{(1,225 \text{ Kg/m3}) * (12)}$$

$$= 34,01 \text{ m de columna de aire}$$

Con los siguientes datos se puede calcular el diámetro de la tubería en su primer tramo al ser introducidos en la ecuación 37 y que son:

$Q = 0,85\ m^3/seg$

$L = 50\ m$

$\nu = 0,000017\ m^2/seg$ (a 27 °C)

$g = 9,81\ m/seg^2$

dando como resultado

$\varnothing = 0,254\ m$ (10") y $V = 16,8\ m/seg.$

El resto de los resultados se encuentran tabulados en la tabla V en los que se nota que para mantener esta caída de presión constante es necesario instalar tuberías cuyos diámetros no son comerciales por lo que se aconseja la instalación de válvulas de paso en cada tramo para así poder balancear el sistema y obtener un caudal uniforme de salida del aire por cada ramal-orificio. No se ha podido evaluar en la práctica el caudal real de salida del aire, pero se espera que los valores teóricos calculados den un indicativo de lo que está sucediendo.

Para realizar el cálculo del diámetro del orificio de salida del aire en la tubería, se procedió a

elegir un diámetro óptimo de burbuja que de acuerdo con la teoría éste debe ser de 4 mm. Al reemplazar este valor en la ecuación 38 se calcula el tamaño del orificio.

$$\text{Øo} = \frac{\text{Rb exp } 3 * g * (\rho l - \rho g)}{\text{Ts}} \qquad (38)$$

donde:

Øo = es el diámetro del orificio (cm)

Rb = es el radio de la burbuja (cm)

g = es la aceleración de la gravedad (cm/seg²)

ρl = es la densidad del líquido (gr/cm3)

ρg = es la densidad del gas (gr/cm3)

Ts = es la tensión superficial (dinas / cm) y es calculada mediante la ecuación (39) en función de la salinidad y temperatura del agua.

$$Ts = 75,63 - (0,144 * T) + (0,0221 * S) \qquad (39)$$

donde:

T = es la temperatura del agua (27 °C)

S = es la salinidad del agua (10 ppm)

Ts = 71,96 dinas/cm

Øo = 0,11 cm

T A B L A V

	IDEAL				CALCULADO			
TRAMO #	Q (m/s)	ø (m)	V (m/s)	hf (mc.aire)	Q (m/s)	ø (m)	V (m/s)	hf (mc.aire)
1	0.8500	0.254 (10")	16.800	34.00	0.8500	0.2540 (10")	16.80	34.00
2	0.7650	0.2523 (9.9")	15.300	34.01	0.7650	0.2540 (10")	15.10	33.00
3	0.6800	0.241 (9.5")	14.900	34.38	0.6800	0.2540 (10")	13.30	26.37
4	0.5950	0.23 (9.05")	14.320	34.00	0.5950	0.2286 (9")	14.50	35.00
5	0.5100	0.2173 (8.55")	13.750	34.00	0.5100	0.2286 (9")	12.44	26.80
6	0.4250	0.2032 (7.99")	13.108	34.00	0.4250	0.2032 (8")	13.10	33.90
7	0.3400	0.187 (7.36")	12.360	34.00	0.3400	0.2032 (8")	10.50	23.10
8	0.2550	0.168 (6.6")	11.460	34.10	0.2550	0.1778 (7")	10.27	26.22
9	0.1700	0.145 (5.7")	10.300	34.00	0.1700	0.1524 (6")	9.32	26.80
10	0.0850	0.1123 (4.4")	8.600	34.13	0.0850	0.1270 (5")	6.71	19.00
11	0.0425	0.087 (3.42")	7.150	34.00	0.0425	0.1016 (4")	5.24	32.51
12	0.0085	0.0022	4.920	1.23	0.0085	0.0022	4.92	1.23

Tabla V.- Resultados Tabulados

CAPITULO IV

DISEÑO DEL VENTILADOR

Para proyectar correctamente un ventilador hay que tener presente estos 3 pasos esenciales:

-El diseño hidrá&lico, en donde se calcula y dimensiona los componentes principales del ventilador que son el rodete y la carcaza.

-El diseño mecánico, en donde se calcula y dimensiona los principales elementos mecánicos mediante los cuales se accionará el ventilador.

-La selección de los materiales, en donde se busca siempre la elección correcta de los materiales de construcción en la que debe primar el equilibrio entre los costos iniciales de fabricación vs. la durabilidad y los costos de reposición.

4.1 DISEÑO HIDRAULICO

Se desea diseñar un soplador de un solo escalonamiento para un caudal volumétrico de aire a la entrada Qe = 0,85 m3/seg, Pe = 1 atmósfera, Te = 27 °C, que girará a 3500 RPM (58,33 RPS), con una presión total a la salida Pf tot = 1,1472 atmósferas.

A. Cálculos preliminares

El salto energético total de la máquina Ys:

A 27 °C corresponde en la tabla VI que indica las propiedades termodinámicas del aire a baja presión

he = 27,13 KJ/Kg y ε0e = 1,39

Según datos iniciales la relación de compresión total:

εc = Pf tot/Pe = 1,1472/1 = 1,1472 (40)

ε0f = εc * ε0e = 1,1472 * 1,39 = 1,59 (41)

Para este valor en las tablas del aire se obtiene

hf tot = 39,19 KJ/Kg

Por tanto:

Ys = hf tot - he = 39,19 - 27,13 = 12,06 KJ/Kg (42)

El número específico de revoluciones del soplador será:

σ = 2,108 * n * Q exp 1/2 * Ys exp -3/4 (43)

σ = 0,10

Para este σ y buscando un rendimiento que vaya acorde con el tipo de tecnología y proceso de fabricación que pueda tenerse en un taller mecánico se asume un valor de rendimiento que esté entre el 60% y 70% para luego realizarse una extrapolación de la figura 22 de donde se obtendrán los valores óptimos de $\beta 2 = 30°$; $\Psi = 0,95$; $\rho = 0,0085$; $\phi 1/\phi 2 = 0,28$. Por el mero hecho de utilizar el gráfico anterior se ha adoptado también un ángulo de entrada en los álabes $\beta 1 = 30°$.

La velocidad periférica a la salida del rodete será:

$$U2 = \sqrt{\frac{2 * Ys * 10 \text{ exp } 3}{\Psi}} = 159,3 \text{ m/seg} \qquad (44)$$

el diámetro exterior del rodete:

$$\phi 2 = \frac{U2}{\pi * n} = 0,87 \text{ m} \qquad (45)$$

y el diámetro interior:

$$\phi 1 = \frac{\phi 1}{\phi 2} * \phi 2 = 0,24 \text{ m} \qquad (46)$$

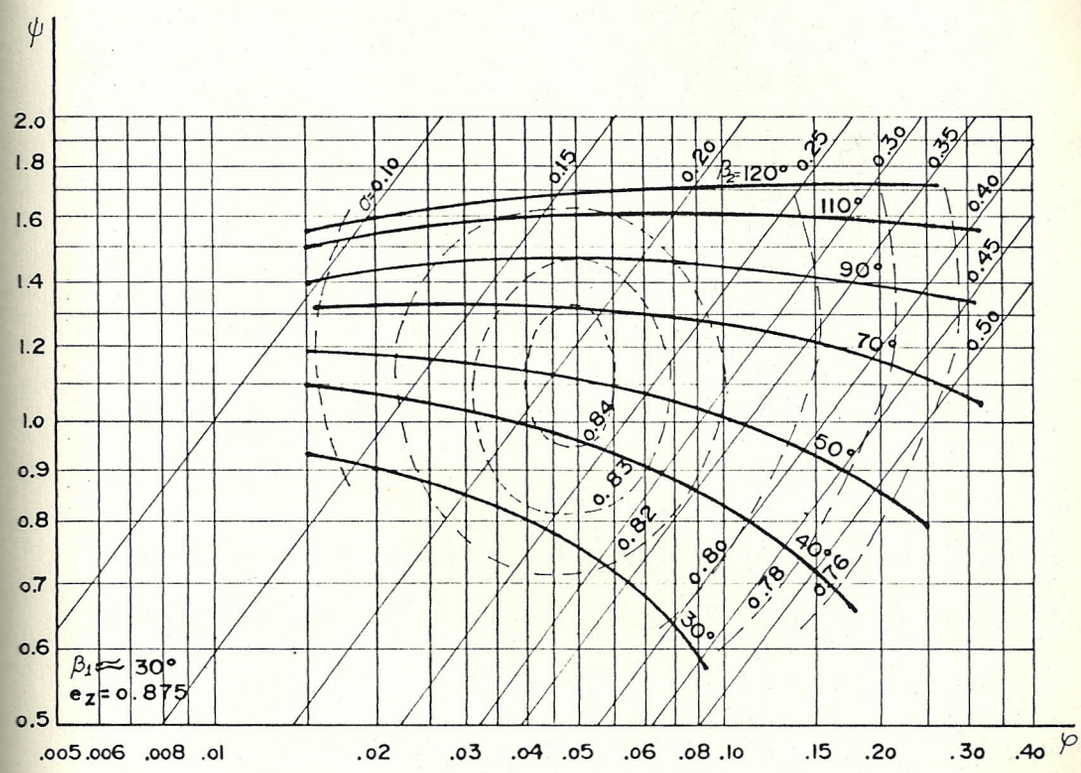


Figura 22.- Diagrama de Eckert para la estimación de las dimensiones principales de un TC radial. (Ref.12)

Para estimar el número de álabes se utiliza la fórmula de Pleiderer ya que es más exacta debido al mayor número de variables que contiene:

$$z = k \frac{\phi 2 + \phi 1}{\phi 2 - \phi 1} \operatorname{sen} \frac{\beta 1 + \beta 2}{2} \qquad (47)$$

El coeficiente k tiene un valor medio aproximado de 6,5 y suele oscilar entre 3 - 10. En este caso se toma k = 6,5 ; z = 6 álabes

B. Triángulos de velocidad.-

Triángulo de entrada.-El triángulo de entrada se hará rectángulo debido a que C1u = 0 ver en la figura 23:

$$U1 = U2 \frac{\phi 1}{\phi 2} = 44,6 \text{ m/seg} \qquad (48)$$

$$C1 = C1m = U1 * \tan \beta 1 = 25,8 \text{ m/seg} \qquad (49)$$

$$W1 = (U1^2 + C1^2) \exp \tfrac{1}{2} = 51,5 \text{ m/seg} \qquad (50)$$

Triángulo de salida.-En el triángulo de salida se hará

$$C1m = C2m = 25,8 \text{ m/seg}$$

-con número infinito de álabes

$$C2^{\infty} = U2 - C2m * \text{ctg } \beta 2 = 114{,}6 \text{ m/seg} \qquad (51)$$

-con número finito de álabes, se calcula el coeficiente de deslizamiento ez que según Eck se lo establece así:

$$ez = \frac{1}{1 + \dfrac{\pi * \text{sen } \beta 2}{2 * z \left[1 - \dfrac{\phi 1}{\phi 2}\right]}} = 0{,}846 \qquad (52)$$

$$C2u = ez * C2u^{\infty} = 97 \text{ m/seg} \qquad (53)$$

$$C2 = (C2m^2 + C2u^2) \exp \tfrac{1}{2} = 100{,}3 \text{ m/seg} \qquad (54)$$

(Véase figura 24)

C. Trabajo interno

Despreciando las pérdidas por rozamiento de disco:

$$Yi = Yu = U2 * C2u = 15{,}452 \text{ KJ/Kg} \qquad (55)$$

Las pérdidas internas o hidráulicas serán:

$$yi = Yi - Ys = 3{,}392 \text{ KJ/Kg} \qquad (56)$$

Con estos datos se puede conocer el estado termodinámico del aire en las siguientes secciones de control:

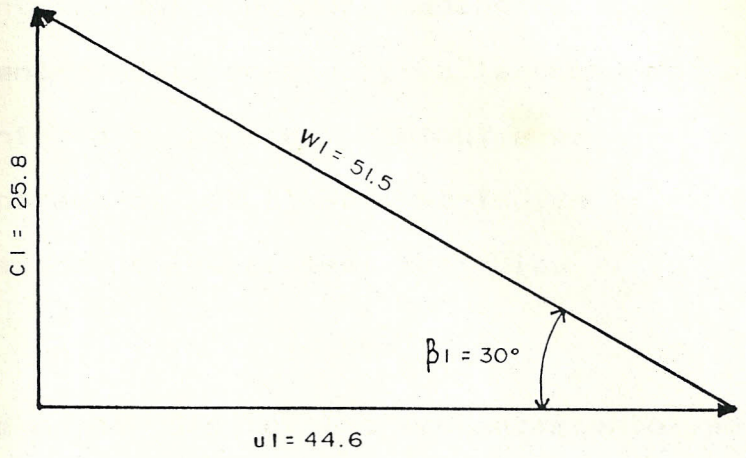


Figura 23.- TriÁngulo de entrada. (Ref.12)

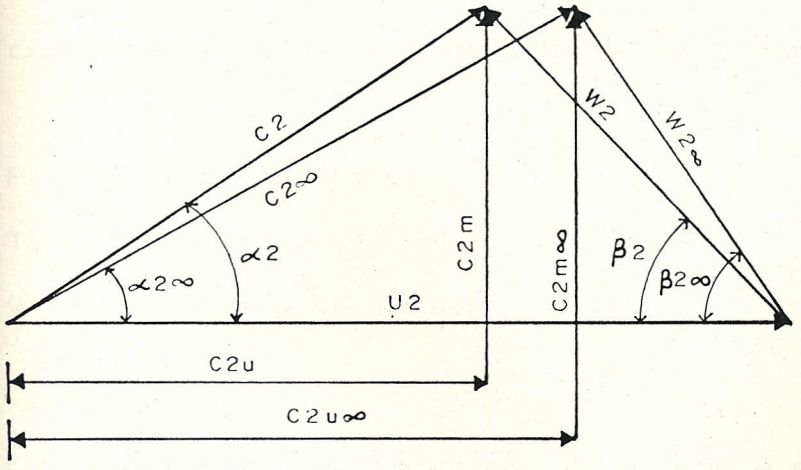


Figura 24.- TriÁngulos de salida. (Ref.12)

-entrada del soplador: subíndice e;

-dentro del soplador, en la boca de aspiración A antes del rodete: subíndice a;

-entrada de los álabes: subíndice 1;

-salida de los álabes: subíndice 2.

A las magnitudes totales (estancamiento) se les añadirá el subíndice tot. Por tanto:

Pe = Pe tot = 1 atm

Te = Te tot = 300,15 °K

$$Ve = Ve\ tot = \frac{R * Te\ tot}{Pe\ tot} = 0,84\ m3/Kg \qquad (57)$$

Si se desprecian las pérdidas entre la entrada del compresor y la boca de aspiración se tendrá:

Pa = Pa tot = 1 atm

Ta = Ta tot = 300,15 °K

Va = Va tot = 0,84 m3/seg

Las magnitudes estáticas en la sección A se obtienen suponiendo una velocidad conveniente en dicha sección. Para evitar desprendimientos de la

corriente a la entrada de los álabes se procura que la corriente se acelere suavemente desde la entrada del rodete. La práctica aconseja hacer Ca = 0,85-0,95 C1 en este caso se tomará el valor medio, Ca = 0,9 C1 = 23,2 m/seg.

Luego se calcula el cp del aire para valores de y = 1,4; R = 286,9 J/Kg °K

$$cp = R * \frac{y}{y - 1} = 286,9 * \frac{1,4}{0,4} = 1004 \frac{J}{Kg\ °K} \quad (58)$$

Además siendo en un proceso adiabático-isentrópico;

$$Pa * Va^{\gamma} = Pa\ tot * Va\ tot^{\gamma} \quad (59)$$

se deduce lo siguiente:

$$Va = \frac{Va\ tot}{\left[1 - \left(\frac{Ca}{\sqrt{(y * R * Ta)}}\right)^2 \frac{y - 1}{2}\right]^{\frac{1}{\gamma - 1}}} \quad (60)$$

Va = 0,85 m3/seg

$$Pa = Pa\ tot * \left(\frac{Va\ tot}{Va}\right)^{\gamma} = 0,997\ atm \quad (61)$$

$$Ta = \frac{Pa * Va}{R} = 299,9\ ^{o}K \qquad (62)$$

Para calcular el estado del aire a la entrada y salida de los álabes es conveniente estimar las pérdidas internas en cada zona del soplador, como se indica a continuación.

El sistema difusor constará de una caja espiral, que se diseñará para reducir a ¼ la velocidad de salida del rodete.

Pérdidas hasta la entrada de los álabes:

$$y\ a\text{-}1 = \tau 1 - \frac{C1^{2}}{2} \qquad (63)$$

$$\text{Pérdidas en el rodete: } y\ 1\text{-}2 = \tau 2\ \frac{W1^{2}}{2} \qquad (64)$$

$$\text{Pérdidas en el difusor: } y\ 2\text{-}3 = \tau 3\ \frac{C2^{2} - C3^{2}}{2} \qquad (65)$$

Para los coeficientes de pérdidas la experiencia recomienda los siguientes valores:

$\tau 1 = 0,1 - 0,15 \longrightarrow \tau 1 = 0,15$

$\tau 2 = 0,2 - 0,25 \longrightarrow \tau 2 = 0,25$

$\tau 3 = 0,25 \longrightarrow \tau 3 = 0,25$

Por lo que al reemplazar estos valores y realizar el cÂlculo:

y a-1 = 50 J/Kg

y 1-2 = 331,5 J/Kg

y 2-3 = 1.179 J/Kg

Ahora bien en el punto 1 se tiene:

$$P1\ tot = Pa * \left[1 + \frac{Ca^2 + 2 * y\ a{-}1}{2 * cp * Ta}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1\ atm \qquad (66)$$

$$T1\ tot = Ta\ tot = 300,15\ ^\circ K$$

$$V1\ tot = \frac{R * T1\ tot}{P1\ tot} = 0,85\ m3/seg$$

Estado estÂtico en el punto 1:

$$P1 = P1\ tot * \left[1 - \frac{C1^2}{2 * cp * T1\ tot}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 0,99\ atm \qquad (67)$$

$$T1 = T1\ tot * \left[\frac{P1}{P1\ tot}\right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 299,7\ ^\circ K$$

$$V1 = \frac{R * T1}{P1} = 0,85\ m3/seg$$

Para hallar el estado del aire a la salida del rodete se deberá tener en cuenta el trabajo interno de este. Por tanto:

$$h2\ tot = he\ tot + Yi \tag{68}$$

y

$$T2\ tot = Te\ tot + \frac{Yi}{cp} = 316,6\ ^{o}K \tag{69}$$

$$P2\ tot = \frac{Ps\ tot}{\left[1 - \frac{y\ 2-3}{cp * T2\ tot}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} = 1,16\ atm \tag{70}$$

$$V2\ tot = \frac{R * T2\ tot}{P2\ tot} = 0,76\ m3/seg$$

Estado estático en el punto 2:

$$T2 = T2\ tot - \frac{C2^{2}}{2 * cp} = 308,6\ ^{o}K \tag{71}$$

$$P2 = P2\ tot * \left[\frac{T2}{T2\ tot}\right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 1,1\ atm \tag{72}$$

$$V2 = \frac{R * T2}{P2} = 0,79\ m3/seg$$

D. Rendimiento volumétrico

Este dependerá del cierre laberíntico adoptado. Prácticamente se puede prescindir de la fuga exterior, qe, que es muy pequeña. La estimación teórica del caudal de fugas en un cierre laberíntico es difícil dada la variedad de tolerancia en la fabricación y en el desgaste de la máquina; así sucede que en laberintos al parecer idénticos el caudal de fuga sea muy diverso. Sin embargo, es útil llegar a una fórmula que nos sirva para estimar estas pérdidas.

Según lo expuesto anteriormente, una junta está constituída por superficies cilíndricas, suficientemente próximas y alargadas para que el flujo experimente una pérdida de carga importante.

Se establece que el diámetro de admisión øa = 0,235 m por lo que la diferencia ø1 - øa = 0,005 m y es el espacio por donde habrá la recirculación de flujo qi. Por continuidad: qi = A * V * α

El área por donde habrá recirculación:

$$A = \frac{\pi}{4} (ø1^2 - øa^2) \qquad (73)$$

La velocidad con que el flujo recircula:

$$V = \delta * (2 * \Delta P / \rho)^{\exp \frac{1}{2}} \qquad (74)$$

en donde P es la diferencia de presión a la entrada y salida de la junta. Si se modifica esta ecuación esta quedaría así:

$$\frac{V^2}{2 * g} = \frac{\delta^2 * \Delta P}{\rho * g} \qquad (75)$$

Considerando a esta como un transformador de energía de presión en energía cinética su rendimiento puede expresarse en función de la pérdida de carga h asi:

$$\delta^2 = \frac{(\Delta P / \rho g - h)}{\Delta P / \rho g} \qquad (76)$$

El diámetro hidráulico de la sección será:

$$\phi h = \frac{4 * A}{ph} = \phi 1 - \phi a \qquad (77)$$

y h_f, según la ecuación de Darcy-Weisbach, sera:

$$h_f = \frac{f * L * V^2}{\phi h * 2 * g} \qquad (78)$$

Si se reemplaza (75) en (78) se tendrá:

$$h_f = f * \frac{L}{\varnothing h} * \frac{\delta^2 * P}{\rho * g} \qquad (79)$$

Si se reemplaza (79) en (76) y se resuelve se tendrá finalmente:

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{1 + \frac{f * L}{\varnothing h}}} \qquad (80)$$

Si se sabe que:

$$f = \frac{0,314}{(Re)\ exp\ ¼} \quad ; \quad Re = \frac{C * \varnothing h}{\nu}$$

y que L es la longuitud de la junta = 0,005 m, ν = 0,000017 m²/s, entonces:

Re = 39.249

f = 0,02231

δ = 0,989

C = 133,4 m/seg

qi = 0,25 m3/seg

Finalmente el rendimiento volumétrico será:

$$\eta v = \frac{Qt}{Qt + qi} * 100\% = 77,4\ \% \qquad (81)$$

E. Cálculos finales

El ancho del rodete a la entrada de los álabes será:

$$b1 = \frac{\frac{G * V1}{\eta v}}{\pi * \phi 1 * C1m} = 0,056 \text{ m} \qquad (82)$$

EL ancho del rodete a la salida de los álabes será:

$$b2 = \frac{\frac{G * V2}{\eta v}}{\pi * \phi 2 * C2m} = 0,015 \text{ m} \qquad (83)$$

El rendimiento interno del soplador sin tener en cuenta las pérdidas intersticiales, llamado rendimiento hidráulico ηh será:

$$\eta h = \frac{Ys}{Yi} * 100\% = 88,5\% \qquad (84)$$

Y el rendimiento total del soplador asumiendo una eficiencia mecánica de 98% será:

$$\eta m = \eta v * \eta h * \eta m * 100\% = 67,3\% \qquad (85)$$

Los álabes se construirán simplemente mediante un arco de círculo. El radio de este arco será:

$$\rho = \frac{R2^2 - R1^2}{2 * (R2 * \cos \beta 2 - R1 * \cos \beta 1)} = 0,32 \text{ m} \quad (86)$$

Y el lugar geométrico de los centros de todos los álabes se encontrará en la circunferencia entre los diámetros ø1 y ø2 cuyo radio se calcula así:

$$\rho' = (R1^2 + \rho^2 - 2 * R1 * \rho * \cos \beta 1) \exp \tfrac{1}{2} \quad (87)$$

$$= 0,224 \text{ m}$$

F. Cálculo de la voluta o caja espiral

Algunos constructores consideran en el cálculo de la voluta, en vez del caudal Q, el caudal que circula por el rodete Q' = Q/ηv. Así las dimensiones de la voluta son mayores, como conviene si se tienen en cuenta las pérdidas.

$$Q' = Q/\eta v = 0,85/0,774 = 1,34 \text{ m3/seg} \quad (88)$$

$$b3 = 3 * b1 = 3 * 0,056 = 0,168 \text{ m} \quad (89)$$

$$C3 = R2 * C2u = 0,435 * 97 = 42,2 \text{ m2/seg} \quad (90)$$

La fórmula para calcular la voluta es la siguiente:

$$\ln \frac{R\theta}{R2} = \frac{Q'}{C3 * b3} * \frac{1}{360^\circ} \quad (91)$$

la que debe ser resuelta para Rθ donde:

$$R\theta = R2 * e^{\frac{Q'}{360 * C3 * b3} * \theta^{\circ}} \qquad (92)$$

Ecuación de la caja espiral logarítmica en coordenadas polares. Ver los resultados en la tabla VII. Además en la figura 25 se observa una gráfica del ventilador con el desarrollo de la voluta siguiendo la ecuación 92 y sus álabes.

TABLA VII

θ	Rθ
0	0.435
30	0.441
60	0.446
90	0.452
120	0.458
150	0.464
180	0.470
210	0.476
240	0.482
270	0.488
300	0.495
330	0.502
360	0.508

Tabla VII.-Resultados tabulados para diseño de voluta

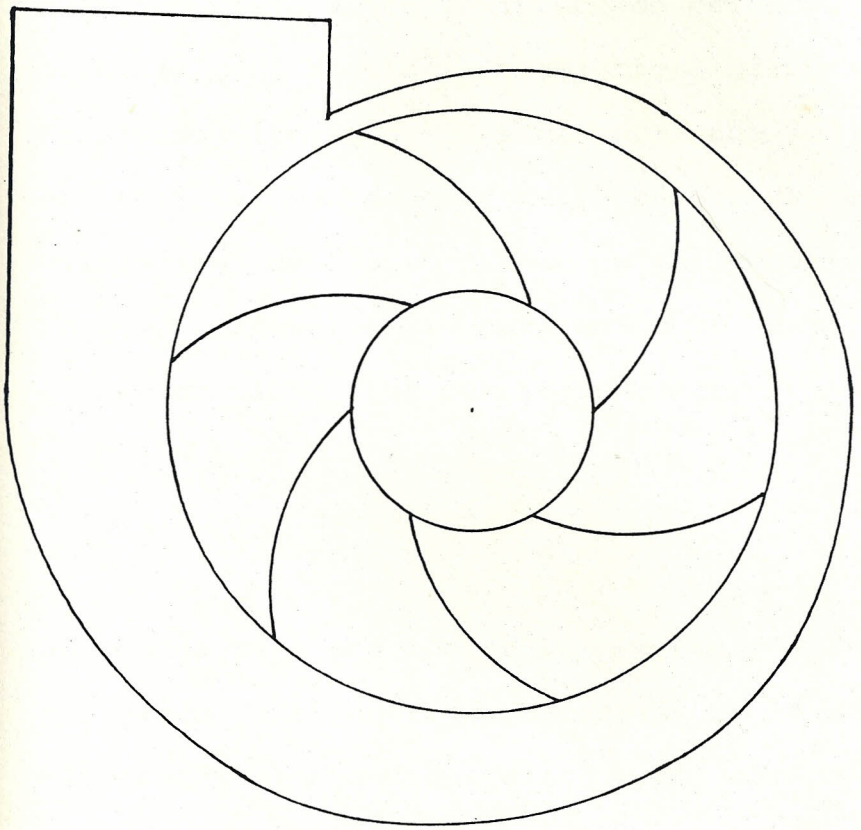


Figura 25.- Diseño esquemático del ventilador.

4.2 DISEÑO MECANICO

El diseño mecánico comprende el dimensionamiento y selección de los diferentes componentes que posibiliten realizarlo establecido en el diseño hidráulico. Así se tiene desde la selección del espesor de la plancha, eje, acoples, rodamientos, etc.

Eck, demuestra que el esfuerzo al que se ve sometido el material no depende del espesor de este, sino únicamente de la velocidad de salida del aire del rodete. El valor de este esfuerzo para la placa posterior viene dado por la ecuación:

$$\sigma \text{ max} = K * \frac{t}{g} * U2^2 \qquad (93)$$

En donde K es una constante que depende de la forma del disco y del anillo. En la figura 26 se presentan diferentes formas de disco con sus respectivos valores de K.

Los valores de K que más se aproximan son:

Para el disco posterior K = 0,417

Para el anillo anterior K = 0,4

La influencia de los álabes y el anillo anterior o tapa del ventilador sobre la placa posterior es tomada en cuenta en el peso específico por la siguiente ecuación:

$$\gamma_t = \gamma * \frac{V\,d + V\,a + V\,al + V\,a\ rozante}{V\,d} \qquad (94)$$

en donde los volúmenes de esos elementos se calculan teniendo en cuenta el espesor e = constante.

Volumen del disco:

V disco = (π/4) * Ø2² * e = 0,59e m3

Volumen del anillo (ver figura 27):

h = [(b1 - b2)² + (R2 - R1)²] exp ½ = 0,317 m

V anillo = π * [(R1 + h)² - R1²] * e = 0,56e m3

Volumen de los álabes (ver figuras 28 y 29):

El álabe tiene una forma trapezoidal y su área se calcula así:

$$A = \frac{b1 + b2}{2} * \text{long. del arco}$$

la longitud del arco calculada = 0,50 m

V álabes = # de álabes * A * e = 0,11e m3

Volumen del anillo rozante:

V anillo rozante = π * Ø1 * L * e = 0,0038e m3

entonces para Aluminio:

γ = 2.700 Kg/m3

Sy = 22.500.000 Kgf/m2

γ_t = 5.783,4 Kg/m3

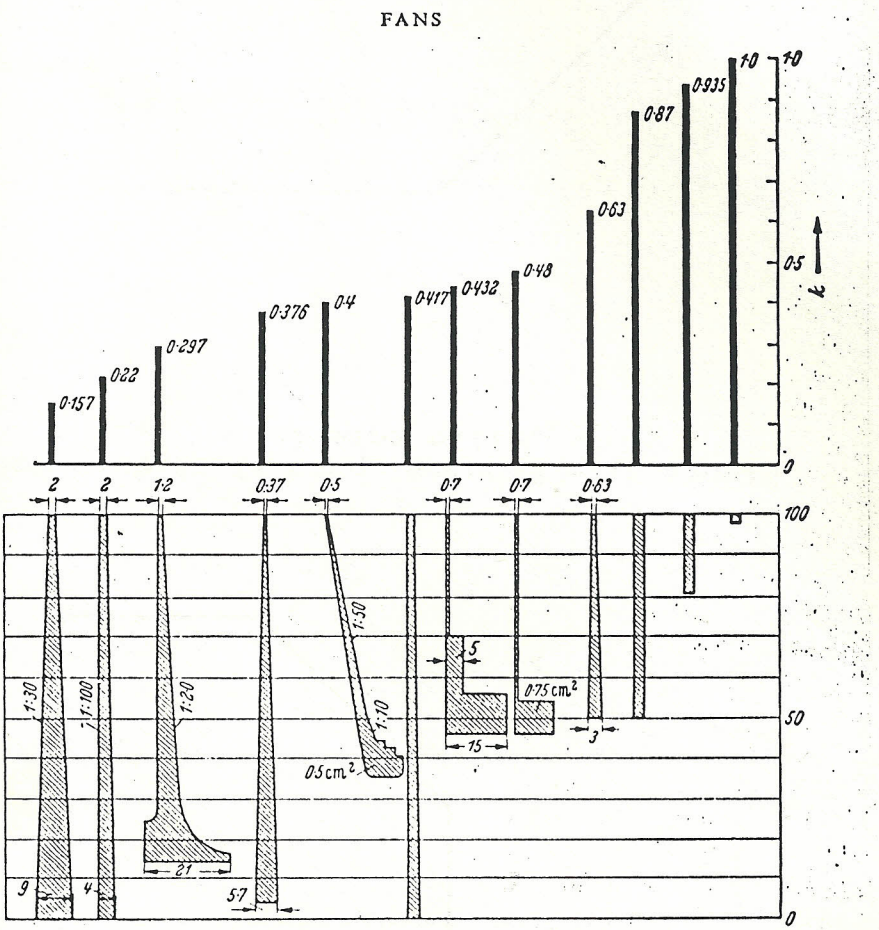


Figura 26.- Valores de K para diferentes tipos de impulsores. (Ref.16)

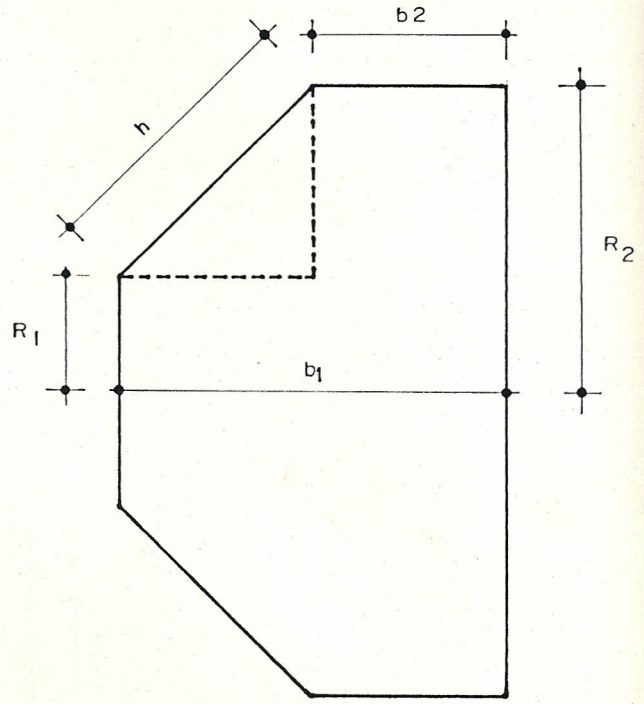


Figura 27.- Esquema para el cálculo del volumen
anillo anterior.

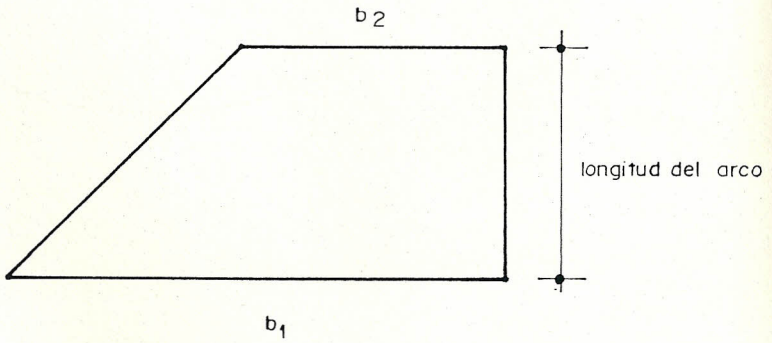
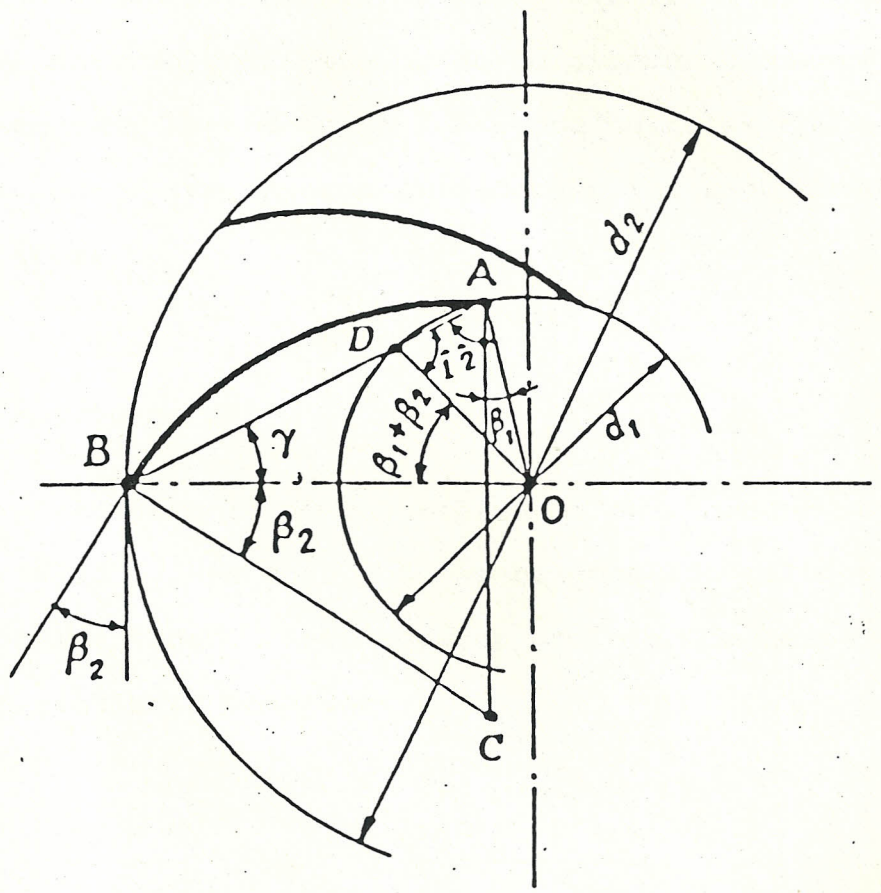


Figura 28.- Esquema para el cálculo del volumen
los Álabes.



$$\hat{1} = \beta_1 + \beta_2 + \gamma$$

$$\hat{2} = \beta_1 + \beta_2 + \gamma$$

Figura 29.- Esquema para el calculo de la longitud del Alabe. (Ref.12)

Luego el esfuerzo máximo es:

a.- Para la placa posterior σ max = 6.250.000 Kgf/m2

b.- Para el anillo anterior σ max = 5.990.000 Kgf/m2

Ambos valores están por debajo del límite de proporcionalidad del Aluminio, lo que confirma la selección del material. El espesor de la plancha a usarse en la carcaza y el rodete se los puede calcular como si fue cilindros de paredes delgadas de los siguientes diámetros:

ø carcaza = 1,016 m

ø rodete = 0,87 m

Por resistencia de materiales se sabe que el espesor crítico viene dado por las paredes del cilindro y no por las tapas. Este espesor se lo puede despejar de la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{Pd * \emptyset}{2 * e} \qquad e = \frac{Pd * \emptyset}{2 * \sigma} \qquad (95)$$

Reemplazando los valores en la ecuación donde Ps es la presión desarrollada por el ventilador = 1.521 Kgf/m2.

e carcaza = 0,0000315 m = 0,0315 mm

e rodete = 0,0000294 m = 0,029 mm

Una vez obtenidos los espesores de plancha a utilizarse para construir la carcaza y el rodete, se prefiere que por razones del factor de uso estas planchas sean de e = 3 mm ó 0,003 m. Por razones constructivas el material que se utilizará para fabricar la carcaza será de plancha de acero al 0,2% de carbono cuyo límite de proporcionalidad es Sy = 24.500.000 Kgf/m2

Selección del diámetro del eje

Primeramente son calculadas las reacciones y fuerza que se originan en el sistema según el diagrama de fuerzas actuantes, figura 30:

Peso del rodete:

W rodete = W d + W al + W an + W cu + W ar

donde :

W d = 4,82 Kgf

W al = 0,89 Kgf

W an = 4,54 Kgf

W cu = 2,05 Kgf (20% de suma de los pesos anteriores)

W ar = 0,003 Kgf

W rodete = 12,3 Kgf

Luego se utilizan los criterios de la sumatoria de momento y de fuerzas en equilibrio sobre el eje:

$$\Sigma M \text{ en } A = 0;\quad 0 = By * 0,2 - W \text{ rodete} * 0,1 \qquad (96)$$

$$\Sigma Fy = 0;\quad 0 = Ay - By - W \text{ rodete} \qquad (97)$$

$$\Sigma Fx = 0;\quad 0 = F - Ax \qquad (98)$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se tiene que:

Ax = F = Pd / Adisco = 904,2 Kgf

Ay = 18,45 Kgf

By = 6,15 Kgf

Según los diagramas de F.C. y M.F. (Figura 31)

El máximo momento estará ubicado en A y será igual a 1,23 Kgf * m.

La potencia de accionamiento del motor viene calculada así, en donde en caudal másico G = 1 Kg/seg:

$$Pa = \frac{G * Ys}{\eta \text{ tot}} = \frac{1 * 12,060}{0,673} = 17,9 \text{ Kw} \quad (24 \text{ Hp}) \qquad (99)$$

El par originado por el motor será:

$$M = \frac{Pa * 60 * 1000}{2 * \pi * n} = \frac{17,9 * 60 * 1000}{2 * \pi * 3500} \qquad (100)$$

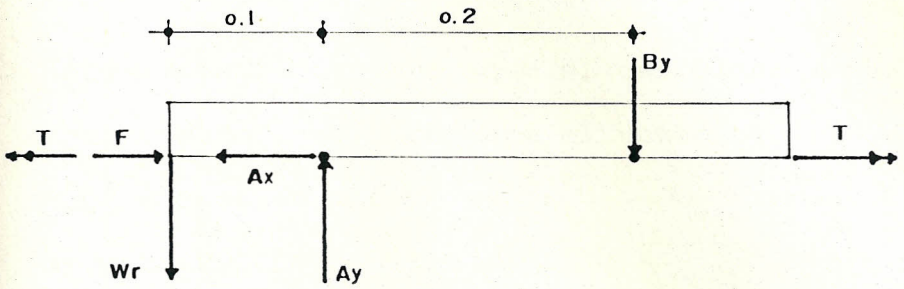


Figura 30.- Diagrama de las fuerzas actuantes.

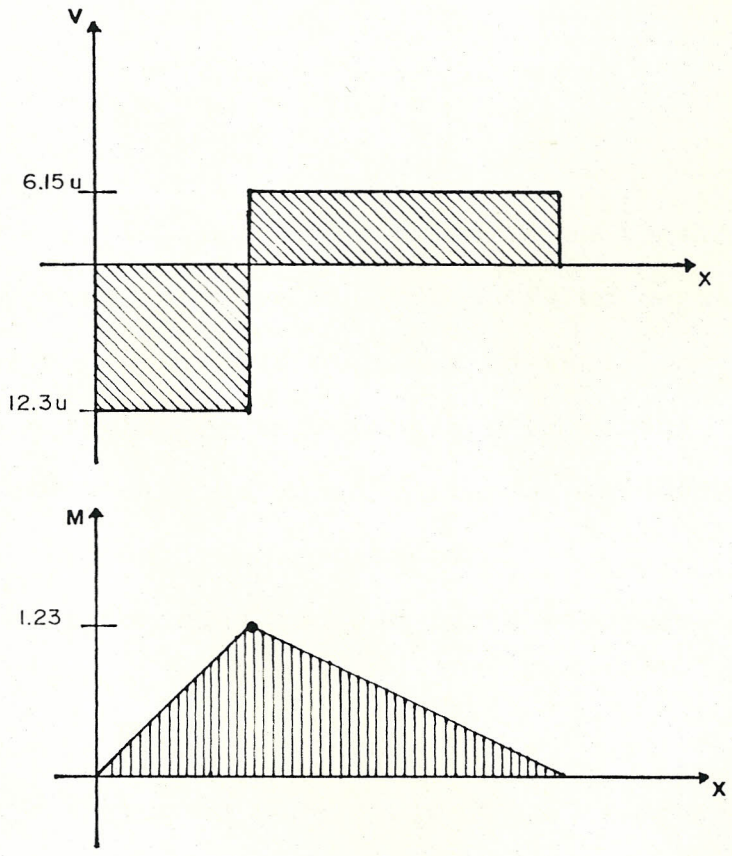


Figura 31.- Diagrama de F.C. y M.F.

M = 48,9 N * m (5 Kgf * m)

Este momento es mayor que el calculado anteriormente y es tomado como base para el resto de los cálculos.

Para aceros de transmisión:

Sy = 25.200.000 Kgf/m2

Sut = 70.000.000 Kgf/m2

Como primera aproximación se considera la teoría del esfuerzo cortante máximo en donde:

$$\tau \text{ max} = \frac{Sy}{2 * n} \qquad (101)$$

Sy = resistencia a la fluencia en tensión

Ssy = resistencia a la fluencia en cortante

Sut = resistencia última a la tracción

Se = límite de resistencia a la fatiga

S'e = límite de resistencia a la fatiga de la probeta de viga rotatoria

n = factor de seguridad (para este caso n = 3)

S'e = 0,50 Sut

Se = ka * kb * kc * kd * S'e

ka = factor de superficie = 0,55 (ver fig. 32 para a. laminado en caliente)

kb = factor de tamaño = 0,85 $0,3 \leq \phi$ eje ≤ 50 mm, (tabla VIII)

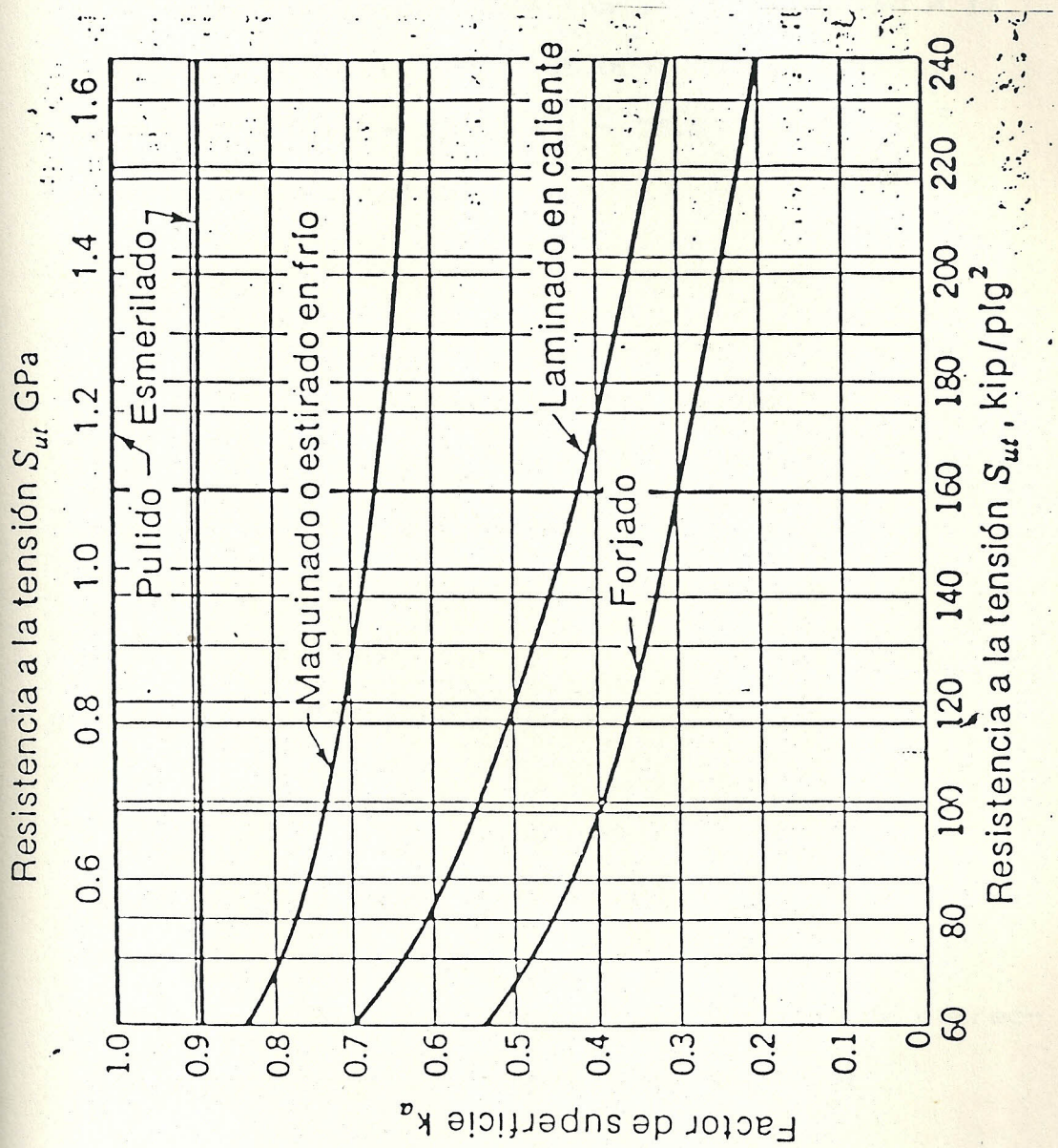


Figura 32.- Factor de acabado superficial (ka).
(Re.20)

kc = factor de confiabilidad (ver tabla IX para R = 0,95 kc = 0,868)

kd = factor de temperatura (para T ≤ 71 °C kd = 1)

S'e = 0,50 * 70.000.000 = 35.000.000 Kgf/m2

Se = 0,55 * 0,85 * 0,868 * 1 * 35.000.0000 =

Se = 14.200.000 Kgf/m2

entonces:

$$\tau \text{ max} = \frac{25.000.000}{2 * 3} = 4.200.000 \text{ Kgf/m2}$$

según la fórmula de torsión:

$$\tau \text{ max} = \frac{16 * M}{\pi * (\varnothing) \text{ exp } 3} \qquad (102)$$

ø eje = 0,0183 m (0,72 pulgadas)

ø eje = 3/4 pulgadas (normalizando)

Recalculando para los respectivos factores de corrección y para la resistencia última se tiene:

$$\varnothing \text{ eje} = \frac{(32 * M * n) \text{ exp } 1/3}{(\pi * Se) \text{ exp } 1/3} \qquad (103)$$

ø eje = 0,021 m (0,87 pulgadas)

ø eje = 1 pulgada (normalizando)

TABLA VIII

	1,00	ø ≤ 0,30 pulg (7,6 mm)
kb =	0,85	0,30 < ø ≤ 2 pulg (50 mm)
	0,75	ø > 2 pulg (50 mm)

Tabla VIII.- Factor de Tamaño kb (Ref 20)

TABLA IX

Confiabilidad R	Factor de Confiabilidad kc
0,50	1,000
0,90	0.897
0,95	0,868
0,99	0,810
0,999	0,753
0,9999	0,702
0,99999	0,659
0,999999	0,620
0,9999999	0,584
0,99999999	0,551
0,999999999	0,520

Tabla IX.- Factor de confiabilidad (Ref. 20)

Cálculo de los rodamientos

La vida de un rodamiento sujeto a cualquier carga F será:

$$L\ 10 = (C/F)\ \exp\ a \qquad (104)$$

donde:

L 10 = duración nominal de revoluciones

C = capacidad básica de carga

F = carga aplicada

a = exponente que tiene el valor de 3 para rodamientos de bolas y 10/3 para rodamientos de rodillos

Los fabricantes de cojinetes acostunbran especificar la carga radial nominal de un cojinete en correspondencia con una cierta velocidad, en RPM, y cierta vida L 10 en horas. Así en la publicación de la TIMKEN ENGINEERING JOURNAL se tabulan la capacidades de carga a 3000 horas de vida y a 500 RPM. Si se utiliza el subíndice D para los valores de diseño o requeridos y subíndice R para los valores de catálogo o nominales, entonces la ecuación anterior puede escribirse de la siguiente manera:

$$CR = F \left[\left(\frac{LD}{LR} \right) * \left(\frac{nD}{nR} \right) \right] \exp\ 1/a \qquad (105)$$

donde:

LD = 25.000 horas

LR = 3.000 horas

nD = 3.500 RPM

nR = 500 RPM

F = Ay = 18,45 Kgf

a = 3

CR = 72,76 Kgf para cargas radiales puras

Para el presente caso se deben considerar fuerzas axiales debido al empuje del aire sobre el disco del ventilador. Por eso se debe considerar la siguiente fórmula:

$$Fe = X * V * Fr + Y * Fa \qquad (106)$$

donde:

Fe = carga radial equivalente

Fr = carga radial aplicada

Fa = carga de empuje aplicada

X,Y = dependen de la configuración geométrica del cojinete del número de bolas, y del diámetro de estas. En la tabla X se tabulan los valores en la que aparecen 2 valores de X y Y. Siempre debe usarse el grupo de valores que dé la mayor carga equivalente.

V = factor de corrección que sirve para corregir las diversas condiciones del anillo giratorio. Para un anillo interior giratorio V = 1.

Entonces:

Fr = 18,45 Kgf

Fa = Pd * A disco = 1.521 * 0,59 = 904,2 Kgf

X = 0,5

Y = 1,4

Fe = 0,5 * 18,76 + 1,4 * 904,2 = 1.275,3 Kgf =

= 12,49 KN

viendo en la tabla XI se utilizará un cojinete de bolas para un ø eje = 25 mm serie 0,3

Selección del acople elastómero

Primero: Hay que recopilar la mayor cantidad de información posible:

a) Potencia nominal del motor

b) Velocidad en RPM

c) Diámetro del eje en pulgadas

d) Tipo de motor (Eléctrico, a gasolina o diesel)

e) Tipo de trabajo (Liviano, medio o pesado)

Segundo: Determinar de la tabla XII el factor de servicio (F.S.)

TABLA X

TIPO DE COJINETE DE BOLAS	X1	Y1	X2	Y2
De contacto Radial	1	0	0,5	1,40
De contacto angular con ángulo suave	1	1,25	0,45	1,20
De contacto angular con ángulo fuerte	1	0,75	0,4	0,75
Con doble fila y duplex (DB o DF)	1	0,75	0,63	1,25

Tabla X.- Factores de carga radial equivalente (Ref 20)

TABLA XI

DI	DE	ANCHO	RADIO DE FILETE	Diámetro al hombro mm		Capacidad básica de carga
mm	mm	mm	mm	ds	dh	KN
10	35	11	0.6	12.5	31	6.23
12	37	12	1.0	16	32	7.48
15	42	13	1.0	19	37	8.72
17	47	14	1.0	21	41	10.37
20	52	15	1.0	25	45	12.24
25	62	17	1.0	31	55	16.20
30	72	19	1.0	27	65	21.60
35	80	21	1.5	43	70	25.60
40	90	23	1.5	49	80	31.40
45	100	25	1.5	54	89	40.50
50	110	27	2.0	62	97	47.60
55	120	29	2.0	70	106	52.20
60	130	31	2.0	75	116	62.70
65	140	33	2.0	81	125	71.20
70	150	35	2.0	87	134	80.10

Tabla XI.- Dimensiones y capacidad básica de carga de cojinetes de bolas de la serie 03 (Ref 20)

TABLA XII

SELECCIÓN
FACTORES DE SERVICIO[1]

Aplicación	Factor De Servicio
PROCESO AGREGADO DEL CEMENTO	
Horno Minero	2.5
Moledor de Barras y Bolas	3.0
Triturador, Hierro y Piedra	3.0
Secador Rotativo	2.0
Caja Separador de Minerales	3.0
Martillo	2.5
Barril	2.0
Concretera	2.0
AGITADORES	
Agitador de Hélice Vertical y Horizontal	1.5
SOPLADORES	
Centrífugos	1.5
De Válvula ó de Vena	1.5
CERVECERÍA Y DESTILERÍA	
Máquinas Llenadoras	1.5
Pesadoras (Frecuentes cambios)	2.0
CARRO DE VOLTEO	2.0
CARRO EXTRACTOR	2.0
CLARIFICADOR Y CLASIFICADOR	1.5
COMPRESORES	
Centrífugos	1.5
Rotativos	2.0
Reciprocos[2]	
1 Cilindro — 1 etapa	6.0
1 Cilindro — 2 etapas	5.5
2 Cilindros — 1 etapa	5.5
2 Cilindros — 2 etapas	5.0
3 Cilindros o más — 1 etapa	5.0
3 Cilindros o más — 2 etapas	4.5
TRANSPORTADORES	
Fuera de Borda, Banda y Cadena	1.5
Reciproco	3.0
De Tornillo	1.5
GRÚAS	
Grúa Principal — Trabajo Mediano	2.0
Grúa Principal — Trabajo Pesado	2.5
Otras	2.0
DRAGAS	
Transportadora	2.0
de Pedón	3.0
de Bomba	2.0
DINAMÓMETRO	1.5
ELEVADORES	2.5
AGITADORES Y GENERADORES	1.5
EXTRUDER	2.0
VENTILADORES	
Centrífugo	1.5
Torres de Enfriamiento	2.5
Aire Forzado	1.5
Para Minas	2.0
INDUSTRIA ALIMENTICIA	
Peladoras	2.0
Llenadoras de Embotellar	1.5
Cocinadora de Cereal	1.5
Moledora de Carne	2.0
GENERADORES	
Carga Uniforme	1.5
Carga Variable	2.0
Para Soldadores	2.5
INDUSTRIA DE LA MADERA	
Sierra Circular	2.0
Manipulador De Troncos	2.5
Cepillador	2.0
Rodillos no Reversables	2.0
Rodillos Reversables	2.5
Transportadora de Astillas	1.5
Mesa Clasificadora	2.0

Aplicación	Factor De Servicio
MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS	
Motor Auxiliar	1.5
Motor Principal	2.0
Formadora	2.0
Cortadora	1.5
INDUSTRIA PETROLERA	
Enfriadora	1.5
Bomba de Pozo (No sobre 150% torque máximo)	2.5
INDUSTRIA DEL PAPEL	
Agitador	1.5
Descortezadora	2.5
Reductor de Pulpa	2.0
Blanqueadora	1.5
Prensadora	2.5
Duradora	3.5
Cilindro Secador	2.0
Estructura	1.5
Foudrinier	2.0
Jaulas	2.5
Prensa	2.5
Moledora de Pulpa	2.5
Moledora de Bloques	2.0
BOMBAS	
Reciprocas	2.5
Rotativas	2.0
Cilindro Aspirador	2.5
Extractor	2.0
Impresora	2.0
BOMBA	
Centrífugas	1.5
De Engranaje	2.0
Rotativa	2.0
Reciproco	
1 Cilindro — 1 etapa	3.0
1 Cilindro — 2 etapas	2.5
2 Cilindros — 1 etapa	2.5
2 Cilindros — 2 etapas	2.0
3 Cilindros más	2.0
INDUSTRIA DEL CAUCHO	
Revolvedor Banbury	3.0
Prensadora	2.5
Plastificador Refinador o Fabricador de Rantas	2.0
Arrollador de Llantas	1.5
Colador	2.0
Calentador	2.5
Lavadora	3.0
CEDAZOS	
Lavador de Aire	1.5
Caja Grande	3.0
Carbón y Arena (Rotativo)	2.0
Vibrador	3.0
EQUIPO DE TRATAMIENTO DE AGUAS	1.5
INDUSTRIA DEL ACERO	
Laminado en Frio	*
Enrolladoras	*
Cortadoras	*
Laminado en caliente	*
Enrolladora	*
Alimentadora	*
Laminador de Perfiles	*
Mesa De Enfriamiento	*
ENGRANAJE CONTROL DE ENGRANAJE	1.5
CARGADOR MECÁNICO	1.5
INDUSTRIA TEXTIL	
Prensadora, Secadora	2.0
Maquina Impresora	1.5
Telar	2.0
Cardadoras	1.5
Hilanderas	2.0
MÁQUINA PARA TRABAJAR MADERA	1.5

[1] El factor de servicio es intentado solamente como una guía general para fuentes uniformes de fuerza de potencia, tales como motores eléctricos y t
de vapor. Para fuentes de fuerzas más severas, tales como motores de combustión interna, motores de vapor se deba agregar 0.5 a los factores arri
indicados. Donde vibraciones torsionales ocurren como en los motores de combustión interna o compresores recíprocos o bombas de aplicación chi
tamaño del acoplamiento para determinar la probabilidad de ampliar la vibración torsional.

[2] Agregue 0.5 a el factor si es su rueda volante.

*Consulte a Rexnord.

Rexnord

Tabla XII.- Tabulación de diversos factores de F.S. para la selección del acople elastómero (Ref 26)

Tercero: Aplicar la fórmula:

$$\frac{Hp * F.S. * 100}{RPM} \qquad (107)$$

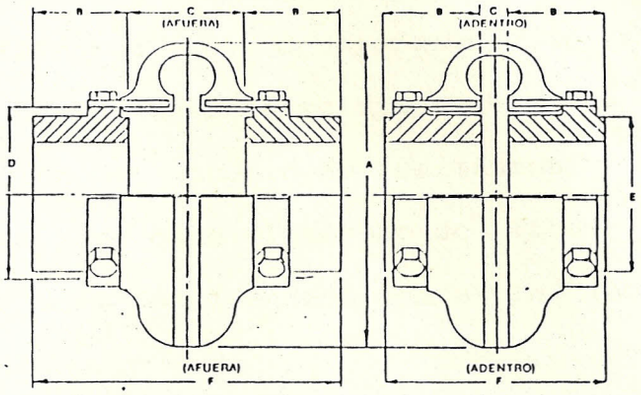
Cuarto: Con este valor se chequea en la tercera columna de la tabla XIII, y se escoge el número que cumpla con esos requerimientos.

Quinto: Adicionalmente se chequea la segunda columna para ver si la manzana del acople puede ser trabajada al diámetro del acople, si es así, el número del acople será el que aparece en la primera columma, si no es así, se selecciona el siguiente, hasta ubicar el acople que permita el diámetro deseado. Para este caso se ve que el acople elastómero E - 5 es la solución.

4.3 SELECCION DE LOS MATERIALES DE CONSTRUCCION

El primer problema cuando se selecciona un material del cual un producto va ha ser hecho, es de definir los requerimientos que están asociados con su perfomance cuando se encuentra en servicio y con su manufactura de acuerdo con la forma del mismo. El

ACOPLAMIENTO STANDARD OMEGA

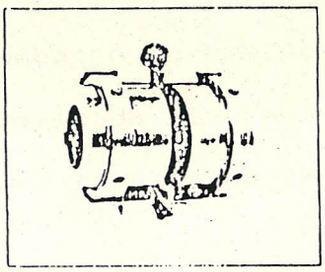


Especificaciones para los núcleos con agujero recto

Acopla. Omega No.	Máximo Agujero Recom.(pulg.)	HP/100 RPM*	Max. RPM	Dimensiones en pulgadas A	B	C adentro	C afuera	D	F adentro	F afuera	Peso** (Lbs.)
E2	1.13	.30	7500	3.50	.94	1.31	1.94	1.88	3.25	3.81	1.2
E3	1.38	.58	7500	4.00	1.50	.81	1.31	2.32	3.81	4.31	2.4
E4	1.63	.88	7500	4.56	1.69	.44	1.31	2.60	3.81	4.69	3.0
E5	1.88	1.48	7500	5.38	1.75	.81	1.81	3.13	4.31	5.31	5.4
E10	2.13	2.30	7500	6.38	1.88	.56	1.81	3.63	4.31	5.56	8.2
E20	2.38	3.65	6600	7.25	2.06	.50	2.13	4.50	4.88	6.50	13.0
E30	2.88	5.79	5800	8.25	2.31	.56	2.44	5.44	5.19	7.06	21.2
E40	3.38	8.85	5000	9.50	2.50	.50	2.75	6.62	5.50	7.75	35
E50	3.38	12.14	4200	11.00	2.75	.63	3.38	8.13	6.13	8.88	54
E60	4.00	19.84	3800	12.50	3.25	.69	3.44	8.75	7.19	9.94	72.1
E70	4.50	35.12	3600	14.00	3.62	.75	3.75	9.25	8.00	11.00	86
E80	6.00	62.70	3000	16.00	4.07	.75	5.00	11.25	10.50	14.75	172
E100	6.75	135	2200	21.00	5.50	1.75	3.75	14.13	12.75	14.75	244
E120	7.50	270	1900	25.00	6.00	2.19	4.19	17.62	14.19	16.19	425

*Factor de servicio = 1.0
**Con el máximo agujero.

- Núcleos Universales
  Diseños rectos y bujes a compresión son intercambiables para ambos acoplamientos, el espaciador y el standard. Esto significa la máxima utilización del inventario.
- Compacto — Tornillos localizados radialmente permiten un ensamble y desensamble fácil, aun cuando el equipo esté muy cerca el uno al otro.



Nota: Las dimensiones están sujetas a cambio. Dimensiones certificadas de material ordenado, sumiplstrad cuando se requiera.

Rexnord

Tabla XIII.- Tabla para selección de acople elastómero. (Ref.26)

segundo problema es el de obtener un equilibrio estos requerimientos y las propiedades y otras caracterîsticas de los materiales disponibles teniendo en consideraciòn el precio de los mismos. La forma del producto asî como el mètodo de manufactura tambièn deben ser considerados para la fabricaciòn del artîculo.

Es conveniente el clasificar las propiedades de los materiales como fîsicas y mecànicas. Entre las primeras se encuentran aquellas que en general son evaluadas por pruebas que no dañan al material tales como, la densidad, el coeficiente de expansiòn tèrmica, las conductividades elèctricas y tèrmicas son ejemplos de estas propiedades. Sin embargo la resistencia a la corrosiòn no puede ser evaluada sin dañar al material, pero se la considera tambièn dentro de este grupo.

Las propiedades mecànicas en cambio son evaluadas mediante pruebas que dañan al material. La resistencia a la tensiòn, el esfuerzo a la compresiòn y al cortante, dureza, ductilidad, la resistencia a la fatiga son algunas de estas propiedades.

Las aleaciones con propiedades especiales tales como las elevadas resistencias a la corrosión y al calor, son por lo general caras debido a los altos costos de los aleantes y de los procesos necesarios para producirlas. Estas deben ser utilizadas solamente cuando no exista otra alternativa, ya que por un buen diseño, materiales menos costosos pueden ser usados. Por ejemplo, cuando el incremento de la masa y el tamaño de la pieza es viable, la resistencia puede ser incrementada haciendo el componente de mayor sección para poder utilizar un material de menor resistencia en lugar de usar otro de mayor resistencia siendo por ende este último más caro. De manera similar, un grado aceptable de resistencia a la corrosión en la pieza puede ser obtenido realizando un tratamiento especial a su superficie.

Cuando el material del cual el artículo va ha ser construido ha sido seleccionado, el costo total de producción debe ser tomado en cuenta. Este costo incluye a aquel debido a las operaciones de acabado tales como el maquinado y la unión o ensamble de las piezas así como al trabajo debido a la inspección por control de calidad de las mismas. En cierto casos es recomendable usar materiales más costosos si el costo total es menor.

Para el presente caso se ha optado por trabajar con Aluminio para la fabricación del rodete debido a que se va trabajar en ambientes salinos donde el factor corrosión va ha pesar en la decisión de toma de material. Además en la fabricación de este componente no va a ser necesario usar soldadura para la unión de los álabes ya que estos van a estar remachados al disco posterior y al anillo anterior. Para la construcción de la carcaza o voluta se ha pensado utilizar planchas de acero negro de fácil adquisición en el mercado y por su buena soldabilidad. A esta carcaza se le practicará posteriormente a su construcción un tratamiento superficial de galvanizado para así poder proteger al material de la corrosión. También existe la posibilidad de realizar-le a esta voluta un recubrimiento de pintura epóxica en lugar de efectuarle el galvanizado, pero lo resultados tendrían que verse ya en la experimenta-ción. Se ha desechado la opción del uso de acero inoxidable debido al elevado costo de este material en el mercado nacional. La utilización de Aluminio para la fabricación de la carcaza solamente es viable si se hacen los moldes de las diferntes volutas para trabajar en fundición, esto es justificable si se van a construir muchos sopladores que tendrían mercado en el exterior. También se deberá seleccionar el

material de cual va a estar fabricado el prensaestopa, necesario para evitar fugas de caudal hacia el exterior, generalmente para este tipo de aplicaciones de caucho.

CAPITULO V

ANALISIS ECONOMICO

En lo que refiere al análisis de costos del sistema se ha tomado en cuenta por un lado el valor de fabricación del soplador habiéndolo cotizado en una compañía de la localidad y por el otro lado la compra local de los accesorios para la instalación del sistema tales como tubería de PVC de diferentes diámetros, reducciones, tapones, cruces, uniones, etc.

El precio venta de este sistema se detalla a continuación:

1.- Ventilador centrífugo con rotor de Aluminio y carcaza fabricada de plancha negra y luego galvanizada con un motor de 25 HP de corriente 220 V - 3ø - 60 Hz.

Precio.....S/. 2'600.000,oo

2.- Tuberías, válvulas y accesorios.

Precio.....S/. 9'750.000,oo

3.- Estudio, mano de obra y dirección técnica por la

instalación.

Precio.....	S/. 2'500.000,oo
SUBTOTAL	S/.14'850.000,oo
10 % I.V.A.	S/. 1'485.000,oo
T O T A L	S/.16'335.000,oo

Si este valor total se lo compara con lo que costaría airear la misma piscina utilizando el sistema de aireadores de bomba propulsora-aspiradora (Sistema Aire 02 de CODEMET) donde, de acuerdo a un estudio elaborado por un técnico de esa compañía, serían necesarios instalar 12 unidades de 3 HP cada una cuyo precio venta por unidad es U.S. Dolares 2.035,oo. El cambio oficial del dolar de importación para la segunda semana del mes de Febrero de 1.991 de S/. 975,oo por $ 1,oo. Entonces, se puede decir, que el costo de este sistema sería de $ 24.420,oo que al transformarlo en sucres se obtendría un valor de:

SUBTOTAL	S/.23'809.500,oo
10 % I.V.A.	S/. 2'380.950,oo
T O T A L	S/.26'190.450,oo

Si se hace una comparación de precios entre ambos sistemas, se observará que el propuesto en este proyecto,

resulta mucho más económico, inclusive si ha de instalarse otro ventilador para darle alternabilidad al sistema. Desde el punto de vista del consumo energético se tendrá un mayor ahorro debido a que para un mismo beneficio, la potencia que se deberá generar para la segunda opción es mayor. Además, resulta más costoso efectuar el tendido eléctrico para cada aireador, mientras que para el sistema subsuperficial no, ya que en este caso el aireador es uno. Mediante datos recopilados se ve que el valor del KW/h para el mes de Enero de 1991 en esa zona se lo pagaba a razón de S/. 36 si se tiene en cuenta que el consumo eléctrico del motor es 18 KW, se tendrá que un día de trabajo del primer sistema, esto es un promedio de 12 horas/día hubiera costado S/. 7.776, mientras que para el segundo sistema a toda su capacidad, 27 KW, hubiera costado S/. 11.664, esto es un 50 % del consumo eléctrico adicional.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Generalmente un acuicultor instruído sabe que la presencia de una aireación contínua en la piscina le permite que se pueda trabajar a elevadas densidades de cultivo, eliminándose el riesgo de disminuciones drásticas de oxígeno que pondrían en peligro la supervivencia de las especies cultivadas y por ende su estabilidad económica. El bombeo contínuo de agua fresca es suprimido, los niveles de amoniaco y el crecimiento de moho en la superficie son disminuidos y su objetivo principal es mantener el nivel apropiado de oxígeno en el fondo del estanque que es donde a la mayoría de las especies acuáticas les gusta habitar, procrearse y alimentarse.

El trabajo efectuado se realizó a nivel teórico, por lo que no constan en este documento resultados experimentales, así como tampoco las dificultades físicas que pueden presentarse al ser instalado este sistema. De la bibliografía obtenida se muestra que es un sistema muy comercializado dentro de los Estados Unidos de Norteamérica y que ha producido grandes réditos a los cultores de ese país.

Como se ve, en lo posible se ha considerado la no

utilización de materiales ferrosos en la construcción del ventilador y el sistema, para así evitar el deterioramiento de sus componentes debido a la elevada corrosión a la que estarían sometidos en los lugares de su instalación. También se ha previsto de un recubrimiento metálico en aquellas piezas de aleación ferrosa para que este efecto sea lo menos dañino posible.

Conclusiones:

- Mediante los cálculos realizados se ha logrado obtener el diseño de un ventilador de alta presión (soplador) de escasa fabricación en nuestro medio, siendo su fin el uso de la tecnología, infraestructura y mano de obra nacional para iniciar su construcción.

- Además, dentro del campo de la Ingeniería Mecánica existe un vasto campo de aplicaciones donde ventiladores de alta presión son aplicados.

- La instalación de este sistema no reviste de serias complicaciones ya que, para realizarla es necesario disponer de un sitio adecuado donde ubicar al soplador, que para el presente caso es necesario un lugar seco, cubierto, de fácil acceso y con una instalación eléctrica sencilla para la alimentación del motor. El

tendido de las tuberías perforadas, de fabricación nacional, se lo debe hacer con la piscina vacía, siendo esta operación la más tediosa. Para el sistema de Aire O2 (importado) la instalación física de cada uno de los aparatos es un poco más sencilla, mientras que su tendido eléctrico es más complicado, costoso y ciertamente más riesgoso para los trabajadores debido a la cantidad de tomas de corriente existentes. Ciertamente este último sistema se caracteriza por ser de gran versatilidad la que es equiparada por el bajo costo del primero, además se debe preveer la instalación de un soplador adicional en paralelo para darle alternabilidad al sistema.

- En lo que respecta al mantenimiento que se necesita suministrar a ambos sistemas, el de mayor cuidado y más costoso es el del segundo, debido a, su concepción, elementos constituyentes y al número de motores y aparatos que están implicados en esta instalación, existe la posibilidad de mayores y más frecuentes daños, sea en los contactores y sellos de los motores, líneas de alimentación, etc. En el sistema propuesto los daños que se presentarán son fallas en las chumaceras por uso, rotura del rotor, quemada del motor, pero son problemas de sencilla y rápida solución. A los orificios de las tuberías se los tendrá que limpiar cada vez que se vacíe

la piscina.

- Como se comprobó en los costos de adquisición hay una marcada diferencia entre uno y otro sistema.

- Además de los de los costos de instalación y mantenimiento, están también los de operación, que debido al mayor número de equipos y consumo de corriente en el segundo caso obligan a que estos costos sean mayores.

- En lo que se refiere al presente proyecto, se optó por trabajar con tuberías perforadas debido a que el costo de limpieza y de reposición de los difusores porosos ya sea de cerámica o de piedra, es más elevado, y siguiendo la premisa de trabajar en lo posible con materiales y mano de obra que se pueda conseguir fácilmente en el país, se decidió hacerlo de esa manera. Además la caída de presión experimentada por el paso del aire a través del difusor no es tan crítica, para difusores nuevos está en el orden de las 10" de columna de agua (25,4 mm de H2O).

- En aquellos sitios en los que la energía eléctrica no está a la disposición del campamento, el presente sistema puede ser fácilmente modificado tomándose la energía de un motor de combustión interna

Recomendaciones:

- El tendido de las tuberías deberá ser realizado de tal forma que no impidan en lo posible el fácil desplazamiento de los cinchorros (botes pequeños de fabricación artesanal) a lo largo y ancho de la piscina por lo que se ha preferido que la ubicación de estas sea subsuperficial, pero no en el fondo del estanque, sino que a unos 10 a 20 cms. del piso para evitar así la obstrucción de los orificios de salida del aire.

- Se recomienda para un estudio posterior la construcción y pruebas del sistema, así como un estudio real y óptimo de la separación entre los ramales y los orificios de salida del aire, esto es, realizando mediciones de OD para cada caso, y/o buscar la ubicación del o de los sopladores necesarios que produzcan una mayor eficiencia del conjunto.

- Se recomienda la colocación de filtros de aire en la succión del soplador para evitar en lo posible la introducción de partículas o de elementos que puedan obstruir el flujo del aire por las tuberías y orificios o que vayan a perjudicar al funcionamiento del ventilador.

- Los datos presentados sobre la dinâmica del OD en este trabajo han sido tomados en su mayoría de bibliografía Norteamericana, se recomienda que dada la importancia de la explotación camaronera se hagan estudios de este comportamiento para nuestro medio y tipo de clima particularmente.

BIBLIOGRAFIA

1. APHA, AWWA, & WPCF. Standard Methods for the Examination of Water and Wastewater, APHA, Washington DC, U.S.A., 1976.

2. ARAUJO, Fernando. Tesis de Grado. Diseño, Construcción y Pruebas de un Ventilador Centrífugo de Alto Caudal-Baja Presión y Estudio del Efecto de Entrada, ESPOL, Guayaquil, 1985.

3. AWWA. Water Quality and Treatment, Mc Graw-Hill Inc. Book Company, New York, U.S.A., 1971.

4. BOYD, Claude and WATTEN Barnaby. Aeration Systems in Aquaculture, Publicación de la CRC, Critical Rewiews in Aquatic Sciences, Vol. 1, CRC Press Inc., Auburn, Alabama, U.S.A., 1989.

5. CORDOBA, Julio. Tesis de Grado. Oxigenación de Agua utilizando Energía Eólica, ESPOL, Guayaquil, 1988.

6. ECK, Bruno. Fans, Pergamon Press Ltd., Oxford, England, 1973.

7. FOX & McDONALD. Introduction to Fluid Mechanics, John Wiley & Sons, New York, U.S.A., 1978.

8. KEMPSTER, M. Engineering Design III, J. W. Arrowsmith Ltd. Bristol, England, 1984.

9. KEENAN & KAYE. Gas Tables, John Wiley & Sons Inc, New York, U.S.A., 1948.

10. MARKS. Manual del Ingeniero Mecânico, Mc Graw-Hill Inc. Book Company, New York, U.S.A., 1978.

11. MATAIX, Claudio. Turbomâquinas Hidrâulicas, Icai, Madrid, España, 1975.

12. MATAIX, Claudio. Turbomâquinas Tèrmicas, Editorial Dossat S.A., Madrid, España, 1988.

13. MATLEY, Jay. Fluid Movers: Pumps, Compressors, Fans and Blowers, Mc Graw-Hill Publications Co., New York, U.S.A. 1979.

14. MONARD, Josè. Proyecto de Grado. Pruebas Piloto de Oxigenaciòn en un Sector del Estero Salado de Guayaquil, ESPOL, Guayaquil, 1990.

15. OSBORNE, C & TURNER, C. WOODS. Guìa Prâctica de la

Ventilación, Editorial Blume, Barcelona, España, 1970.

16. OSBORNE, William. Fans, Pergamon Press Ltd., Oxford, England, 1977.

17. PARR, Robert. Principles of Mechanical Design, Mc Graw-Hill Inc. Book Company, New York, U.S.A., 1970.

18. PEAVY, H., ROWE, D., TCHOBANOGLOUS, G. Enviromental Engineering, Mc Graw-Hil Inc. Book Company, New York, U.S.A., 1985.

19. SALGADO, Kumara. Proyecto de Grado. Eficiencia de la Oxigenación del Agua utilizando un Molino de Viento y otros Métodos de Aireación, ESPOL, Guayaquil, 1990.

20. SHIGLEY, Joseph. Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw-Hill Inc. Book Company, New York, U.S.A., 1978.

21. SHIGLEY, Joseph & UICKER John. Theory of Machines and Mechanisms, Mc Graw-Hill Inc. Book Company, New York, U.S.A. 1980.

22. STEPHENSON, John & CALLANDER R. Engineering Design, John Wiley & Sons Australasia Pty. Ltd., Sydney, Australia, 1974.

23. STICKNEY, Robert. Principles of Warmwater Aquaculture, John Wiley and Sons, New York, U.S.A., 1979.

24. THIKOETTER, H. Aeration in Effluent Treatment, Chemical Publishing Co. Inc., New York, U.S.A., 1974.

25. WHEATON, Fredrick. Aquaculture Engineering, John Wiley and Sons, New York, U.S.A., 1977.