

24.56



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

FACULTAD DE QUIMICA

**SELECCION DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO
DE AGUA PARA UNA INDUSTRIA QUIMICA**

**T E S I S
M A N C O M U N A D A
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
I N G E N I E R O Q U I M I C O
P R E S E N T A N
BEATRIZ LEONOR NIETO CARREON
VICTOR MANUEL CARRILLO LOPEZ**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

CIUDAD, UNIVERSITARIA

1988



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCION.

I. GENERALIDADES

1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.
2. CONDICIONES ACTUALES DE OPERACIÓN.
3. MODIFICACIONES AL PROCESO Y NUEVOS REQUERIMIENTOS DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.
4. ALTERNATIVAS DE ENFRIAMIENTO DE AGUA.

II. DISEÑO

1. GENERALIDADES SOBRE ENFRIAMIENTO DE AGUA.
 - A. PRINCIPIOS DE DISEÑO PARA UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECÁNICO Y FLUJO CRUZADO.
 - B. PRINCIPIOS DE DISEÑO PARA UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO.
2. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO.
 - A. AMBIENTALES.
 - B. PROCESO.
3. DIMENSIONAMIENTO DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO.
4. HOJA DE ESPECIFICACIONES DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECÁNICO Y FLUJO CRUZADO.

III. COSTOS

1. MONTO DE INVERSIÓN INICIAL.

2. COSTO DE OPERACIÓN.
3. COSTOS TOTALES.
4. RENTABILIDAD.

IV CONCLUSIONES

APENDICE I

GRÁFICAS DE TEMPERATURAS DE BULBO SECO Y HÚMEDO Y HUMEDAD RELATIVA.

APENDICE II

DEDUCCIÓN DEL MODELO DE COMPORTAMIENTO DE LA FOSA.

BIBLIOGRAFIA.

INTRODUCCION

UNO DE LOS SERVICIOS MÁS IMPORTANTES PARA EL FUNCIONAMIENTO DE LA INDUSTRIA QUÍMICA, ES EL ABASTECIMIENTO DE AGUA. ÉSTE, EN MUCHOS CASOS REPRESENTA UN GRAVE PROBLEMA QUE PUEDE SER PROVOCADO POR LA PROPIA ESCASEZ DE AGUA O POR LA CONTAMINACIÓN QUE PRESENTE DEBIDO A AGENTES -- EXÓGENOS EN ALGÚN PASO DE SU UTILIZACIÓN. DE TAL MANERA QUE OBTENER, ACONDICIONAR O RECICLAR ESTA AGUA, SON FACTORES DE PRIMORDIAL IMPORTANCIA PARA CUALQUIER EMPRESA QUE PRETENDA INSTALAR, MODIFICAR O AMPLIAR UNA PLANTA INDUSTRIAL.

ACTUALMENTE, LA EMPRESA SOSA TEXCOCO, S.A., SE ENFRENTA A LA NECESIDAD DE MODIFICAR SU SISTEMA DE SUMINISTRO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN SU PROCESO, DEBIDO A UNA MEJORA EN LA ETAPA DE CRISTALIZACIÓN DE BICARBONATO DE SODIO; INSTALANDO PARA ÉSTO UN CRISTALIZADOR ADIABÁTICO DE DOS EFECTOS, EN CONTÍNUO Y OPERANDO CON UN SISTEMA DE VACIO TIPO -- EYECTORES DE VAPOR CON CONDENSADOR BAROMÉTRICO, QUE REQUERIRÁ UN VOLUMEN CONSIDERABLE DE AGUA FRÍA, LA CUAL NO ESTÁ CONTEMPLADA EN LAS INSTALACIONES ACTUALES.

EL PROBLEMA A RESOLVER, ENTONCES, CONSISTE EN DETERMINAR EL MEDIO MÁS ECONÓMICO DEL SUMINISTRO DE ESTA AGUA DE ENFRIAMIENTO. LA OPCIÓN MÁS USUAL PARA SUMINISTRAR AGUA FRÍA ES EMPLEAR UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO, SOBRE TODO CUANDO EXISTE FALTA DE ESPACIO. ESTAS TORRES SON COMUNMENTE DEL TIPO TIRO FORZADO. TAMBIÉN EXISTE LA OPCIÓN DE LA FOSA DE EN-

INTRODUCCION

UNO DE LOS SERVICIOS MÁS IMPORTANTES PARA EL FUNCIONAMIENTO DE LA INDUSTRIA QUÍMICA, ES EL ABASTECIMIENTO DE AGUA. ESTE, EN MUCHOS CASOS REPRESENTA UN GRAVE PROBLEMA QUE PUEDE SER PROVOCADO POR LA PROPIA ESCASEZ DE AGUA O POR LA CONTAMINACIÓN QUE PRESENTE DEBIDO A AGENTES -- EXÓGENOS EN ALGÚN PASO DE SU UTILIZACIÓN. DE TAL MANERA QUE OBTENER, ACONDICIONAR O RECICLAR ESTA AGUA, SON FACTORES DE PRIMORDIAL IMPORTANCIA PARA CUALQUIER EMPRESA QUE PRETENDA INSTALAR, MODIFICAR O AMPLIAR UNA PLANTA INDUSTRIAL.

ACTUALMENTE, LA EMPRESA SOSA TEXCOCO, S.A., SE ENFRENTA A LA NECESIDAD DE MODIFICAR SU SISTEMA DE SUMINISTRO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN SU PROCESO, DEBIDO A UNA MEJORA EN LA ETAPA DE CRISTALIZACIÓN DE BICARBONATO DE SODIO; INSTALANDO PARA ÉSTO UN CRISTALIZADOR ADIABÁTICO DE DOS EFECTOS, EN CONTÍNUO Y OPERANDO CON UN SISTEMA DE VACIO TIPO -- EYECTORES DE VAPOR CON CONDENSADOR BAROMÉTRICO, QUE REQUERIRÁ UN VOLUMEN CONSIDERABLE DE AGUA FRÍA, LA CUAL NO ESTÁ CONTEMPLADA EN LAS INSTALACIONES ACTUALES.

EL PROBLEMA A RESOLVER, ENTONCES, CONSISTE EN DETERMINAR EL MEDIO MÁS ECONÓMICO DEL SUMINISTRO DE ESTA AGUA DE ENFRIAMIENTO. LA OPCIÓN MÁS USUAL PARA SUMINISTRAR AGUA FRÍA ES EMPLEAR UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO, SOBRE TODO CUANDO EXISTE FALTA DE ESPACIO. ÉSTAS TORRES SON COMUNMENTE DEL TIPO TIRO FORZADO. TAMBIÉN EXISTE LA OPCIÓN DE LA FOSA DE EN-

FRIAMIENTO, SIN EMBARGO, ES POCO USUAL DEBIDO A QUE REQUIERE DE UN --
ÁREA POR LO GENERAL, EXTENSA.

PARA ESTE ESTUDIO SE CONSIDERARÁN LAS DOS OPCIONES, YA QUE SOSA TEXCO
CO, ADEMÁS DE CONTAR CON ÁREA DISPONIBLE PARA INSTALAR UNA NUEVA FOSA
DE ENFRIAMIENTO, EN LA ACTUALIDAD CUENTA CON UNA FOSA QUE PODRÍA DAR
EL SERVICIO REQUERIDO SI SE LLEVA A CABO UNA AMPLIACIÓN DE LA MISMA.

PARA DETERMINAR LA VIABILIDAD DE INSTALAR UNA FOSA O UNA TORRE DE EN-
FRIAMIENTO, ES NECESARIO REALIZAR UN DIMENSIONAMIENTO DE LA POSIBLE -
AMPLIACIÓN A LA FOSA EXISTENTE O DE LA CONSTRUCCIÓN DE UNA NUEVA.

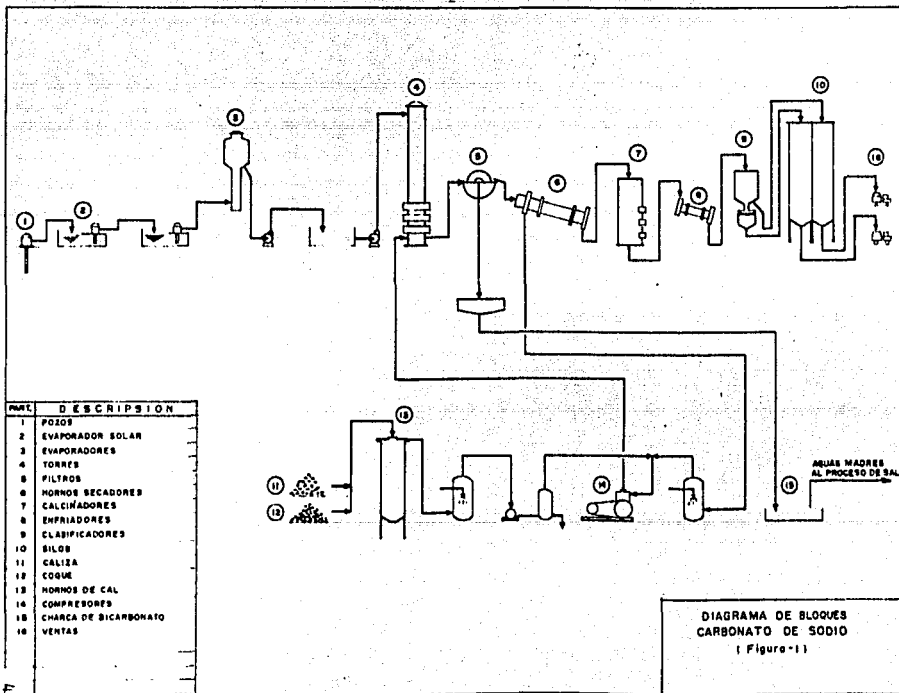
I. GENERALIDADES.

1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.

LA EMPRESA SOSA TEXCOCO, S.A., PRODUCE CARBONATO DE SODIO A PARTIR DE SALMUERA ALCALINA QUE SE OBTIENE DEL SUBSUELO DEL EX-VASO DEL LAGO DE TEXCOCO.

EL PROCESO PARA OBTENER ESTE PRODUCTO, SE MUESTRA EN LA FIG. 1 Y SE INICIA CON LA EXTRACCIÓN DE LA SALMUERA MEDIANTE POZOS PROFUNDOS QUE LA BOMBEAN A UN EVAPORADOR SOLAR.

EL EVAPORADOR SOLAR ESTÁ FORMADO POR UN CANAL DE FORMA ESPIRAL CONCÉNTRICA, POR LO CUAL SE LE CONOCE CON EL NOMBRE DE "CARACOL". ESTE CANAL ESTÁ SEGMENTADO MEDIANTE PAREDES DIVISORIAS. CADA SECCIÓN DE DICHO CANAL TIENE SALMUERA DE DIFERENTE CONCENTRACIÓN, QUEDANDO LA DE MENOR CONCENTRACIÓN EN LA PARTE EXTERIOR DEL CARACOL Y LA MÁS CONCENTRADA AL CENTRO. EL PASO DE LA SALMUERA DE UNA SECCIÓN A OTRA SE REALIZA ABRIENDO COMPUERTAS O POR BOMBEO, TRATANDO DE MANTENER CONSTANTES LOS NIVELES DE CADA SECCIÓN. LA SALMUERA PROVENIENTE DE POZOS ES ALIMENTADA AL CARACOL EN DIFERENTES SECCIONES DEPENDIENDO DE SU CONCENTRACIÓN, AUMENTANDO ÉSTA EN SU PASO POR EL EVAPORADOR SOLAR, EN EL CUAL SE LOGRAN CONCENTRACIONES HASTA DE 7% EN ÁLCALI TOTAL. UNA VEZ PRECONCENTRADA, ES BOMBEADA DEL CENTRO DEL CARACOL A UN TANQUE DESARENADOR, DE DONDE SE ENVÍA A LAS CAJAS DE ENFRIAMIENTO DE LAS TORRES --



CARBONATADORAS; MEDIANTE ESTA OPERACIÓN, SE ENFRÍA EL CONTENIDO DE --
LAS TORRES AL TIEMPO QUE SE APROVECHA EL CALOR PARA PRECALENTAR LA --
SALMUERA QUE LUEGO ES ENVIADA A CUATRO EVAPORADORES MECÁNICOS.

TODOS LOS EVAPORADORES SON DE MÚLTIPLE EFECTO CON CALANDRÍA INTEGRADA
DE TUBOS LARGOS VERTICALES OPERANDO A CONTRACORRIENTE, LOS CONDENSA-
DORES DE VAPOR DE ESCAPE SON TIPO BAROMÉTRICO Y UTILIZAN AGUA DE UNA
FOSA DE ENFRIAMIENTO.

LA SALMUERA CONCENTRADA, AL SALIR DE LOS EVAPORADORES ES ENVIADA AL -
INTERIOR DE LAS TORRES DE CARBONATACIÓN EN LAS CUALES EL CARBONATO DE
SODIO PRESENTE EN LA SALMUERA SE CONVIERTE A BICARBONATO MEDIANTE LA
ADICIÓN DE BIÓXIDO DE CARBONO; EL OBJETO DE ESTA OPERACIÓN ES SEPARAR
EL BICARBONATO DE LA SALMUERA APROVECHANDO SU MENOR SOLUBILIDAD. EL
BIÓXIDO DE CARBONO EMPLEADO EN ESTA OPERACIÓN PROVIENE DE DOS FUENTES,
UNA DE LA RECONVERSIÓN DEL BICARBONATO A CARBONATO DURANTE EL PROCESO
DE SECADO EL CUAL SE EFECTÚA EN HORNOS SECADORES ROTATORIOS Y LA OTRA
PARTE SE OBTIENE DE QUEMAR PIEDRA CALIZA CON COKE.

EL PRODUCTO DE LAS TORRES DE CARBONATACIÓN ES UNA SUSPENSIÓN DE CRIS-
TALES DE BICARBONATO EN UNA SOLUCIÓN DE CLORURO DE SODIO, LA CUAL SE
ENVÍA A UNOS FILTROS ROTATORIOS EN LOS QUE SE SEPARAN LOS CRISTALES,
EN TANTO QUE EL FILTRADO EXTRAÍDO ES ENVIADO A UNA FOSA EN LA CUAL ES
TA SOLUCIÓN EXPUESTA AL MEDIO AMBIENTE, SE ENFRÍA PRECIPITÁNDOSE UNA
CANTIDAD ADICIONAL DE CRISTALES DE BICARBONATO, LAS AGUAS MADRES QUE

SOBRENADAN EN LA FOSA SON ENVIADAS AL PROCESO DE SAL, EN TANTO QUE --
LOS CRISTALES PRECIPITADOS SON ENVIADOS NUEVAMENTE A LOS FILTROS ROTA
TORIOS MEZCLÁNDOSE PREVIAMENTE CON AGUA, DE MANERA QUE SE FACILITE SU
BOMBEO.

LOS CRISTALES SEPARADOS EN LOS FILTROS SON ENVIADOS A UNOS HORNOS RO-
TATORIOS PARA ELIMINAR LA HUMEDAD Y REALIZAR LA CONVERSIÓN DE BICARBO
NATO A CARBONATO. AL SALIR DE AQUÍ LOS CRISTALES DE CARBONATO DE SO-
DIO AÚN SE ENCUENTRAN CONTAMINADOS CON MATERIA ORGÁNICA, LO QUE HACE
QUE EL PRODUCTO TENGA UN COLOR GRISÁSEO, ADEMÁS DE QUE LA CONVERSIÓN
DEL BICARBONATO A CARBONATO PUEDE NO SER COMPLETA; POR ESTE MOTIVO SE
HACE NECESARIO PASAR ESTOS CRISTALES A OTRO TIPO DE HORNOS, CONOCIDOS
EN LA PLANTA COMO CALCINADORES CON LO QUE SE ASEGURA LA CONVERSIÓN --
DEL BICARBONATO A CARBONATO.

EL PRODUCTO DE ESTOS HORNOS ENTRA A UNOS ENFRIADORES ROTATORIOS, POS-
TERIORMENTE PASA A UN EQUIPO DE CRIBADO Y CLASIFICACIÓN PARA FINALMEN
TE SER ENVIADO A LOS SILOS DE ALMACÉN Y VENTA.

EL BIÓXIDO DE CARBONO, COMO SE MENCIONÓ CON ANTERIORIDAD PROVIENE DE
DOS FUENTES; LA PRIMERA QUE CORRESPONDE A LOS GASES DE LOS HORNOS SE-
CADORES ROTATORIOS, DE DONDE SE EXTRAEN POR MEDIO DE COMPRESORES ROTA
TORIOS, HACIÉNDOLOS PASAR POR TORRES EMPACADAS DONDE SE ENFRÍA Y LAVA
EL GAS POR CONTACTO DIRECTO CON AGUA A CONTRACORRIENTE. ESTOS GASES
SE INYECTAN A LA PARTE INFERIOR DE LAS TORRES CARBONATADORAS POR ME--

DIO DE COMPRESORES RECIPROCANTES. LA SEGUNDA PARTE DEL BIÓXIDO DE --
CARBONO QUE ES PRODUCIDA POR LA COMBUSTIÓN DEL COKE, TAMBIÉN SE PASA
POR UNOS ENFRIADORES SIMILARES A LOS YA DESCRITOS Y DE AHÍ A COMPRESO
RES TIPO ANILLO LÍQUIDO, DONDE ALCANZAN LA PRESIÓN SUFICIENTE PARA --
SER ALIMENTADOS A NIVEL MEDIO DE LAS TORRES CARBONATADORAS.

LA FOSA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EXISTENTE, MENCIONADA ANTERIORMENTE,
TIENE POR USUARIOS ADEMÁS DE LOS CONDENSADORES BAROMÉTRICOS DE LOS --
EVAPORADORES DE SALMUERA, LOS ENFRIADORES DE GAS CARBÓNICO PROVENIEN-
TE DE LOS HORNOS ROTATORIOS Y LA COMBUSTIÓN DE COKE.

2. CONDICIONES ACTUALES DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO.

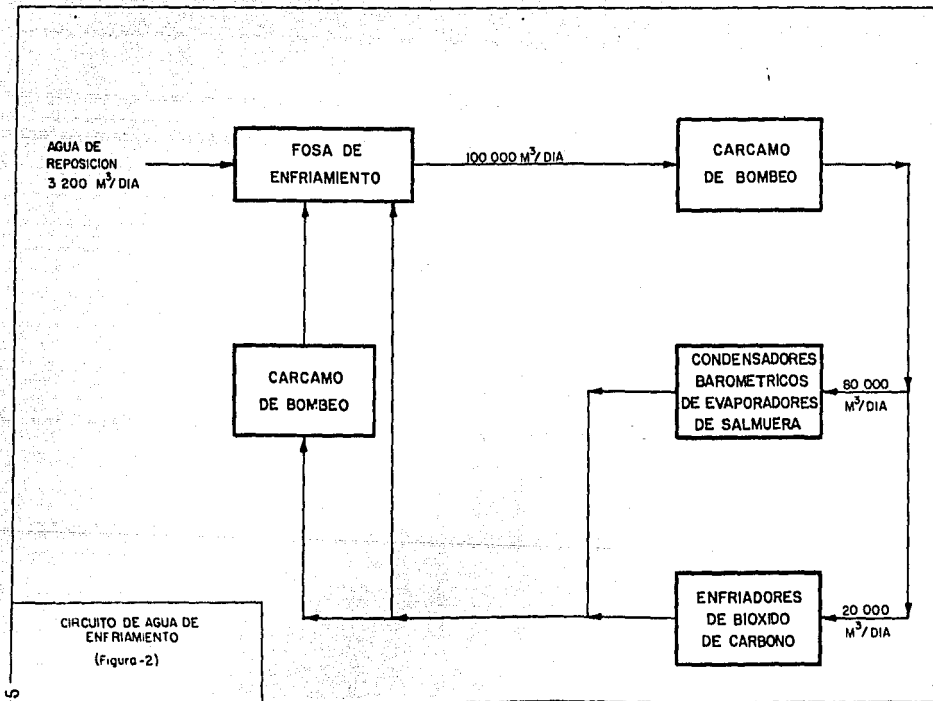
EL AGUA DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO ES DISTRIBUÍDA EN LA PLANTA MEDIANTE CANALES QUE A SU VEZ ALIMENTAN EL LÍQUIDO A DOS CÁRCAMOS DE BOMBEO, UNO LOCALIZADO EN EL ÁREA DE EVAPORADORES QUE SUMINISTRA EL AGUA A -- LOS CONDENSADORES BAROMÉTRICOS DE DICHS EVAPORADORES Y EL OTRO CÁRCA MO PROVEE EL AGUA REQUERIDA POR LOS ENFRIADORES DE GAS CARBÓNICO TAL COMO SE MUESTRA EN EL DIAGRAMA DE BLOQUES DE LA FIG. 2.

EN AMBOS CASOS LA DESCARGA DE AGUA CALIENTE SE EFECTÚA SOBRE CANALES POR MEDIO DE LOS CUALES, SE RETORNA EL AGUA A LA FOSA DE ENFRIAMIENTO.

LA FOSA TIENE UN ÁREA TOTAL DE 19,155 Ha., CON UNA PROFUNDIDAD MEDIA DE 160 CM. DE AQUÍ SALEN APROXIMADAMENTE 100,000 M³/D DE AGUA FRÍA -- CON UNA TEMPERATURA QUE VARÍA DE 23°C EN INVIERNO Y HASTA 30°C EN VERANO.

LOS CONDENSADORES EMPLEAN EN CONJUNTO 80,000 M³/D DE AGUA DE ENFRIAMIENTO Y SU ELEVACIÓN DE TEMPERATURA ES DE 20°C QUE REPRESENTA 1.6 x 10⁹ KCAL/D REMOVIDAS, EN TANTO QUE EN LOS ENFRIADORES DE GASES SE -- EMPLEAN LOS RESTANTES 20,000 M³/D Y SU ELEVACIÓN DE TEMPERATURA ES DE 45°C QUE REPRESENTA APROXIMADAMENTE 9.0 x 10⁸ KCAL/D, SIENDO LA CARGA TÉRMICA TOTAL DE LA FOSA DE 2.5 x 10⁹ KCAL/D.

A CONTINUACIÓN SE MUESTRA EL BALANCE GLOBAL APROXIMADO EN LA FOSA DE ENFRIAMIENTO



CIRCULACIÓN:	100 000 M ³ /D
DIFERENCIA DE TEMPERATURA:	25 °C
INVIERNO (48 - 23); VERANO (55 - 30)	
CALOR REMOVIDO:	
(W) (Cp) (T) = (100 000) (1 000) (25) =	2.5 x 10 ⁹ KCAL/D
CALOR DE EVAPORACIÓN:	554.4 KCAL/KG VAP.
EVAPORACIÓN TOTAL:	
VER TABLA A-3	4.93 x 10 ⁶ KG VAP./D

EL VAPOR QUE SE CONDENSA EN LOS CONDENSADORES BAROMÉTRICOS DE LOS EVAPORADORES DE SALMUERA SE MEZCLA CON EL AGUA DE ENFRIAMIENTO DE LOS -- MISMOS CONDENSADORES Y REGRESA A LA FOSA COMO EXCEDENTE, ESTA CANTIDAD ES:

AGUA DE ENFRIAMIENTO DE CONDENSADORES:	80 000 M ³ /D
TEMPERATURAS PROMEDIO EN LOS CONDENSADORES	
BAROMÉTRICOS: ENTRADA	30 °C
SALIDA	50 °C
DIFERENCIA: (50 - 30):	20°C
CALOR REMOVIDO:	
(W) (Cp) (T) = (80 000) (1 000) (20) =	1.6 x 10 ⁹ KCAL/D
CALOR DE EVAPORACIÓN:	554.4 KCAL/KG VAP.
VAPOR CONDENSADO:	
1.6 x 10 ⁹ KCAL/D ÷ 554.4 KCAL/KG VAP. =	2.88 x 10 ⁶ KG VAP./D

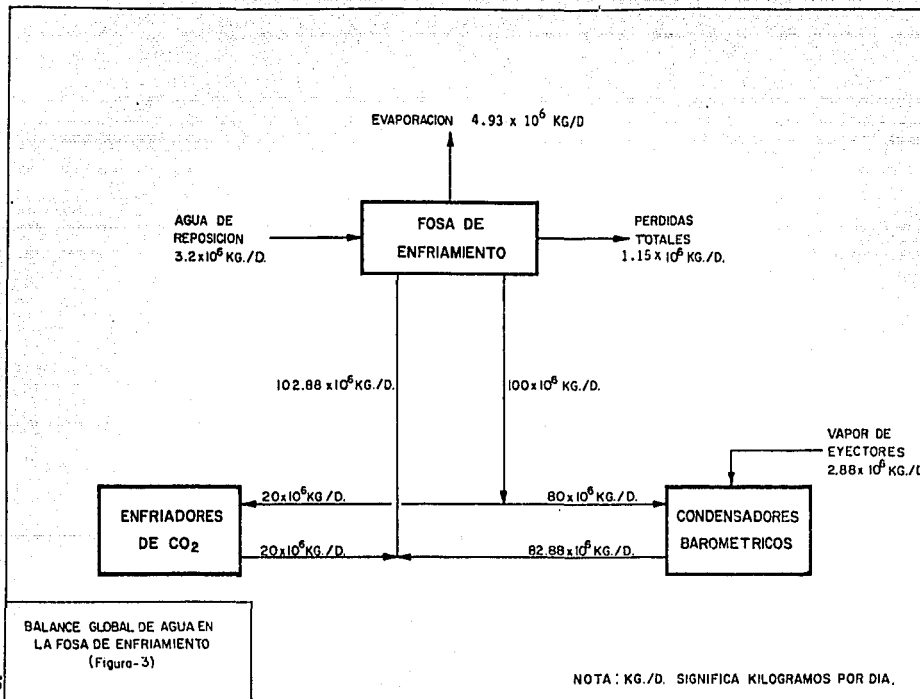
DE LOS DATOS DISPONIBLES, SE SABE QUE LA REPOSICIÓN PROMEDIO DE AGUA A LA FOSA DE ENFRIAMIENTO ES DE 3 200 M³/D

ENTRADAS:	KG/D
RETORNO DE AGUA CALIENTE:	102.88 x 10 ⁶
REPOSICIÓN:	3.20 " "
TOTAL:	106.08 " "
SALIDAS:	
SALIDA DE AGUA FRÍA:	100.00 x 10 ⁶
EVAPORACIÓN:	4.93 " "
PÉRDIDAS (*)	1.15 " "
TOTAL:	106.08 " "

- * EL RENGLÓN DE PÉRDIDAS ES UN VALOR QUE RESULTA DEL BALANCE Y PRINCIPALMENTE CORRESPONDE A PÉRDIDAS POR FILTRACIÓN EN EL TERRENO, LO CUAL HA SIDO COMPROBADO EN ESTUDIOS REALIZADOS CON ANTERIORIDAD EN LA PLANTA, (VER FIGURA 3)

LA PÉRDIDA DE NIVEL DE AGUA EN LA FOSA EXISTENTE POR INFILTRACIÓN ES:

$$\frac{1\ 150\ \text{M}^3/\text{DÍA}}{191\ 550\ \text{M}^2} : \quad 0.006\ \text{M/D}$$

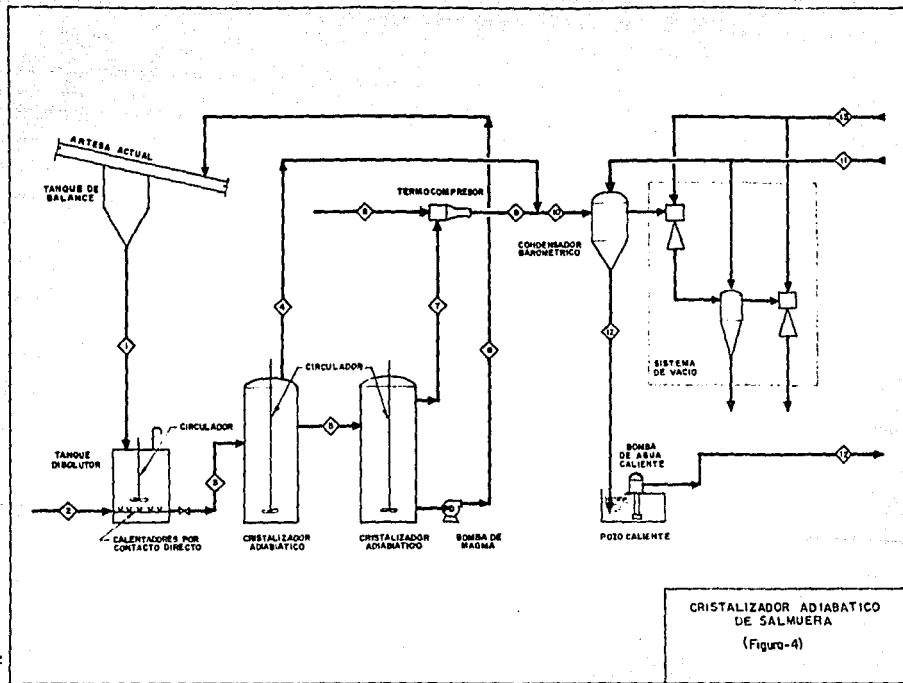


3. MODIFICACIÓN AL PROCESO Y NUEVOS REQUERIMIENTOS DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.

SEGÚN SE INDICÓ EN LA DESCRIPCIÓN DEL PROCESO, DE LAS TORRES CARBONATORAS DESCARGA UNA SUSPENSIÓN DE BICARBONATO DE SODIO HACIA LOS FILTROS ROTATORIOS PARA LA SEPARACIÓN DE LOS CRISTALES DE BICARBONATO DE LAS AGUAS MADRES. LA MODIFICACIÓN CONSISTE EN INSTALAR UN CRISTALIZADOR ADIABÁTICO ENTRE LAS TORRES Y LOS FILTROS CON LO CUAL SE PODRÁ RECUPERAR UNA MAYOR CANTIDAD DE CRISTALES EN UN SOLO PASO ADEMÁS DE MEJORAR LA CALIDAD Y TAMAÑO DE LOS CRISTALES.

INSTALAR ESTE NUEVO EQUIPO, REQUIERE DE SERVICIOS NO CONTEMPLADOS ACTUALMENTE EN EL PROCESO, DE AQUÍ, ES QUE NUESTRO TRABAJO CONSISTE EN SELECCIONAR LA MEJOR OPCIÓN PARA EL SUMINISTRO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO A ESTE EQUIPO, PARA LO CUAL SE REQUIERE, PRIMERO, DEFINIR LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL MISMO.

EL CRISTALIZADOR (FIG. 4), ESTÁ COMPUESTO DE DOS CUERPOS EN SERIE, EL PRIMERO OPERA A UNA PRESIÓN DE 6 KPA. (0.061 Kg/cm^2) CON UNA TEMPERATURA DE 38°C Y EL SEGUNDO A 2.9 KPA. (0.029 Kg/cm^2) Y TEMPERATURA DE 25°C , ESTE ÚLTIMO DESCARGA VAPOR QUE SE ALIMENTA A UN TERMOCOMPRESOR PARA SER LLEVADO A LAS MISMAS CONDICIONES DE TEMPERATURA Y PRESIÓN DE LA DESCARGA DE VAPOR DEL PRIMERO, UNIÉNDOSE ASÍ ESTAS DOS CORRIENTES PARA SER ALIMENTADAS A UN CONDENSADOR BAROMÉTRICO, EL CUAL REQUIERE - PARA SU SERVICIO DE $36 \text{ 600 m}^3/\text{D}$ DE AGUA A UNA TEMPERATURA DE 25°C .



ESTE EQUIPO DESCARGA A SU VEZ 37 000 M³/D DE AGUA A 35°C LA CUAL SE
PRETENDE RECUPERAR Y ENFRIAR A 25°C PARA RECIRCULARSE NUEVAMENTE AL
CONDENSADOR.

EN RESÚMEN, SE REQUIEREN ENFRIAR 36 600 M³/D DE AGUA DESDE UNA TEM-
PERATURA DE 35°C, HASTA 25°C PARA DAR SERVICIO AL CRISTALIZADOR ADIA
BÁTICO.

4. ALTERNATIVAS DE ENFRIAMIENTO DE AGUA.

EN LA PLANTA SE REQUIERE REMOVER UNA CARGA TÉRMICA ADICIONAL DE 366 MM KCAL/D POR CONCEPTO DE LA INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE CRISTALIZACIÓN EN EL PROCESO DE CARBOTANO DE SODIO. ÉSTA CARGA TÉRMICA SERÁ REMOVIDA MEDIANTE UN CIRCUITO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO EN EL CUAL CIRCULARÁN -- -- 36 600 M³/D DE AGUA QUE SE ENFRIARÁN DE 35°C A 25°C.

PARA LA INSTALACIÓN DE ESTE CIRCUITO CONSIDERAREMOS COMO ALTERNATIVAS TODOS AQUELLOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO POR EVAPORACIÓN CONOCIDOS, HACIENDO UNA BREVE DESCRIPCIÓN DE SUS CARACTERÍSTICAS Y SELECCIONANDO A LA VEZ AQUELLOS QUE SE CONSIDEREN FACTIBLES.

EXISTEN DOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE AGUA POR EVAPORACIÓN:

- A) TORRES DE ENFRIAMIENTO, Y
- B) FOSAS DE ENFRIAMIENTO.

A) TORRES DE ENFRIAMIENTO. SU CARACTERÍSTICA PRINCIPAL ES EL EMPAQUE QUE TIENE COMO OBJETIVO PROMOVER EL ÁREA DE CONTACTO ENTRE FASES. ESTAS TORRES PUEDEN SER DE DOS TIPOS, SEGÚN EL MOVIMIENTO DEL AIRE, LLAMADAS:

- A.1) CIRCULACIÓN NATURAL, Y
- A.2) TIRO MECÁNICO

A.1) LAS TORRES DE CIRCULACIÓN NATURAL, SON AQUELLAS QUE NO TIENEN NINGÚN DISPOSITIVO MECÁNICO PARA MOVER EL AIRE. DENTRO DE ESTE TIPO SE ENCUENTRAN:

A.1.1) TORRES DE TIRO NATURAL, Y

A.1.2) TORRES ATMOSFÉRICAS

A.1.1) TORRES DE TIRO NATURAL. EL FLUJO DE AIRE A TRAVÉS DE ESTE TIPO DE TORRE ES DEBIDO AL EFECTO DE CHIMENEA CREADO POR LA DIFERENCIA DE DENSIDAD ENTRE EL AIRE FRÍO EXTERNO Y EL AIRE INTERNO CALIENTE Y HÚMEDO, DEBIDO A QUE ESTA DIFERENCIA DE DENSIDAD NO ES MUY GRANDE (COMO EN LA DE UNA CHIMENEA DE UN HORNO) EL TIRO TIENE QUE SER MUY ALTO Y ADEMÁS TENER UNA FORMA HIPERBÓLICA PARA MINIMIZAR CAÍDAS DE PRESIÓN EN LA CIRCULACIÓN DEL AIRE.

LAS TORRES DE TIRO NATURAL, SON EMPLEADAS PARA ENFRIAR MUY GRANDES CANTIDADES DE AGUA, TAL COMO EN UNA TERMOELÉCTRICA.

LAS VENTAJAS DE ESTE TIPO DE TORRES SOBRE LAS DE TIPO TIRO MECÁNICO, SON LAS SIGUIENTES:

- LA ELIMINACIÓN DE PROBLEMAS DE NIEBLA Y RECIRCULACIÓN DE AIRE DEBIDO A QUE LA DESCARGA DEL MISMO ES ELEVADA.
- REDUCCIÓN DE PÉRDIDAS POR ARRASTRE DEBIDO A LA BAJA VELOCIDAD DEL AIRE EN TODA LA TORRE.

COMO CONSECUENCIA DE LAS RAZONES ANTERIORES, ESTE TIPO DE TO-

RRES PUEDE SER LOCALIZADA CERCA DE LOS USUARIOS DE AGUA FRÍA O INCLUSO CERCA DE OTRAS TORRES DEL MISMO TIPO.

- LOS COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO SON MÍNIMOS.
 - LOS COSTOS DE INVERSIÓN (DIRECTAMENTE RELACIONADOS CON LA CONSTRUCCIÓN DE LA CHIMENEA HIPERBÓLICA Y CIMENTACIÓN) SON MAYORES QUE LOS INVOLUCRADOS EN UNA TORRE DE TIRO MECÁNICO.
- EN BASE A LO ANTERIOR, PODEMOS DECIR QUE UNA TORRE DE ESTE TIPO NO ES UNA OPCIÓN ECONÓMICA PARA LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO REQUERIDA EN NUESTRO TRABAJO.

A.1.2) TORRES ATMOSFÉRICAS. ESTAS TORRES SON SIMILARES A -- LAS DE TIRO MECÁNICO, SÓLO QUE NO TIENEN UN VENTILADOR QUE -- ESTÉ FORZANDO EL PASO DEL AIRE POR ÉSTAS, SINO QUE, EL AIRE CIRCULA POR EL MOVIMIENTO NATURAL DEL MISMO.

EL USO DE ESTE TIPO DE TORRES ESTÁ ACTUALMENTE LIMITADO A -- SERVICIOS NO CRÍTICOS, TALES COMO EL ACONDICIONAMIENTO DE -- AIRE, ADEMÁS DE ESTAR LIMITADO A CARGAS TÉRMICAS PEQUEÑAS DE BIDO A LA GRAN CANTIDAD DE ÁREA REQUERIDA POR UNIDAD DE CARGA TÉRMICA REMOVIDA.

LA TORRE ATMOSFÉRICA, APROVECHA LAS CORRIENTES ATMOSFÉRICAS DE AIRE, HACIÉNDOLO PASAR A TRAVÉS DE LOS ROMPEVIENTOS EN -- UNA SOLA DIRECCIÓN, CAMBIANDO CON LA ESTACIÓN DEL AÑO Y LAS CONDICIONES ATMOSFÉRICAS. PUESTO QUE ESTAS CORRIENTES PENE

TRAN A TODO LO ANCHO DE LA TORRE, LAS TORRES SE HACEN MUY AN-GOSTAS EN COMPARACIÓN CON OTROS TIPOS Y DEBEN SER MUY LARGAS PARA UNA CAPACIDAD IGUAL. LAS PÉRDIDAS POR ARRASTRE SE MANI-FIESTAN A TODO LO LARGO Y SON MAYORES QUE EN OTROS TIPOS DE -TORRE.

CUANDO SE DESEA AGUA A UNA TEMPERATURA CERCANA AL BULBO HÚME-DO, NO SON RECOMENDABLES ESTE TIPO DE TORRES.

TIENEN UN ELEVADO COSTO DE INVERSIÓN, DEBIDO A SU TAMAÑO Y NO SON OPERABLES EN AUSENCIA DE VIENTO. SIN EMBARGO, TIENEN UNA GRAN VENTAJA, YA QUE SU COSTO DE OPERACIÓN ES BAJO, POR NO IN-CLUIR EL COSTO DE LA ENERGÍA PARA MOVER EL VENTILADOR, EN COM-PARACIÓN CON LAS TORRES DE TIRO MECÁNICO. PERO EN ÁREAS CON VELOCIDAD PROMEDIO DE VIENTO BAJO, LOS CARGOS FIJOS Y COSTOS DE MANTENIMIENTO CONTRARRESTAN ESTA VENTAJA.

TAMPOCO CONSIDERAREMOS ESTE TIPO DE TORRE ADECUADA, PARA LA -SELECCIÓN DE NUESTRO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO, POR LAS DESVEN-TAJAS INDICADAS.

A.2) TORRES DE TIRO MECÁNICO. ESTE TIPO DE TORRES ESTÁN CONSTRUI-DAS, USUALMENTE, DE MADERA EN CUYO INTERIOR SE ALOJA EL EMPAQUE - QUE TAMBIÉN PUEDE SER DE MADERA O UN MATERIAL PLÁSTICO Y UNO O VA-RIOS VENTILADORES DE FLUJO AXIAL QUE OBLIGAN A PASAR EL AIRE A --

TRAVÉS DE LA TORRE, SIENDO ESTA CARACTERÍSTICA, LA QUE LE DA EL NOMBRE DE TIRO MECÁNICO. ESTAS TORRES PUEDEN SER:

A.2.1) DE TIRO FORZADO, O

A.2.2) DE TIRO INDUCIDO.

A.2.1) EN LAS TORRES DE TIRO FORZADO, LOS VENTILADORES SON MONTADOS EN LA BASE DE LAS TORRES Y EL AIRE ES FORZADO HACIA ADETRÁS POR DEBAJO Y DESCARGADO A TRAVÉS DE LA PARTE SUPERIOR. DEBIDO A LA BAJA VELOCIDAD DE SALIDA DEL AIRE, ESTE TIPO DE TORRE PRESENTA LA DESVENTAJA DE UNA RECIRCULACIÓN EXCESIVA DEL AIRE HÚMEDO HACIA LA ENTRADA DEL VENTILADOR, REDUCIENDO ASÍ LA EFICIENCIA DE LA TORRE (EL AIRE RECIRCULANTE PARA LA INSTALACIÓN DEL TIRO FORZADO PUEDE SER DE 3 A 10% DEL AIRE TOTAL DE ENTRADA Y PARA TIRO INDUCIDO ES ALREDEDOR DEL 1 A 18% DEPENDIENDO DE LAS CONDICIONES DEL VIENTO). SIN EMBARGO, LA LOCALIZACIÓN DE LOS VENTILADORES FUERA DE LA TORRE ES MÁS CONVENIENTE POR ACCESIBILIDAD DURANTE LA INSPECCIÓN Y EL MANTENIMIENTO, ADEMÁS DE QUE LOS VENTILADORES Y MANDOS NO ESTÁN SUJETOS A CONDICIONES CORROSIVAS POR LA HUMEDAD EN LA PARTE SUPERIOR DE LA TORRE.

A.2.2) LAS TORRES DE TIRO INDUCIDO, EN LAS CUALES LOS VENTILADORES ESTÁN MONTADOS EN LA PARTE SUPERIOR DE LA TORRE, SON LAS MÁS COMUNEMENTE USADAS Y DEPENDIENDO DE LA DIRECCIÓN DEL FLUJO DEL AIRE Y EL AGUA SE DIVIDEN EN: TORRES DE FLUJO A CONTRACORRIENTE Y TORRES DE FLUJO CRUZADO. LOS ARREGLOS DE FLUJO A CONTRACORRIENTE OFRECEN

UNA MEJOR EFICIENCIA TERMODINÁMICA YA QUE EL AGUA MÁS FRÍA ESTÁ EN CONTACTO CON EL AIRE DE ENTRADA Y GENERALMENTE REQUIEREN UN ÁREA DE TERRENO MÁS PEQUEÑA PARA SU INSTALACIÓN. SIN EMBARGO, PARA DIFERENCIAS PEQUEÑAS ENTRE LA TEMPERATURA DEL AGUA FRÍA Y LA TEMPERATURA DEL BULBO HÚMEDO, EL ARREGLO DE FLUJO CRUZADO PUEDE SER MÁS ECONÓMICO YA QUE EN ESTE CASO SE REQUIERE UN FLUJO DE AIRE MAYOR Y PARA UNA GRAN ÁREA DE FLUJO DE AIRE DE LA TORRE DE FLUJO CRUZADO ES MÁS BARATA QUE LA TORRE A CONTRACORRIENTE. UNA VENTAJA ADICIONAL DE LA TORRE DE FLUJO CRUZADO ES QUE LA RECIRCULACIÓN DEL AIRE TIENE UN EFECTO LIMITADO, PORQUE A CONTRACORRIENTE LAS PÉRDIDAS, DEBIDO A LA RECIRCULACIÓN, PUEDEN SER DE CONSIDERABLE MAGNITUD. DE HECHO, EL AIRE RECIRCULANTE EN EL FLUJO CRUZADO ENTRA A LA TORRE A TRAVÉS DE LA PARTE SUPERIOR DE LAS PERSIANAS DONDE EL AGUA ESTÁ AÚN TIBIA CON UNA LEVE REDUCCIÓN DE LA DIFERENCIA DE LA TEMPERATURA MEDIA; EN EL FLUJO A CONTRACORRIENTE, EL AIRE RECIRCULANTE ENTRANDO A TRAVÉS DE LA PARTE INFERIOR, INCREMENTA SU TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO CON UN FUERTE EFECTO SOBRE EL FUNCIONAMIENTO DE LA TORRE.

EL TIPO FLUJO CRUZADO ES EL MÁS POPULAR. LA TORRE DE TIRO MECÁNICO ES EL TIPO PREDOMINANTE EN LA INDUSTRIA DE PROCESO PORQUE ESTÁ DISPONIBLE EN CUALQUIER TAMAÑO, DESDE UNIDADES PAQUETE PEQUEÑAS, HASTA GRANDES INSTALACIONES INDUSTRIALES (100,000 GPH). EL COSTO DE INVERSIÓN ES MODERADO Y PUEDEN SER DISEÑADAS PARA ADAPTARSE A CUALQUIER CONDICIÓN, PERMITIENDO ALCANZAR LA TEMPERATURA MÁS BAJA

DE AGUA FRÍA.

B) FOSAS DE ENFRIAMIENTO. DENTRO DE ESTOS SISTEMAS ENCONTRAMOS DOS -
TIPOS QUE SON: .

B.1) FOSAS DE ENFRIAMIENTO CON ESPREADO, Y

B.2) FOSAS DE ENFRIAMIENTO

B.1) LAS FOSAS DE ENFRIAMIENTO CON ESPREADO PROVEEN UN ARREGLO PA
RA DISMINUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA POR ENFRIAMIENTO EVAPO-
RATIVO; EL MECANISMO PARA INCREMENTAR EL ÁREA DE CONTACTO ENTRE -
FASES ES LA ATOMIZACIÓN DEL AGUA MEDIANTE ESPREAS.

ES DE ESPERARSE QUE PARA UNA CARGA TÉRMICA DADA (Y MISMAS CONDI--
CIONES AMBIENTALES Y DEL AGUA), EL ÁREA DE TERRENO REQUERIDA PARA
ESTAS FOSAS SEA MENOR QUE PARA UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO SIN ES- -
PREADO, LA CUAL TIENE COMO ÁREA DE CONTACTO CON EL AIRE, SOLO SU
SUPERFICIE.

LAS ESPREAS EN ESTE SISTEMA SE ENCUENTRAN COLOCADAS ARRIBA DE LA
FOSA, PARA QUE AL ATOMIZAR EL AGUA, ÉSTA ENTRE EN CONTACTO CON EL
AIRE AMBIENTE, DEBE CUIDARSE QUE LAS ESPREAS SEAN ADECUADAMENTE -
DISEÑADAS PARA QUE EL DIÁMETRO DE LAS GOTAS PRODUCIDAS SEA LO BAS
TANTE PEQUEÑO PARA QUE EL ÁREA DE CONTACTO SEA LO SUFICIENTEMENTE
GRANDE Y EL PROCESO SEA EFICIENTE; EL DIÁMETRO DE LAS GOTAS NO DE
BE SER MUY PEQUEÑO, YA QUE SE PRODUCIRÍA NIEBLA Y LAS PÉRDIDAS --

POR ESTA CAUSA SERÍAN MUY GRANDES.

NO CONSIDERAREMOS ADECUADAS LAS FOSAS DE ENFRIAMIENTO CON EXPREAR POR LAS RAZONES SIGUIENTES:

- ALTO COSTO DE LA ENERGÍA REQUERIDA PARA ESPREAR EL AGUA.
- ALTO PORCENTAJE DE PÉRDIDAS DE AGUA POR ARRASTRE.
- ALTO COSTO DE MANTENIMIENTO A CAUSA DEL TAPONAMIENTO DE LAS ESPREAS, DEBIDO A LOS SÓLIDOS EN SUSPENSIÓN QUE ESTÁN EN EL AGUA.

POR TODO LO ESCRITO ANTERIORMENTE, LAS ALTERNATIVAS QUE CONSIDERAREMOS FACTIBLES SON:

- I.) INSTALAR UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECÁNICO, -
FLUJO CRUZADO, Y
- II.) CONSTRUIR UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO. ESTA ALTERNATIVA
COMPRENDE DOS OPCIONES QUE SON:
 - II.1) AMPLIACIÓN DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO EXISTENTE -
EN LA PLANTA.
 - II.2) INSTALACIÓN DE UNA FOSA NUEVA

DE ESTAS DOS ÚLTIMAS OPCIONES, LA OPCIÓN II.1 DEBE SER ANALIZADA MÁS DETALLADAMENTE POR LO SIGUIENTE:

ACTUALMENTE EL AGUA FRÍA DE LA FOSA SALE A UNA TEMPERATURA QUE VARÍA DE 23°C EN INVIERNO, A 30°C EN VERANO Y DADO QUE EL CRISTALIZADOR REQUIERE PARA TRABAJAR EFICIENTEMENTE DE UNA TEMPERATURA DE AGUA FRÍA DE 25°C, - LA TEMPERATURA DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO EXISTENTE DEBERÁ SER ÉSTA, TENIENDO QUE REMOVER LA CARGA TÉRMICA - DEL AGUA PROVENIENTE DEL CRISTALIZADOR (366 MM KCAL/D) MÁS LA CARGA TÉRMICA CORRESPONDIENTE A LA DISMINUCIÓN EN 5°C DE LA TEMPERATURA DEL AGUA CIRCULANTE ACTUALMENTE, LA QUE REPRESENTA UNA CARGA TÉRMICA ADICIONAL DE - $100,000 \text{ M}^3/\text{D} \times 1000 \text{ Kg/M}^3 \times 1 \text{ Kcal/Kg/D} (30-25)^\circ\text{C} = 500 \text{ MM Kcal/D}$, RESULTANDO UNA CARGA TÉRMICA TOTAL PARA LA AMPLIACIÓN DE 866 MM Kcal/D EN VEZ DE SÓLO LOS 366 MM Kcal/D QUE HABRÍA QUE REMOVER EN UNA FOSA INDEPENDIENTE PARA EL SERVICIO DEL CRISTALIZADOR.

POR OTRO LADO, LA AMPLIACIÓN DE LA FOSA EXISTENTE IMPLICA DETENER LA PRODUCCIÓN DE LA PLANTA, LO CUAL NO ES DESEABLE AÚN CUANDO ESTOS PASOS PUDIERAN SER PLANEA DOS Y REALIZADOS EN PERÍODOS CORTOS.

EN BASE A LO ANTERIOR, CONSIDERAMOS QUE ESTA ALTERNATIVA NO TIENE CASO DE ESTUDIARSE CON MAYOR PROFUNDIDAD, YA QUE PRESENTA EN PRINCIPIO DESVENTAJAS NOTORIAS RESPECTO DE LAS OTRAS DOS.

EN CONCLUSIÓN, LAS ALTERNATIVAS QUE TOMAREMOS EN CUENTA PARA NUESTRO ESTUDIO SON:

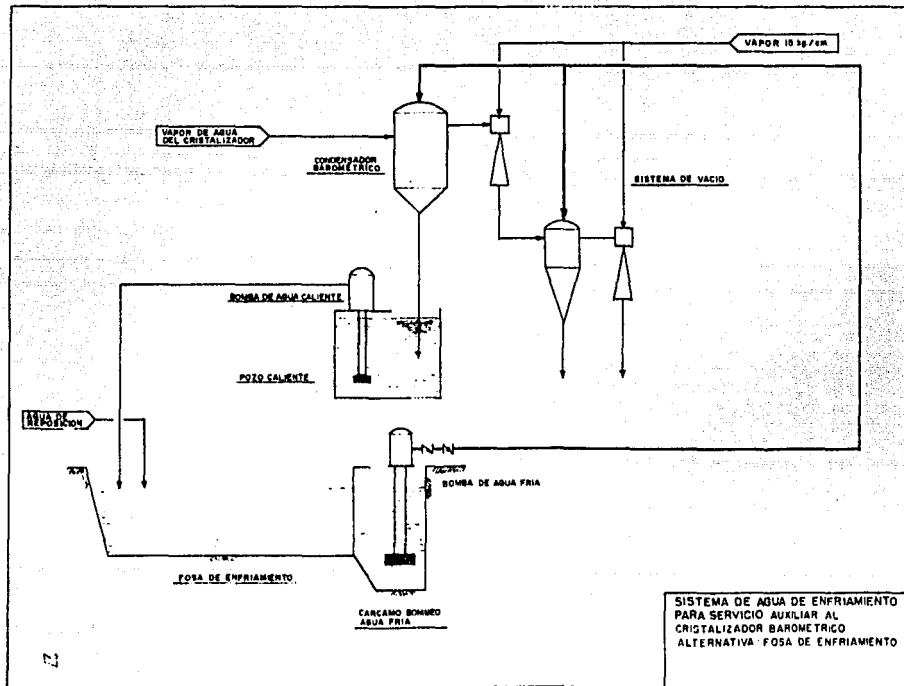
- A) INSTALAR UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECÁNICO FLUJO -
CRUZADO, Y
- B) INSTALAR UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO SIMILAR A LA EXISTENTE EN
LA PLANTA.

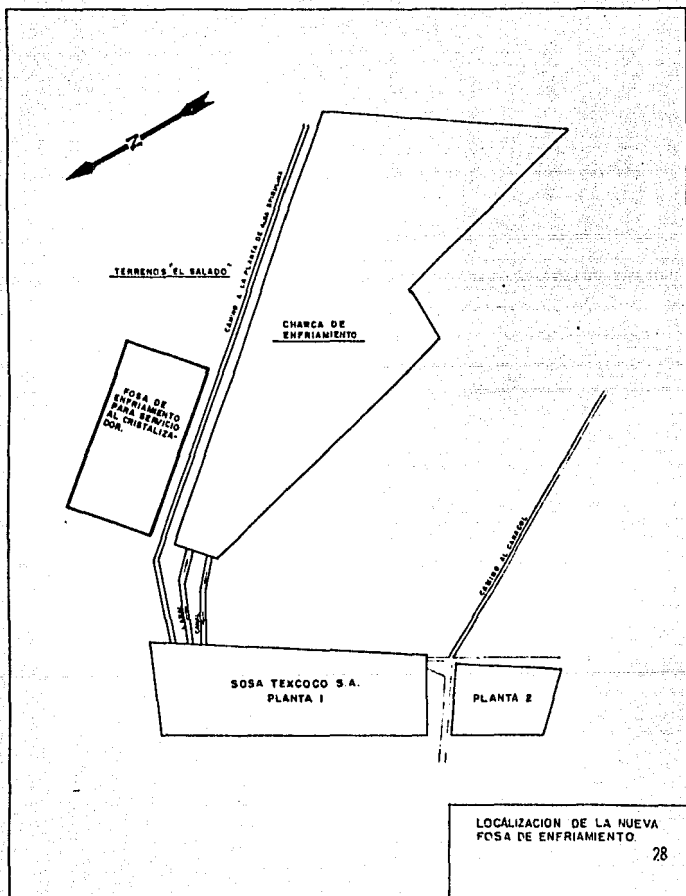
EN LA TABLA 1 SE MUESTRAN ALGUNOS CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE AGUA POR EVAPORACIÓN.

T A B L A 1

SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE AGUA POR EVAPORACION

TORRES DE ENFRIAMIENTO				FOSAS DE ENFRIAMIENTO		
CIRCULACION NATURAL		TIRO MECANICO		CON ESPREAS	NATURALES	
TIPO NATURAL	ATMOSFERICAS	TIRO FORZADO	TIRO INDUCIDO			
			FLUJO CONTRACORRIENTE	FLUJO CRUZADO		
<ul style="list-style-type: none"> - MANEJO DE GRANDES CANTIDADES DE AGUA. - ELIMINA PROBLEMAS DE INTERRUPCION. - CUANDO SE TIENE ALTA RECARGA DE AGUA. - MENOR PERDIDA DE AGUA POR ARRASTRES. - PUEDE LOCALIZARSE CERCA DE LOS LEYANOS O DE OTRAS TORRES. - BAJOS COSTOS DE OPERACION. - BAJOS COSTOS DE MANTENIMIENTO. - ALTO COSTO DE INVERSION EN SU CONSTRUCCION. - NO RECOMENDABLE EN CASOS DE BAJAS CAPACIDADES. 	<ul style="list-style-type: none"> - USADA EN SERVICIOS NO CRITICOS. - PARA ACONDICIONAMIENTO DE AGUA. - CUANDO SE TIENE CARGAS TERMICAS PEQUEÑAS. - ALTAS PERDIDAS DE AGUA POR ARRASTRES. - ALTO COSTO DE INVERSION. - NO OPERAN EN AUSENCIA DE VIENTO. - BAJOS COSTOS DE OPERACION. - NO RECOMENDABLE EN AREAS DE BAJA VELOCIDAD PROMEDIO DE AGUA. 	<ul style="list-style-type: none"> - REQUIEREN UNA EXCESIVA RECIRCULACION DE AGUA HUMEDA HACIA LA ENTRADA DEL VENTILADOR. - POR SU DISEÑO PRESENTA MENOR CORROSION. 	<ul style="list-style-type: none"> - SU EFICIENCIA TERMOCINETICA ES MEJOR. - SE RECOMIENDA CUANDO SE TIENE AREAS PEQUEÑAS. 	<ul style="list-style-type: none"> - ECONOMICAMENTE RECOMENDABLES CUANDO SE TIENEN PEQUEÑAS DIFERENCIAS ENTRE LA TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO Y LA TEMPERATURA DEL AGUA FRIA. - MENOR PERDIDA DE AGUA DEBIDO A LA FORMA COMO SE RECIRCULA EL AGUA. - DISPONIBLE EN PAQUETE O HASTA GRANDES INSTALACIONES. - ADAPTABLES A CUALQUIER CONDICION DE OPERACION. - SU COSTO DE INVERSION ES MODERADO. 	<ul style="list-style-type: none"> - ALTO COSTO DE ENERGIA POR ESPREADO. - ALTO PORCENTAJE DE PERDIDAS DE AGUA POR ARRASTRE. - ALTO COSTO DE MANTENIMIENTO. - MENOR AREA QUE UNA FOSA NATURAL. - ALTO COSTO DE INVERSION. 	<ul style="list-style-type: none"> - BAJO COSTO DE OPERACION. - BAJO COSTO DE MANTENIMIENTO. - RECOMENDABLE SOLO CUANDO SE DISPONE DE GRAN AREA PARA SU INSTALACION.





LOCALIZACION DE LA NUEVA
FOSA DE ENFRIAMIENTO.

II. DISEÑO

1. GENERALIDADES SOBRE EL ENFRIAMIENTO DE AGUA CON AIRE.

EL ENFRIAMIENTO DE AGUA CON AIRE, ES UN PROCESO EN EL CUAL ESTÁ INVOLUCRADA LA TRANSFERENCIA SIMULTÁNEA DE MASA Y ENERGÍA DE UNA FASE A OTRA, EN ESTE CASO DEL AGUA (FASE LÍQUIDA) HACIA EL AIRE (FASE GASEOSA).

DEBIDO A QUE ESTE PROCESO SE LLEVA A CABO EN LA SUPERFICIE DE CONTACTO ENTRE DOS FASES, SERÁ MAS RÁPIDO O EFICIENTE AQUEL SISTEMA EN EL QUE SE PROMUEVA UNA MAYOR SUPERFICIE. ASÍ, UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ESPREADO SERÁ MAS RÁPIDO QUE UNA FOSA.

LOS FENÓMENOS INVOLUCRADOS EN ESTE PROCESO SON:

- I) LA TRANSFERENCIA DEL AGUA EVAPORADA HACIA EL AIRE. YA QUE EL CALOR LATENTE DE EVAPORACIÓN DEL AGUA ES GRANDE, ÉSTE ES EL PRINCIPAL MECANISMO POR EL CUAL LA MASA DE AGUA PIERDE CALOR.
- II) EL OTRO FENÓMENO INVOLUCRADO EN EL ENFRIAMIENTO DE AGUA ES LA TRANSFERENCIA DE CALOR OCASIONADA POR LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS ENTRE EL AGUA Y EL AIRE, ÉSTO ES, CALOR SENSIBLE.

BASÁNDONOS EN LO ANTES EXPUESTO, SE PUEDE INFERIR QUE EN CUALQUIER SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA, SON PARÁMETROS IMPORTANTES LAS CONDICIONES INICIALES DEL PROCESO, TALES COMO: TEMPERATURA Y HUMEDAD DEL

AIRE QUE ESTÁ EN CONTACTO CON EL AGUA, ASÍ COMO LA TEMPERATURA DE LA MISMA.

ADEMÁS DE ESTOS PARÁMETROS, ES NECESARIO ESTABLECER LAS CONDICIONES - DE EQUILIBRIO, LAS CUALES SERÁN USADAS COMO REFERENCIA PARA ESTABLE-- CER LAS CONDICIONES DE SALIDA DEL AGUA, EN TANTO QUE LAS DE ENTRADA - ESTÁN FIJADAS POR EL PROCESO AL CUAL ESTE SISTEMA DA SERVICIO.

EL ÚLTIMO PARÁMETRO ES LA SUPERFICIE DE CONTACTO ENTRE FASES, LA CUAL ES DEFINIDA, POR UN LADO, POR LAS CONDICIONES ANTES MENCIONADAS Y POR OTRO, POR UN PARÁMETRO LIGADO AL TIPO DE SISTEMA DE ENFRIAMIENTO QUE ES LA VELOCIDAD RELATIVA DEL AIRE RESPECTO AL AGUA.

SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE AGUA.

LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE AGUA SE DIVIDEN EN DOS TIPOS PRINCIPA LES: DE UN PASO Y DE RECIRCULACIÓN.

LOS SISTEMAS DE UN PASO CONSISTEN EN TOMAR AGUA DE EL MAR, RÍO O POZO Y ENVIARLA A LOS EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA DAR EL SERVI- CIO DESEADO. EL AGUA AQUÍ EMPLEADA, NO SE RECUPERA POSTERIORMENTE PA RA DARLE EL TRATAMIENTO ADECUADO PARA UTILIZARLA NUEVAMENTE.

ESTOS SISTEMAS NO SON MUY USUALES DEBIDO PRINCIPALMENTE A LA ESCASEZ DEL AGUA Y A LOS TRATAMIENTOS QUÍMICOS REQUERIDOS POR ÉSTA, LO CUAL -

LOS HACE ANTIECONÓMICOS.

LOS SISTEMAS DE RECIRCULACIÓN, SON AQUELLOS EN LOS QUE EL AGUA ES CONTINUAMENTE RECIRCULADA A LOS EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, UNA VEZ REMOVIDA LA CARGA TÉRMICA. ESTOS SISTEMAS A SU VEZ SE SUBDIVIDEN EN ABIERTOS Y CERRADOS,

LOS SISTEMAS CERRADOS SON AQUELLOS EN LOS CUALES EL AGUA CIRCULA SIN TENER NINGUNA PÉRDIDA Y POR TANTO, SIN REQUERIR NINGUNA REPOSICIÓN; SU USO, ESTÁ LIMITADO A PROCESOS DONDE LAS TEMPERATURAS NORMALES DEL AGUA EN UN SISTEMA ABIERTO PUEDEN OCASIONAR PROBLEMAS A TAL PROCESO. UN EJEMPLO TÍPICO DE ESTE TIPO DE SISTEMAS ES EL CIRCUITO PRIMARIO DE ENFRIAMIENTO EN UNA PLANTA TERMONUCLEAR. UNA CARACTERÍSTICA DE ESTOS PROCESOS ES QUE SIEMPRE ESTÁN ASOCIADOS A OTROS CIRCUITOS DE ENFRIAMIENTO, LOS CUALES SIEMPRE SON ABIERTOS.

LOS SISTEMAS ABIERTOS DE ENFRIAMIENTO DE AGUA SON LOS MÁS USUALES Y A ÉSTOS PERTENECEN: TORRES DE ENFRIAMIENTO, FOSAS DE ENFRIAMIENTO Y ESPREADO DE AGUA.

LA PRINCIPAL DESVENTAJA DE ESTOS SISTEMAS ES:

TIENEN PÉRDIDAS DEBIDO A EVAPORACIÓN, SALPICADURAS Y PURGAS. POR TANTO REQUEREN AGUA DE REPOSICIÓN PARA MANTENER EL INVENTARIO DE ÉSTA.

A. PRINCIPIOS DE DISEÑO PARA UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO.

UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO ES UN SISTEMA QUE SE UTILIZA PARA LA ELIMINACIÓN DEL CALOR QUE NO SE PRETENDE RECUPERAR EN PLANTAS INDUSTRIALES; CONSISTE EN UN GRAN VOLÚMEN DE AGUA QUE OCUPA UN ÁREA DE GRAN TAMAÑO. A LA FOSA SE ALIMENTA AGUA CALIENTE POR UN EXTREMO, LA CUAL SE ENFRIA AL CONTACTO CON EL MEDIO AMBIENTE Y DESPUÉS DE UN TIEMPO DE RESIDENCIA EN ELLA (VEINTICUATRO HORAS, MÍNIMO), ES DESCARGADA POR EL OTRO EXTREMO.

LA TECNOLOGÍA PARA LA UTILIZACIÓN DE FOSAS DE ENFRIAMIENTO EN EL PAÍS (5), ES POCO CONOCIDA, POR TAL MOTIVO NO SE CUENTA CON LA EXPERIENCIA DESEADA TANTO PARA SU DISEÑO COMO PARA SU OPERACIÓN. ACTUALMENTE SON POCAS LAS INDUSTRIAS QUE CUENTAN CON ESTE SISTEMA, DENTRO DE LAS QUE SE PUEDEN MENCIONAR LA "CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE RIO ESCONDIDO" Y -- SOSA TEXCOCO, S.A.

POR OTRA PARTE, AL REVISAR LA LITERATURA, SE OBSERVA QUE AÚN NO SE -- CUENTA CON PROCEDIMIENTOS DE DISEÑO ACEPTADOS DE MANERA GENERAL (6); EL PROBLEMA CLAVE ES EL GRADO DE MEZCLADO, CUYA MEDIDA SE LLEVA A CABO CON GRAN DIFICULTAD. AHORA BIEN, SI EL LAGO O ESTANQUE SE CONSIDERA COMPLETAMENTE MEZCLADO, O SI EL FLUJO ES TAPÓN, PARA AMBOS CASOS -- EXISTEN PROCEDIMIENTOS DE DISEÑO. ESTAS DOS SOLUCIONES ABARCAN LOS CASOS LÍMITES DE LA FOSA REAL, LA CUAL ESTÁ PARCIALMENTE MEZCLADA.

EXISTEN PROCEDIMIENTOS CORTOS Y RÁPIDOS PARA ESTIMAR EL TAMAÑO DE LAS FOSAS DE ENFRIAMIENTO, LOS CUALES SE DESARROLLAN CON EL USO DE NOMOGRAMAS (8), COMO ES EL DEL PROCEDIMIENTO DE LANGHAAR QUE CUBRE - LOS DOS CASOS: CUANDO LA FOSA SE ENCUENTRA COMPLETAMENTE MEZCLADA O - CUANDO SE TRATA DE UN FLUJO TAPÓN. EL TRABAJO DE ESTE INVESTIGADOR - SE BASA EN LO QUE ÉL DENOMINA "TEMPERATURA DE EQUILIBRIO". OTRO MÉTODO DE DISEÑO POR NOMOGRAMA ES EL DESARROLLADO POR THRONE (6), QUIEN - TRATA EL CASO DE LAGOS POCO PROFUNDOS PARCIALMENTE MEZCLADOS. PRESENTA TRES NOMOGRAMAS SIMILARES, CADA UNO PARA DIFERENTES RANGOS DE VELOCIDAD DE VIENTO Y A DIFERENCIA DE OTROS MÉTODOS NO TOMA EN CUENTA EL TÉRMINO DE HUMEDAD, PUES EN SU LUGAR UTILIZA LA TEMPERATURA DEL AIRE, TAMBIÉN SUPONE QUE LA ESTRATIFICACIÓN DEBE SER LIGERA (NOTA 1).

SE SABE DE LA EXISTENCIA DE OTROS MÉTODOS, COMO EL DESARROLLADO POR UN GRUPO DE LA UNIVERSIDAD JOHNS HOPKINS EN NUEVA YORK (6), QUE CONSIDERA LOS DOS LÍMITES YA MENCIONADOS, EL COMPLETAMENTE MEZCLADO Y EL FLUJO TAPÓN. OTRO MODELO DE CÁLCULO, ES EL DE SAVANNAH RIVER DE NEIL & BABCOCK (6), QUE SE APLICA PARA EL CASO REAL DE UNA FOSA PARCIAL- - MENTE MEZCLADA, PERO TIENEN LA DESVENTAJA DE NO PODER DEFINIR EL GRADO DE MEZCLADO.

NOTA 1: EL TÉRMINO "ESTRATIFICACIÓN" SE EXPLICA MÁS ADELANTE, EN LA PARTE CORRESPONDIENTE A PERFIL TÉRMICO.

PERFIL TÉRMICO DE ESTANQUES DE ENFRIAMIENTO.

LOS ESTANQUES DE ENFRIAMIENTO PRESENTAN SERIAS INCÓGNITAS DE DISEÑO, LAS CUALES ESTÁN RELACIONADAS CON EL PROBLEMA DE MEZCLADO, EL CUAL SE PRESENTA A DOS NIVELES, UNO QUE INVOLUCRA LA DIFICULTAD DE PREDICCIÓN DE LA ACUMULACIÓN DEL AGUA FRÍA EN LA PROFUNDIDAD DE LA FOSA, Y EL -- OTRO RELACIONADO CON LAS AGUAS SUPERFICIALES, EN EL CUAL NO SE PUEDE PREDECIR EL GRADO DE MEZCLADO DEL AGUA CALIENTE CON AGUA DE CAPAS INFERIORES MÁS FRIAS.

UN FLUJO DE AGUA CALIENTE QUE ES DESCARGADO DENTRO DE UN CUERPO DE - AGUA FRÍA, EN VIRTUD DE QUE SU VISCOSIDAD, DENSIDAD Y ENERGÍA CINÉTICA SON DIFERENTES DE LAS DEL AGUA FRÍA, TIENDE AL PRINCIPIO A CONFORMARSE DENTRO DE UN CHORRO TENIENDO UNA SUPERFICIE DISCONTÍNUA, LA -- CUAL TIENDE A DESAPARECER CON EL TIEMPO DEBIDO AL MEZCLADO TURBULENTO; POR TANTO LOS CHORROS SE DESACELERAN, SE ENSANCHAN, MEZCLAN Y SE ENFRÍAN. EN SU EVENTUAL DESAPARICIÓN, ÉSTOS A MENUDO SE CONVIERTEN - EN FLUJOS ESTRATIFICADOS.

LOS LAGOS POCO PROFUNDOS (MENOS DE 8 M. DE PROFUNDIDAD) (5, 6, 7) -- SON NORMALMENTE, COMPLETAMENTE MEZCLADOS, LOS LAGOS PROFUNDOS MUESTRAN ESTRATIFICACIÓN GENERALMENTE EN TRES CAPAS. LA CAPA INFERIOR - ESTÁ UNIFORME Y FRÍA, ASÍ COMO TAMBIÉN DEFICITARIA DE OXÍGENO; SU ESPESOR VARÍA ESTACIONALMENTE, INCREMENTÁNDOSE EN INVIERNO Y DECRECIENDO EN VERANO.

SE HA LLEGADO A UN ACUERDO GENERAL CON RESPECTO AL MECANISMO GLOBAL - POR EL CUAL OCURRE Y SE MANTIENE LA ESTRATIFICACIÓN. SE HA OBSERVADO QUE LA FUERZA DIRECTRIZ ES LA SUPERFICIE ENFRIANTE DEL AGUA INCLUYENDO LAS DIVERSAS CORRIENTES DE ENTRADA. UN SEGUNDO PUNTO IMPORTANTE - ES QUE EL AGUA TIENE UNA DENSIDAD MÁXIMA A 4°C; SIN EMBARGO, LA TEMPERATURA DE LA ÚLTIMA CAPA (DEL FONDO) SIEMPRE ES MAYOR QUE 4°C.

HAY UNA CONFUSIÓN SOBRE LOS DETALLES DEL MECANISMO DE LA SEGREGACIÓN DE LA CAPA. MUCHOS CONCUERDAN EN QUE LAS CAPAS SUPERFICIALES, AL ENFRIARSE, DE ALGÚN MODO SON TRANSPORTADAS FÍSICAMENTE AL FONDO POR ALGÚN TIPO DE PROCESO CONVECTIVO. DURANTE ESTE "HUNDIMIENTO" HAY UN MEZCLADO CONSIDERABLE ENTRE LAS CAPAS, TAL QUE SE DESARROLLA UN GRADIENTE EN LA CAPA INTERMEDIA.

A ESTE MEZCLADO CONVECTIVO, SE SUMA UN EFECTO ADICIONAL DE MEZCLADO, CAUSADO POR LA ACCIÓN DEL VIENTO; ESTE EFECTO ES INTERMITENTE Y TIENDE A SER MENOR, EXCEPTO POR TORMENTAS OCASIONALES, DURANTE EL CUAL PUEDE SER LO SUFICIENTEMENTE FUERTE COMO PARA MEZCLAR UN LAGO ENTERO.

UN MECANISMO RACIONAL QUE EXPLICA LOS MECANISMOS DE ESTRATIFICACIÓN, ES EL SIGUIENTE: CUANDO DOS FLÚIDOS ESTÁN SOBREPUESTOS Y LA DIFERENCIA EN DENSIDADES ES TAL QUE CREA UNA INESTABILIDAD INHERENTE, SE PRODUCE LA FUERZA DIRECTRIZ NECESARIA PARA CREAR LA ESTRATIFICACIÓN.

TAL CONDICIÓN EXISTE CUANDO EL CLIMA FRÍO CREA UNA CAPA SUPERFICIAL - DELGADA MÁS FRÍA QUE EL CUERPO DE AGUA SOBRE EL CUAL DESCANSA.

DESDE EL PUNTO DE VISTA OPERATIVO, LA ESTRATIFICACIÓN TÉRMICA EN UN - ESTANQUE ES CONVENIENTE POR LO SIGUIENTE:

- 1) EL AGUA CALIENTE FLUYE POR LA SUPERFICIE DE TAL FORMA QUE SE PRE-- SENTA UNA MAYOR TRANSFERENCIA DE ENERGÍA A LA ATMÓSFERA, PUESTO -- QUE SE PRODUCE UN GRADIENTE TÉRMICO MAS GRANDE.
- 2) SI LA TOMA DE AGUA SE REALIZA EN EL FONDO DONDE LA TEMPERATURA ES MENOR, SE PRODUCE UN INCREMENTO EN LA EFICIENCIA PORQUE SE TOMA - AGUA MAS FRÍA.
- 3) LAS ZONAS MUERTAS SE REDUCEN AL MÍNIMO DEBIDO A QUE SE MANTIENE - ACTIVA TODA LA SUPERFICIE DEL ESTANQUE.

PROBLEMA DE MEZCLADO.

ES DESEABLE, EXTENDER EL AGUA CALIENTE EN LA SUPERFICIE DONDE EL EN- FRIAMIENTO POR EVAPORACIÓN SE LLEVA A CABO, SIN EMBARGO, CUANDO SE - TRATA DE HACER ÉSTO, LA SUPERFICIE DE AGUA CALIENTE, INEVITABLEMENTE SE MEZCLA CON EL AGUA FRÍA, QUE SE ENCUENTRA NO MUJY POR DEBAJO DE ES TA SUPERFICIE, LO QUE PRODUCE UN EFECTO (INDESEABLE) DE DEBILITAMIE NTO EN EL POTENCIAL DE EVAPORACIÓN.

ANALÍTICAMENTE, NO EXISTEN MODELOS ADECUADOS, QUE MUESTREN UN PATRÓN

DE COMPORTAMIENTO PARA LOS ESTANQUES DE ENFRIAMIENTO, QUE SEAN BIEN ENTENDIDOS.

EMPÍRICAMENTE, SE HAN DESARROLLADO ALGUNAS RECOMENDACIONES QUE AYUDAN AL DISEÑO DE UNA FOSA.

- A) LA FOSA DEBE SER LO SUFICIENTEMENTE PROFUNDA, PARA CONTENER UN VOLUMEN GRANDE DE AGUA FRÍA EN EL FONDO.
- B) LA DESCARGA CALIENTE SE SEPARARÁ TANTO COMO SEA POSIBLE DE LA SALIDA. ENTRE MAYOR SEPARACIÓN FÍSICA EXISTA, EL MEZCLADO DE ESTAS DOS CORRIENTES SE MINIMIZA, CON LO CUAL EL GRADIENTE DE TEMPERATURA SE MANTIENE LO MÁS GRANDE POSIBLE.
- C) LA DESCARGA CALIENTE DEBE DISEÑARSE PARA EXTENDERSE SOBRE LA SUPERFICIE TANTO COMO SEA POSIBLE; ÉSTO PRODUCE UNA MÁXIMA RAPIDEZ DE PÉRDIDA DE CALOR POR EVAPORACIÓN. EL MEZCLADO DEBE SER REDUCIDO TANTO COMO SEA POSIBLE. ALGO QUE AYUDARÍA A LOGRARLO ES EL QUE LA FOSA SEA LARGA Y ANGOSTA.
- D) SI LA GEOMETRÍA DEL TERRENO LO PERMITE, LA ACCIÓN ENFRIANTE DE LA FOSA, PUEDE LOGRARSE VENTAJOSAMENTE EN ETAPAS, GENERALMENTE NO MÁS DE DOS. LA IDEA ES DE QUE EN LA PRIMERA ETAPA, LA CORRIENTE CALIENTE FLUYA DE TAL FORMA QUE NO HAYA AGUA FRÍA EN EL FONDO QUE SE MEZCLE CON LA DESCARGA CALIENTE, BIEN PODRÍA LOGRARSE, SI ESTA PRIMERA ETAPA TIENE LA FORMA DE UN CANAL. DE CUALQUIER FORMA DEBE SER FÍSICAMENTE DISTINTA PARA LA SEGUNDA ETAPA, TAL QUE LAS DOS NO SE ENTREMEEZCLEN. LA DESCARGA DE LA PRIMERA ETAPA, ENTRA A

LA SEGUNDA HABIENDO DISIPADO MUCHO DE SU DIFERENCIAL DE TEMPERATURA.

DISEÑO.

COMO RESULTADO DEL PROBLEMA DE MEZCLADO PUEDE DECIRSE QUE NO ES POSIBLE EXPLICAR UN PATRÓN DE COMPORTAMIENTO DEFINIDO DE LAS FOSAS DE ENFRIAMIENTO, POR LO QUE LOS MODELOS ANALÍTICOS NO SE ASEGURAN COMO COMPLETAMENTE ADECUADOS, Y LOS MÉTODOS EMPÍRICOS RESULTAN SER TEDIOSOS.

PARA EL DISEÑO DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO QUE SE REQUIERE UTILIZAR EN EL CASO DE SOSA TEXCOCO, S.A., SE ANALIZAN TRES PROCEDIMIENTOS POSTULADOS POR DISTINTOS AUTORES, LOS CUALES SE HAN CONSIDERADO COMO BASE PARA PODER ESTABLECER UN MODELO ADECUADO AL CASO QUE SE TIENE EN ESTUDIO. ESTOS PROCEDIMIENTOS SON:

- A) PROCEDIMIENTO DE LANGHAAR. (6, 8)
- B) PROCEDIMIENTO DEL MODELO "FOSA NORMAL" (6)
- C) PROCEDIMIENTO C.F.E. (RIO ESCONDIDO) (5)

- A) LANGHAAR. (6, 8)

ESTE AUTOR DESARROLLÓ EL CONCEPTO DE "TEMPERATURA DE EQUILIBRIO SUPERFICIAL" Y SU PAPEL EN LA EVAPORACIÓN, ELABORANDO NOMOGRAMAS PARA LA DETERMINACIÓN DEL TAMAÑO REQUERIDO DE UNA FOSA (O LAGO) DE ENFRIAMIENTO, PARA LOGRAR LAS CONDICIONES DE ENFRIAMIENTO DESEADAS BAJO CUALQUIER CONDICIÓN ATMOSFÉRICA DADA.

LANGHAAR DEFINE COMO "TEMPERATURA DE EQUILIBRIO", LA TEMPERATURA QUE UNA MASA DE AGUA ALCANZA, BAJO CUALESQUIERA QUE SEAN LAS CONDICIONES ATMOSFÉRICAS, TAL QUE LA PÉRDIDA DE CALOR DEL AGUA HACIA LA ATMÓSFERA ES IGUAL A LA GANANCIA DE CALOR DE LA ATMÓSFERA HACIA EL AGUA.

HACIENDO USO DE DATOS OBTENIDOS EN UNA FOSA EXPERIMENTAL, LANGHAAR - ELABORÓ DOS NOMOGRAMAS. PARA EL USO DE ÉSTOS, SE REQUIERE DE LOS PROMEDIOS MENSUALES DEL PROMEDIO DIARIO (24 HRS.) DE LAS CONDICIONES AMBIENTALES DEL LUGAR; ES DECIR, RADIACIÓN SOLAR INCIDENTE, VELOCIDAD DEL VIENTO, TEMPERATURA Y HUMEDAD DEL AIRE.

LOS NOMOGRAMAS DE LANGHAAR PUEDEN SER UTILIZADOS CUANDO SE TRATA DE UNA FOSA COMPLETAMENTE MEZCLADA O CUANDO SE TRATA DE UNA FOSA CON FLUJO TAPÓN (MEZCLADO VERTICAL O TEMPERATURA UNIFORMES EN TODA LA PROFUNDIDAD).

LA SECUENCIA DE CÁLCULO UTILIZANDO LOS NOMOGRAMAS, PARA LA ESTIMACIÓN DEL ÁREA REQUERIDA PARA UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO ES LA SIGUIENTE:

- 1) UTILIZANDO LOS DATOS DE HUMEDAD RELATIVA, TEMPERATURA DEL AIRE (BULBO SECO), VELOCIDAD DEL VIENTO, GANANCIA DE ENERGÍA SOLAR Y LA FIGURA 5, SE PREDICE "E", LA TEMPERATURA DE EQUILIBRIO EN LA SUPERFICIE DE LA FOSA.
- 2) CON LA "E" ESTIMADA Y LA VELOCIDAD DEL VIENTO SE DETERMINA EL FACTOR "Q".

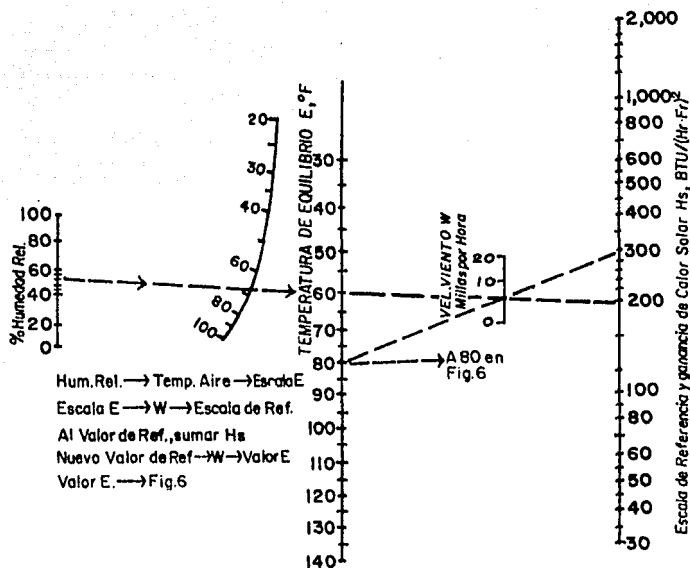


FIG. 5 CARTA QUE DETERMINA LA TEMPERATURA DE EQUILIBRIO DE LA FOSA BAJO DISTINTAS CONDICIONES DE HUMEDAD RELATIVA , VELOCIDAD DE VIENTO Y RADIACION SOLAR. (8)

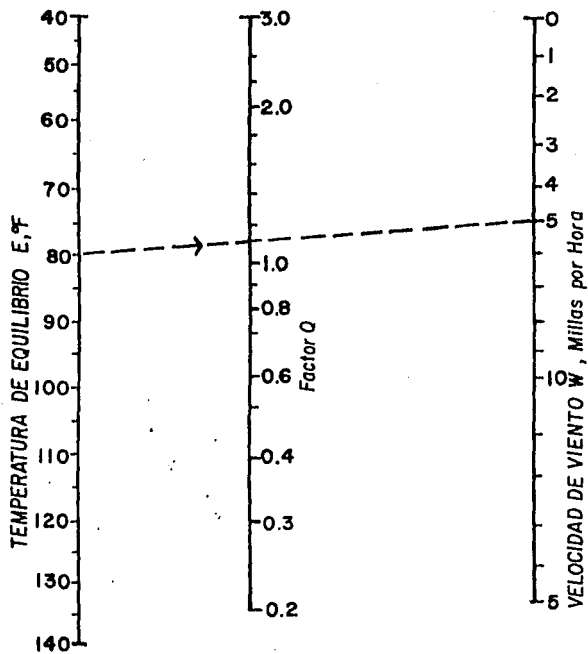


FIG.6 EL FACTOR ENCONTRADO AQUÍ, SE APLICA A TODAS LAS CONDICIONES DE LA FOSA. DEBERA USARSE CON EL MULTIPLICADOR APROPIADO. (8)

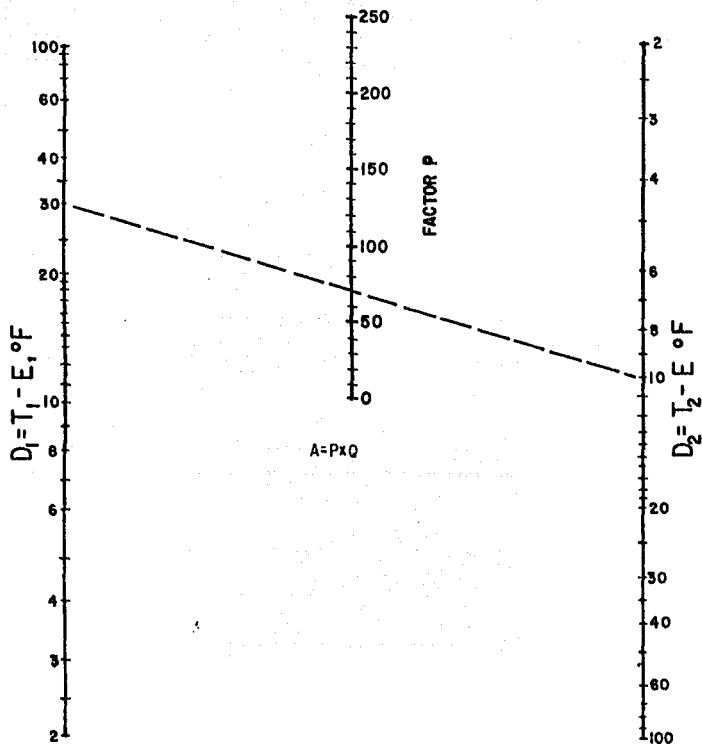


FIG.7. FOSA CON FLUJO UNIFORME, DONDE EL AGUA SE ENFRIARÁ, EL AREA ES CALCULADA CON EL FACTOR P DE ESTA CARTA. (8)

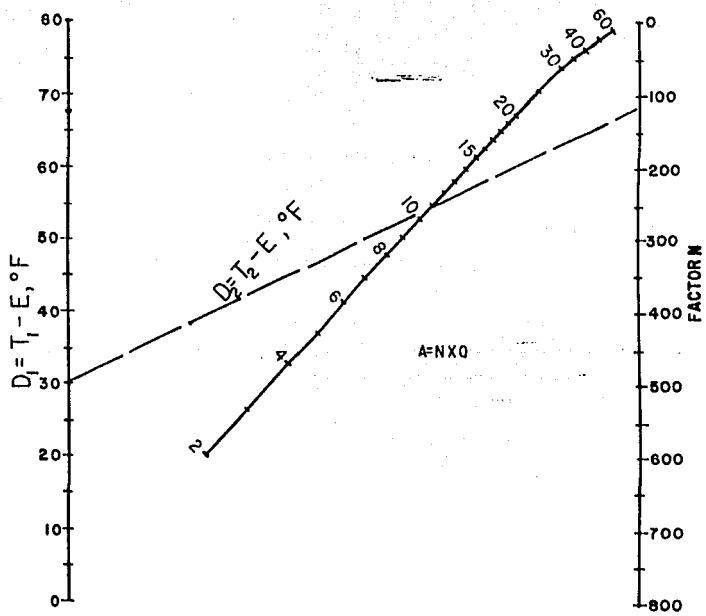


FIG.8. LA TURBULENCIA EXTREMA INCREMENTA EL AREA NECESARIA DE LA FOSA, EN RAZON DE $P \propto N$ FACTORES. LA TURBULENCIA ES INDESEABLE (8)

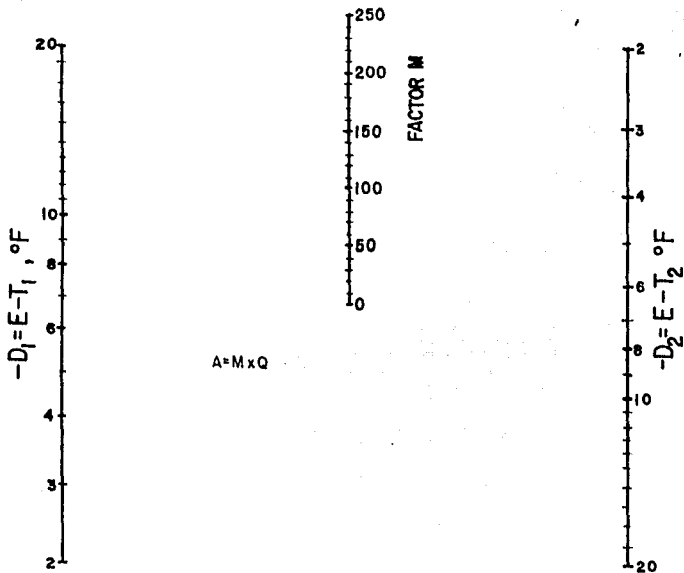


FIG.9 FOSA CON FLUJO UNIFORME, DONDE EL AGUA SE CALENTARÁ, CALCULADA CON EL FACTOR M DE ESTA CARTA. (8)

3) POSTERIORMENTE LA FIGURA 8 SE APLICA A UNA FOSA COMPLETAMENTE MEZCLADA, ES DECIR, LA TEMPERATURA EN TODA LA FOSA ES LA MISMA QUE LA TEMPERATURA DE DESCARGA. DADAS LAS TEMPERATURAS DE ENTRADA Y SALIDA DEL AGUA, A LA FOSA, SE CALCULAN LOS FACTORES D_1 Y D_2 , LOS CUALES SE UTILIZAN EN LA FIGURA 8 PARA DETERMINAR EL VALOR DEL FACTOR "N".

LA FIGURA 9 SE APLICA CUANDO SE CONSIDERA EL DISEÑO PARA UNA FOSA COMPLETAMENTE MEZCLADA VERTICALMENTE EN TODOS LOS PUNTOS, PERO CON VARIACIONES DE TEMPERATURA HORIZONTALMENTE (FLUJO TAPÓN). ASÍ TAMBIÉN, CON LOS VALORES D_1 Y D_2 CALCULADOS, SE DETERMINA EL FACTOR "M".

4) EL ÁREA REQUERIDA DE LA FOSA SE DETERMINA, SEGÚN EL MÉTODO INDICADO, COMO:

$$A = N \times Q \quad \text{FOSA TOTALMENTE MEZCLADA}$$

$$A = M \times Q \quad \text{FOSA CON FLUJO TAPÓN}$$

DE ESTA MANERA LANGHAAR, PROPORCIONA UN PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO BASADO EN DATOS AMBIENTALES LOCALES, PARA DOS TIPOS DE MEZCLADO.

SI SE DESEA CONOCER EL DESARROLLO DE LAS ECUACIONES UTILIZADAS POR ESTE AUTOR EN LA ELABORACIÓN DE LOS NOMOGRAMAS MENCIONADOS, SE PUEDE CONSULTAR LA BIBLIOGRAFIA. (8).

B. PROCEDIMIENTO DE LA "FOSA NORMAL". (6)

SE LE LLAMA "FOSA NORMAL" A UNA GRAN FOSA RECTANGULAR (PARALELEPÍPEDA) QUE CUMPLE CON LOS SIGUIENTES PATRONES DE CIRCULACIÓN:

- 1) EL AGUA CALIENTE DESCARGADA DESDE LA PLANTA HACIA LA FOSA DE ENFRÍAMENTO, F_D , LLEVA UNA TEMPERATURA T_1 Y FLUYE HACIA LA PARTE SUPERIOR ENFRÍANDOSE AL MOVERSE DESDE LA ENTRADA HACIA LA SALIDA, ALCANZANDO UNA TEMPERATURA T_0^* .
- 2) EL AGUA FRÍA FLUYE A LO LARGO DE LA PARTE INFERIOR DE LA FOSA EN DIRECCIÓN OPUESTA AL FLUJO DEL AGUA CALIENTE DE LA PARTE SUPERIOR, A UNA TEMPERATURA CONSTANTE T_0 .
- 3) EL AGUA CALIENTE QUE ENTRA A LA FOSA A LA TEMPERATURA T_1 , SE MEZCLA CON UNA CIERTA CANTIDAD DE F , DE AGUA FRÍA DEL FONDO DE LA FOSA QUE SE ENCUENTRA A UNA TEMPERATURA T_p , OBTENIÉNDOSE UNA TEMPERATURA DE MEZCLA T_{IU} .
- 4) LA DESCARGA DEL AGUA FRÍA NECESARIA PARA LA PLANTA, F_p , SE EFECTÚA MEDIANTE BOMBEO Y EL EXCEDENTE SIN UTILIZAR, LLAMADO SOBREFLUJO, SE RETORNA AL EXTREMO FRÍO DE LA FOSA.
- 5) LA CANTIDAD DE AGUA EVAPORADA DESDE LA FOSA, SE CONSIDERA COMO PARTE DEL SOBREFLUJO.

A CONTINUACIÓN, SE MUESTRA UN ESQUEMA EN EL CUAL SE MUESTRAN LAS VARIABLES QUE SIRVEN PARA ESTABLECER UN MODELO MATEMÁTICO ADECUADO. (FIGURA 10)

- 6) LA TEMPERATURA DEL AGUA EN LA SUPERFICIE EN EL LADO CALIENTE DE LA FOSA DESPUES DE MEZCLADO CON U PARTES DEL FLUJO INFERIOR.
- 7) LA TEMPERATURA EN LA SUPERFICIE DEL AGUA QUE FLUYE DEL EXTREMO CALIENTE AL EXTREMO FRÍO DEL AGUA ES T^* Y ES VARIABLE.

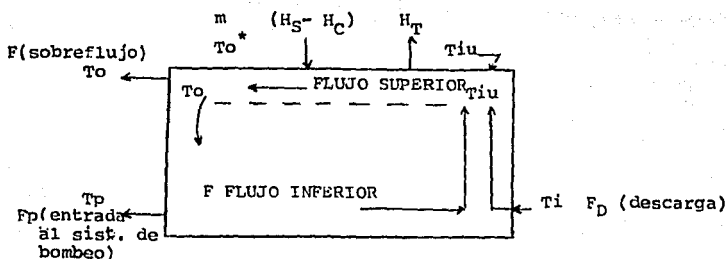


FIGURA 10 FOSA "NORMAL "

CONSTANTE = $T_G = T_{IU}^* = T_O^* - T_O = T^* - T$ (POR DEFINICIÓN)

H_C = RAZÓN DE CAMBIO EN EL CALOR ALMACENADO DE LA FOSA. POSITIVO -- CUANDO ENTRA CALOR A LA FOSA.

H_S = RAZÓN DE CALENTAMIENTO SOLAR ENTRANDO A LA FOSA.

H_T = RAZÓN DE LA DISIPACIÓN DE CALOR HACIA LA ATMÓSFERA.

H_F = RAZÓN DE ADICIÓN DE CALOR ATRIBUÍDO A LOS CAMBIOS DE TEMPERATURA DEL AGUA FLUYENDO, POSITIVO PARA EL CALOR QUE ENTRA A LA FOSA. ESTE TÉRMINO INCLUYE LLUVIA Y ESCURRIMIENTOS.

TODAS LAS CANTIDADES H, TIENEN UNIDADES CONSISTENTES BTU/HR/FT².

LAS UNIDADES DE F, SON GPM Y PARA T GRADOS F.

U = RAZÓN DE MEZCLADO. U PARTES DE SOBREFLUJO POR PARTE DE DESCARGA DE LA PLANTA.

T = TEMPERATURA PROMEDIO DE LA SECCIÓN DE SOBREFLUJO.

ESTE TIPO DE FOSA FUNCIONA DISMINUYENDO LA TEMPERATURA DEL EFLUENTE - HASTA UNA TEMPERATURA CERCANA A LA DE EQUILIBRIO LIBERANDO CALOR AL - MEDIO AMBIENTE, PARA PROPORCIONAR EL AGUA DE ENFRIAMIENTO DESEADA.

AL SER USADA EN FORMA INDUSTRIAL (6), SE HA OBSERVADO QUE EN UN PERÍODO DE APROXIMADAMENTE SIETE AÑOS, LA TEMPERATURA DE DESCARGA DE UNA - "FOSA NORMAL", HA VARIADO EN PROMEDIO $\pm 5.5^{\circ}\text{F}$ POR ENCIMA DE LA TEMPERATURA DEL AGUA DEL RÍO MÁS CERCANO; CON UN VALOR MÁXIMO DE 12°F .

SIN EMBARGO, SE HA ESTABLECIDO QUE LA TEMPERATURA DE DESCARGA DE ESTE TIPO DE FOSA, SE ENCUENTRA DENTRO DE UN RANGO DE $\pm 3.6^{\circ}\text{F}$ DE LA TEMPERATURA NORMAL DE EQUILIBRIO. (6).

c) MODELO "CFE" (RÍO ESCONDIDO).

ESTE MODELO (5) PRETENDE RESOLVER EL BALANCE DE ENERGÍA EN LA FOSA, -
CONSIDERANDO LAS SIGUIENTES CONTRIBUCIONES:

- GANANCIA DE ENERGÍA POR RADIACIÓN DEL SOL.
- GANANCIA DE ENERGÍA POR RADIACIÓN DE LA ATMÓSFERA.
- PÉRDIDA DE ENERGÍA POR RADIACIÓN DE ONDA LARGA
- PÉRDIDA DE ENERGÍA POR EVAPORACIÓN.
- PÉRDIDA DE ENERGÍA POR CONVECCIÓN.

GANANCIA DE ENERGÍA POR RADIACIÓN DEL SOL (H_s)

ESTE PARÁMETRO, PUEDE MEDIRSE DIRECTAMENTE O PUEDE EVALUARSE UTILIZANDO FÓRMULAS EMPÍRICAS (5, 6). ESTA RADIACIÓN ES DE ONDA CORTA INCIDENTE EN LA SUPERFICIE DE LA TIERRA Y DEPENDE DEL ÁNGULO DE INCIDENCIA (LATITUD DEL LUGAR) Y VARÍA HORARIA Y ESTACIONALMENTE.

SI SE CONSIDERA QUE APROXIMADAMENTE UN 6% DEL TOTAL DE LA RADIACIÓN INCIDENTE EN LA SUPERFICIE DEL AGUA SE PIERDE AL REFLEJARSE, LA GANANCIA DE ENERGÍA POR RADIACIÓN PARA UN ESTANQUE PUEDE EVALUARSE ASÍ:

$$H_s = 0.45 S$$

H_s = RADIACIÓN DE ONDA CORTA RECIBIDA POR EL SOL (W/M^2)

S = ENERGÍA RECIBIDA O ESTIMADA EN EL LUGAR DE INTERÉS (LANGLEY/DIA).

0.45 = FACTOR DIMENSIONAL QUE TOMA EN CUENTA EL 6% DE REFLEXIÓN.

- GANANCIA DE ENERGÍA POR RADIACIÓN DE LA ATMÓSFERA.

LA RADIACIÓN DE LA ATMÓSFERA SE DEBE A LA EMISIÓN DE CALOR DE LOS COMPONENTES DE LA ATMÓSFERA (H_2O VAP., O_3 , CO_2 , O_2 , N_2 , ETC.) AL CALENTARSE Y ENFRIARSE. PARA LA DETERMINACIÓN DE LA GANANCIA DE ENERGÍA, SE EMPLEAN RELACIONES EMPÍRICAS, DE LAS QUE FINALMENTE RESULTA LA EXPRESIÓN:

$$H_{ATM} = 0.511 \times 10^{-12} (T_A + 273.2)^6 (1 + 0.17 C^2)$$

H_{ATM} = RADIACIÓN ATMOSFÉRICA NETA QUE SE ABSORBE EN EL AGUA
(W/M^2)

T_A = TEMPERATURA AMBIENTE ($^{\circ}C$)

C = NUBOSIDAD: PARA CIELO DESPEJADO = 0

PARA CIELO COMPLETAMENTE NUBLADO = 1

CUANDO SE DESCONOCE SU VALOR EN EL LUGAR =

0.5 (ADIMENSIONAL).

- PÉRDIDA DE ENERGÍA POR RADIACIÓN DE ONDA LARGA.

LA MAYOR PARTE DE LA ENERGÍA PERDIDA POR EL AGUA, ES DEBIDA A LA RADIACIÓN DE ONDA LARGA EMITIDA POR LA MISMA.

SE CALCULA CON LA SIGUIENTE EXPRESIÓN:

$$H_{AGUA} = 5.44 \times 10^{-8} (T_s - 273.2)^4 = (W/M^2)$$

T_s = TEMPERATURA DE LA SUPERFICIE DEL AGUA ($^{\circ}C$)

- PÉRDIDA DE ENERGÍA POR EVAPORACIÓN.

LA PÉRDIDA DE ENERGÍA DEBIDA A LA EVAPORACIÓN DE UNA SUPERFICIE DE AGUA, SE LLEVA A CABO POR CONVECCIÓN FORZADA Y POR CONVECCIÓN LIBRE. EL MOVIMIENTO DEL AIRE SOBRE LA SUPERFICIE DEL AGUA CAUSA UN ENFRIAMIENTO DE LA MISMA, LLAMÁNDOSE A ESTE FENÓMENO CONVECCIÓN FORZADA. LA FÓRMULA QUE MÁS SE APROXIMA A LOS DATOS EXPERIMENTALES PARA EL

CÁLCULO DEL CALOR PERDIDO POR EVAPORACIÓN ($H_{EVAP.}$, W/M^2) ES:

$$H_{EVAP.} = 4.96 W (E_S - E_A)$$

W = VELOCIDAD DEL VIENTO.

E_S = PRESIÓN DE VAPOR EN EL AGUA (MM Hg.)

E_A = PRESIÓN DE VAPOR EN EL AIRE (MM Hg.)

LA CONVECCIÓN LIBRE SE PRESENTA POR LA ACCIÓN DE LAS FUERZAS DE FLOTACIÓN DEBIDAS A LA DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE EL AGUA Y EL AIRE, SE CALCULA ASÍ:

$$H_{EVAP.} = 3.53 \theta^{1/3} (E_S - E_A)$$

θ = $T_{SV} - T_{AV}$

T_{SV} : TEMPERATURA VIRTUAL DE UNA CAPA DE VAPOR EN CONTACTO CON LA SUPERFICIE DEL AGUA.

T_{AV} : TEMPERATURA VIRTUAL DEL AIRE.

SIMPLIFICANDO EN UNA SOLA EXPRESIÓN (NOTA 2), LA ECUACIÓN FINAL PARA EL CÁLCULO DEL CALOR PERDIDO POR EVAPORACIÓN DEBIDO A LA CONVECCIÓN FORZADA Y LIBRE, TENEMOS:

NOTA 2: EFECTUANDO LA MODIFICACIÓN HECHA POR RYAN & HARLEMAN, QUE AL TRABAJAR EN FORMA EXPERIMENTAL, DEDUCEN $(W) = A + BW$ DONDE $A = 3.53 \theta^{1/3}$ Y $B = 4.08$ EN LUGAR DE 4.96.

$$H_{EVAP.} = (3.53 \theta^{1/3} + 4.08)(E_S - E_A)$$

- PÉRDIDA DE ENERGÍA POR CONVECCIÓN DE CALOR SENSIBLE.

ESTE FLUJO DE CALOR ES MUCHO MENOR QUE LOS FLUJOS DE CALOR POR RADIA
CIÓN Y EVAPORACIÓN, SE EXPRESA COMO:

$$H_{CONV.} = 2.28 W (T_S - T_A)$$

BALANCE GLOBAL DE CALOR.

COMBINANDO TODAS LAS ECUACIONES DESCRITAS ANTERIORMENTE, TENEMOS QUE
EL BALANCE GLOBAL DE CALOR PARA UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO, RESULTA SER:

$$H_N = H_{AGUA} + H_{EVAP.} + H_{CONV.} - H_S - H_{ATM.}$$

B. PRINCIPIOS DE DISEÑO PARA UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECÁN
ICO Y FLUJO CRUZADO (4,9).

EN LAS TORRES DE FLUJO CRUZADO, EL AIRE ENTRA POR DOS LADOS OPUESTOS
DE LA TORRE, FLUYENDO HORIZONTALMENTE A TRAVÉS DE LA CORRIENTE DE --
AGUA DESCENDENTE, COMO SE OBSERVA EN LA FIGURA 11 LAS DOS CORRIENTES
DE AIRE SE JUNTAN EN LA PARTE CENTRAL DE LA TORRE Y SALEN POR LA PAR
TE SUPERIOR.

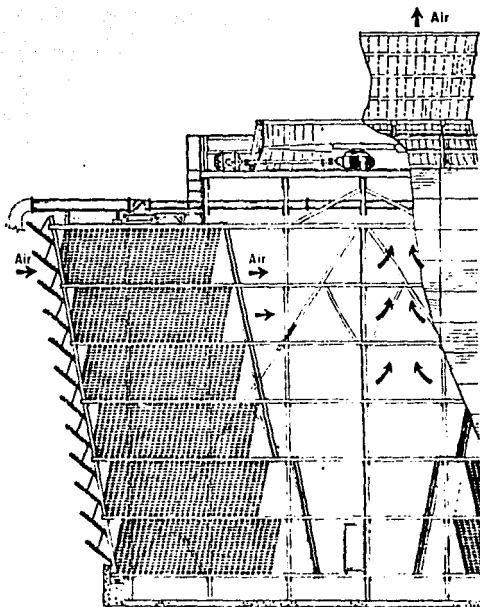


FIG. 11 TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO Y FLUJO CRUZADO.

EL DIMENSIONAMIENTO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE FLUJO CRUZADO, - ESTÁ BASADO EN LA SIGUIENTE ECUACIÓN:

$$B = \int_0^y \int_0^x (t_x - t) xy \, dx dy = G \frac{(t_x - t_0)}{K_a} \quad y = \frac{L C_L (T_{L0} - T_{Ry}) x}{K_a} \dots (B.1)$$

LA CUAL HA SIDO DERIVADA CONSIDERANDO APLICABLE EL MODELO DE TRANSFERENCIA DE MASA DE LAS DOS PELÍCULAS Y SUPONIENDO LO SIGUIENTE:

1. LOS FLUJOS DE AIRE SON PERMANENTES Y SU PATRÓN DE FLUJO ES TAPÓN O UNIFORME.
2. LA TRANSFERENCIA DE MASA Y CALOR EN TODO EL ANCHO DE LA TORRE, -- SON DESPRECIABLES.
3. EL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE ENTALPÍA ES CONSTANTE - EN UNA TORRE DADA, PARA UNAS CONDICIONES DEFINIDAS.
4. LAS PÉRDIDAS DE CALOR A TRAVÉS DE LAS PAREDES DE LA TORRE SON DESPRECIABLES.

EN ESTE TRABAJO, POR NO SER PARTE DE SU OBJETIVO, NO SE REALIZARÁ EL CÁLCULO DEL DIMENSIONAMIENTO DE LA TORRE. PARA REALIZAR LA COMPARACIÓN DE COSTOS CON LA FOSA DE ENFRIAMIENTO SE EMPLEARÁ UNA COTIZACIÓN PROPORCIONADA POR UNA FIRMA COMERCIAL.

SI SE DESEA CONOCER EL PROCEDIMIENTO DE SOLUCIÓN DE LA ECUACIÓN (B.1), PUEDE CONSULTARSE LA BIBLIOGRAFÍA (9).

SIMBOLOGIA

- B = PRODUCTO DE LA INTEGRACIÓN DE LOS GRADIENTES DE LAS ENTALPIAS DEL LÍQUIDO Y DEL AIRE HÚMEDO.
- CL = CALOR ESPECÍFICO DEL AGUA, KCal/Kg, °C
- G = MASA VELOCIDAD DEL AIRE SECO, Kg/M².HR.
- I = ENTALPA DEL AIRE HÚMEDO, KCal/Kg - AIRE SECO
- L = ENTALPA DE SATURACIÓN A LA TEMPERATURA DEL AGUA KCal/Kg AIRE SECO.
- KA = COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE ENTALPIA KCal/M².HR.
i
- L = MASA VELOCIDAD DEL AGUA, Kg/M².HR.
- X = COORDENADA HORIZONTAL, M.
- Y = COORDENADA VERTICAL, M.
- O = ENTRADA
- XY = VALOR DE UN PUNTO EN LAS COORDENADAS (X,Y)
- TL = TEMPERATURA DEL AGUA, °C.

2. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO.

A. AMBIENTALES.

PARA EL CÁLCULO DE LA FOSA Y LA ESPECIFICACIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO, ES NECESARIO DEFINIR LOS SIGUIENTES PARÁMETROS AMBIENTALES DE DISEÑO:

- TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO.
- TEMPERATURA DE BULBO SECO O HUMEDAD RELATIVA.
- ABSORCIÓN DE ENERGÍA SOLAR.
- VELOCIDAD DEL VIENTO.

A CONTINUACIÓN SE DESCRIBE EL PROCEDIMIENTO EMPLEADO PARA DEFINIR DICHS PARÁMETROS, ASÍ COMO LOS CRITERIOS EN LOS CUALES FUERON APOYADAS TALES DEFINICIONES.

ES NECESARIO ACLARAR QUE LOS DATOS AMBIENTALES CONSIDERADOS CORRESPONDEN AL PERÍODO DE ENERO A DICIEMBRE DE 1984, POR CONSIDERAR QUE ÉSTOS SON MÁS REPRESENTATIVOS QUE LOS DE HACE CINCO O DIEZ AÑOS ATRÁS, DEBIDO A LOS CAMBIOS EN EL MEDIO AMBIENTE SUFRIDOS RECIENTEMENTE.

- TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO.

LUDWIG, ET. AL. (10), INDICAN QUE "LA SELECCIÓN DE UNA TEMPERATURA DE

BULBO HÚMEDO ADECUADA ES CRÍTICA Y ES EL MÁS IMPORTANTE FACTOR EN EL DIMENSIONAMIENTO DE UNA TORRE", POR LO QUE SUGIERE QUE EL VALOR DE LA TEMPERATURA SELECCIONADA PARA DISEÑO DEBE SER LO SUFICIENTEMENTE ALTA DE TAL MANERA QUE CUANDO MENOS EN EL 95% DEL PERÍODO CONSIDERADO CRÍTICO, LA TEMPERATURA NO EXCEDA DE DICHO VALOR DE DISEÑO.

PARA DEFINIR EL PERÍODO MÁS CRÍTICO EN TÉRMINOS DE CONDICIONES AMBIENTALES, SE PROCEDIÓ A CALCULAR LOS VALORES PROMEDIO MENSUALES DE BULBO HÚMEDO (VER TABLA I) Y POSTERIORMENTE A GRAFICARLOS, OBSERVÁNDOSE QUE LAS TEMPERATURAS DE BULBO HÚMEDO MÁS ALTAS CORRESPONDEN A LOS MESES DE MAYO A SEPTIEMBRE, OBSERVÁNDOSE TAMBIÉN EN OCTUBRE UNA MARCADA TENDENCIA A LA DISMINUCIÓN (VER GRÁFICA I, APÉNDICE I).

EN ESTA GRÁFICA SE OBSERVAN TAMBIÉN LAS TEMPERATURAS DE BULBO HÚMEDO PROMEDIO MÁS UNA DESVIACIÓN ESTANDAR Y MÁS DOS DESVIACIONES ESTANDAR. POSTERIORMENTE Y DEBIDO A QUE LOS DATOS DISPONIBLES SON DIARIOS, SE ENSAYÓ CON UN VALOR DE BULBO HÚMEDO Y SE DETERMINÓ LA PROBABILIDAD DE DÍAS CON TEMPERATURAS MENORES O IGUALES A ÉSTE VALOR MENSUAL, EMPLEANDO UN MODELO DE PROBABILIDAD NORMAL (15, 16), COMO RESULTADO SE OBTUVO UN VALOR DE 16.5°C. (VER TABLA II), EL CUAL SERÁ TOMADO COMO VALOR DE DISEÑO.

MEDIAS MENSUALES *

M E S	TEMP. BULBO SECO		TEMP. BULBO HÚMEDO		HUMEDAD RELATIVA	
	<u>MEDIA</u>	<u>D. STD.</u>	<u>MEDIA</u>	<u>D. STD.</u>	<u>MEDIA</u>	<u>D. STD.</u>
ENERO	13.65	2.07	7.52	1.77	51.80	6.16
FEBRERO	16.08	1.64	8.50	1.27	43.71	7.26
MARZO	18.60	1.86	10.44	1.03	44.58	8.14
ABRIL	18.02	2.16	11.16	0.97	51.40	12.07
MAYO	20.26	2.00	12.63	1.43	49.10	8.55
JUNIO	21.81	1.79	13.77	1.83	49.82	15.97
JULIO	18.44	0.85	14.69	1.47	72.42	11.60
AGOSTO	18.43	1.28	14.05	0.92	69.40	11.57
SEPTIEMBRE	17.69	1.38	14.37	1.55	75.87	10.33
OCTUBRE	17.07	1.78	11.95	1.73	63.71	11.40
NOVIEMBRE	16.69	1.18	11.21	1.54	59.10	9.69
DICIEMBRE	15.13	1.83	9.11	1.85	55.90	10.08

TABLA I

* DATOS OBTENIDOS EN EL DEPARTAMENTO DE ESTADÍSTICA DE LA DIRECCIÓN GENERAL DEL SERVICIO METEOROLÓGICO NACIONAL, S.A.R.H. ESTACIÓN "CHAPINGO"

TABLA II

MES	VALOR PROP.	VALOR MEDIO	DESV. STD.	$Z = \frac{x_1 - \bar{x}}{s}$	$\int_0^z F(z) dz$	DÍAS TOT.	DÍAS PROB.
	x_1	\bar{x}	s				
MAYO	16.5	12.634	1.4305	2.70	0.9965	31	30.69
JUNIO	16.5	13.770	1.8319	1.49	0.9319	30	27.96
JULIO	16.5	14.690	1.4692	1.23	0.8907	31	27.61
AGOSTO	16.5	14.050	0.9213	2.66	0.9961	31	30.88
SEPT.	16.5	14.370	1.5458	1.38	0.9162	30	27.49
OCT.	16.5	11.950	1.7299	2.63	0.9957	31	30.87
						184	175.70

$$\text{PROBABILIDAD GLOBAL} = \frac{175.7}{184.0} \times 100 = 95.49$$

CONCLUSIÓN: 16.5 ES UN VALOR ADECUADO PARA TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO EN EL DISEÑO.

- TEMPERATURA DE BULBO SECO

ES BIEN SABIDO QUE CONOCIENDO LOS VALORES DE BULBO HÚMEDO Y BULBO SECO SE TIENE DEFINIDO UN VALOR DE HUMEDAD RELATIVA POR LO CUAL AQUÍ SE PRETENDEN DETERMINAR EL VALOR DEL BULBO SECO MÁS ADECUADO PARA EL VALOR DEL BULBO HÚMEDO DEFINIDO CON ANTERIORIDAD.

PRIMERAMENTE SE PROCEDIÓ AL IGUAL QUE EN EL CASO ANTERIOR, DETERMINÁNDOSE PROMEDIOS MENSUALES DE BULBO SECO Y HUMEDAD RELATIVA (VER TABLA I) Y POSTERIORMENTE GRAFICÁNDOSE ÉSTOS (VER GRÁFICA II, APÉNDICE I), SIN ENCONTRARSE NINGUNA RELACIÓN ENTRE ELLOS, POR LO CUAL SE HIZO NECESARIO ELABORAR GRÁFICAS MÁS DETALLADAS EN LAS CUALES ESTÁN REPORTADOS DIARIAMENTE LOS BULBOS HÚMEDO Y SECO, ASÍ COMO LA HUMEDAD RELATIVA (VER GRÁFICAS III A VIII, APÉNDICE I), OBSERVÁNDOSE LO SIGUIENTE:

MAYO: LAS TEMPERATURAS DE BULBO SECO SON MUY VARIABLES, ADEMÁS QUE LA TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO NO ESTÁ EN NINGÚN DÍA CERCA DE VALOR DE DISEÑO.

JUNIO: AL IGUAL QUE MAYO, LA TEMPERATURA DE BULBO SECO ES MUY VARIABLE, HAY ALGUNOS DÍAS EN QUE LA TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO ES CERCANA A LA DE DISEÑO, EN LA MAYOR PARTE DE ESTOS DÍAS SE OBSERVA UNA DISMINUCIÓN DE TEMPERATURA DE BULBO SECO.

JULIO: ES EL MES CON MAYOR PORCENTAJE DE DÍAS CON TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO CERCANAS AL VALOR DE DISEÑO Y LA TEMPERA

TURA DE BULBO SECO TIENE MENORES VARIACIONES EN ESOS DÍAS (DESV. STD. DE 0,9°C) COMO SE OBSERVA EN LA TABLA I.

AGOSTO: LA TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO TIENE MUY Poca VARIACIÓN - PERO NO SE ACERCA AL VALOR DE DISEÑO. LA TEMPERATURA DE BULBO SECO ES MUY VARIABLE.

SEPTIEMBRE: LOS PRIMEROS 19 DÍAS DEL MES TIENEN UNA TEMPERATURA DE -- BULBO HÚMEDO SIN MUCHAS VARIACIONES, PERO LOS VALORES DE BULBO SECO SON MUY VARIABLES. DESPUÉS DEL 19 DE SEPTIEMBRE LA TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO TIENDE A DISMINUIR.

OCTUBRE: SE ENCUENTRAN VARIACIONES MUY GRANDES DE LA TEMPERATURA - DE BULBO HÚMEDO, EN EN SU MAYORÍA LOS VALORES SON BAJOS. LA TEMPERATURA DE BULBO SECO ES MUY VARIABLE Y TAMBIÉN SE OBSERVA UNA TENDENCIA A LA DISMINUCIÓN.

EN CONCLUSIÓN: DEBIDO A TODO LO ANTES INDICADO, SE HA CONSIDERADO TO MAR LOS DATOS DEL MES DE JULIO PARA DEFINIR EL VALOR DE LA TEMPERATURA DE BULBO SECO DE DISEÑO.

DE LA GRÁFICA V (APÉNDICE I), CORRESPONDIENTE A JULIO, EL PERÍODO EN EL CUAL LAS TEMPERATURAS DE BULBO HÚMEDO SON CERCANAS AL VALOR DE DISEÑO CORRESPONDEN DEL 11 AL 19 Y EN ESTE MISMO PERÍODO, LOS VALORES - DE BULBO SECO SON:

DÍA	TEMPERATURA DE BULBO SECO (°C)
11	18.3
12	18.2

13	18.1
14	17.9
15	19.2
16	18.8
17	17.3
18	18.3
19	17.6
CON UN VALOR MEDIO DE:	18.2
Y UNA DESVIACIÓN ESTÁNDAR DE:	0.6

SE CONSIDERA QUE EL VALOR PROMEDIO DE LA TEMPERATURA DE BULBO SECO ES EL VALOR MÁS ADECUADO PARA DISEÑO POR LO SIGUIENTE:

SE SABE QUE EN PROCESO DE ENFRIAMIENTO DE AGUA POR AIRE EL MAYOR EFECTO DE ENFRIAMIENTO ES EL OCASIONADO POR LA EVAPORACIÓN DEL AGUA Y QUE SE RELACIONA DIRECTAMENTE A LA DIFERENCIA ENTRE LAS PRESIONES PARCIALES DEL VAPOR EN EL AIRE Y EL AGUA, ENTONCES, ENTRE MÁS PEQUEÑA SEA ESTA DIFERENCIA, MAYOR SERÁ EL ÁREA REQUERIDA PARA DISIPAR EL CALOR DEL AGUA.

POR OTRO LADO, UNA TEMPERATURA DE BULBO SECO ALTA EN RELACIÓN A LA TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO, FAVORECE MÁS AL ENFRIAMIENTO DEL AGUA DEBIDO A LA REDUCCIÓN EN LA HUMEDAD RELATIVA Y DADO QUE SI SE CONSIDERA UNA CONDICIÓN DE DISEÑO COMO LA CONDICIÓN TAL QUE LA MAYOR PARTE DE LOS CASOS DE OPERACIÓN DEL EQUIPO QUEDEN CUBIERTAS, SELECCIONAR UN --

BULBO SECO ALTO ES RECOMENDABLE COMO BASE DE DISEÑO.

POR OTRO LADO, DEFINIR LA TEMPERATURA DE BULBO SECO DE DISEÑO MENOR - QUE EL VALOR MEDIO, IMPLICARÍA UNA CONDICIÓN MUY CRÍTICA QUE CUBRIRÍA UN PORCENTAJE MUY PEQUEÑO DE POSIBLES CASOS (LA TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO CUBRE EL 95% DE LOS PROBABLES CASOS DE OPERACIÓN).

LA TEMPERATURA DE BULBO SECO PARA DISEÑO SE FIJARÁ COMO 18.2°C. LA HUMEDAD RELATIVA ASOCIADA A LOS VALORES DE DISEÑO (CONSIDERANDO TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO IGUAL A 16.5 °C) ES DE 87.9%.

- RADIACIÓN SOLAR.

LOS DATOS ENCONTRADOS PARA LA RADIACIÓN SOLAR SE ENCUENTRAN REPORTADOS EN DIVERSAS FUENTES (1, 6, 8, 11, 12, 13 Y 14).

LOS DATOS TOMADOS PARA ESTE TRABAJO FUERON LOS REPORTADOS EN (13), DEBIDO A QUE CORRESPONDEN A ESTUDIOS ESPECÍFICOS REALIZADOS PARA LA REPÚBLICA MEXICANA Y DE LA FECHA MAS RECIENTE. ESTOS DATOS SON:

	RADIACIÓN SOLAR	
	BTU/FT ² /HR	CAL/CM ² /DIA (LANGLEY/D.)
PRIMAVERA	73	475
VERANO	65.3	425
MAYO	61.5	400

JUNIO	69 - 73	450 - 475
JULIO	65.2	425
AGOSTO	62.5 - 69.1	425 - 450
SEPTIEMBRE	57.6 - 61.5	375 - 400

PARA VERIFICAR ESTOS DATOS SE EMPLEÓ EL CONCEPTO DE TEMPERATURA DE EQUILIBRIO DE UNA MASA DE AGUA SIN ADICIÓN DE CALOR POR FUENTES DIFERENTES DE LA RADIACIÓN NATURAL (8).

EL PROCEDIMIENTO CONSISTIÓ EN DETERMINAR DICHA TEMPERATURA EMPLEANDO DOS CAMINOS, UNO, USANDO EL NOMOGRAMA NO. 1 DEL ARTÍCULO DE LANGHAAR (8) Y EL SEGUNDO EMPLEANDO LAS ECUACIONES DE BALANCE DE ENERGÍA PLANTEADAS EN EL MODELO CFE (5) Y COMPARANDO LOS VALORES OBTENIDOS CON LA TEMPERATURA EN LA SUPERFICIE DEL AGUA DEL ÚLTIMO VASO DEL EVAPORADOR SOLAR EN LA PLANTA DE SOSA TEXCOCO.

LOS DATOS CONSIDERADOS SON LA RADIACIÓN SOLAR ANTES REPORTADA Y LOS VALORES MEDIOS MENSUALES DE BULBO SECO Y HUMEDAD RELATIVA.

LOS RESULTADOS SE REPORTAN EN LA SIGUIENTE TABLA:

	TEMPERATURAS DE EQUILIBRIO (°C)		REPORTADAS	
	LANGHAAR	"C.F.E."	PROM. MENS.	DESV. STD.
MAYO	22.2	21.1	25.2 ±	3.3
JUNIO	23.3	23.7	25.0 ±	2.8

	<u>LANGHAAR</u>	<u>"C.F.E."</u>	<u>PROM. MENS.</u>	<u>DESV. STD.</u>
JULIO	23.3	22.0	24.2 ±	2.8
AGOSTO	22.8	22.4	22.4 ±	2.2
SEPTIEMBRE	22.2	21.0	20.7 ±	2.4

DE LOS DATOS ANTERIORES SE OBSERVA QUE, LAS TEMPERATURAS DE EQUILIBRIO CALCULADAS SON EN TODOS LOS CASOS MENORES QUE LAS REPORTADAS, - AUNQUE EN TODOS (MENOS UNO) ESTÁN DENTRO DE EL VALOR MEDIO MENOS UNA DESVIACIÓN ESTANDAR.

- VELOCIDAD DE VIENTO.

SE HAN CONSIDERADO LOS DATOS REPORTADOS EN UN ESTUDIO EFECTUADO POR "LA COMISIÓN DEL LAGO DE TEXCOCO" (11), EN UN PERÍODO DE 10 AÑOS -- (1970 - 1980) VER FIGURA 11 Y TABLA III.

DE LA INFORMACIÓN OBTENIDA, SE CALCULÓ UNA VELOCIDAD MEDIA DE 7.73 KM/HR. (4.8 MI/HR).

TABLA III

VELOCIDAD DEL VIENTO

DIREC.	INTENSI.	FREC. %			
	KM/HR				
	x_j	$F(x_j)$	$x_j F(x_j)$	$(x_j - \bar{x})^2$	$(x_j - \bar{x})^2 F(x_j)$
NW	7.0	1.25	8.75	0.5329	0.0067
N	6.5	27.50	178.75	1.5129	0.4160
NE	8.0	20.00	160.00	0.0729	0.0146
NE	8.0	7.50	60.00	0.0729	0.0055
NE	5.0	2.50	12.50	7.4529	0.1863
E	8.0	2.50	20.00	0.0729	0.0018
SE	7.5	2.00	15.00	0.0529	0.0011
SE	8.5	25.00	212.50	0.5929	0.1482
SE	10.3	5.00	51.50	6.6049	0.3302
S	8.0	5.00	40.00	0.0729	0.0036
SW	8.8	1.25	11.00	1.1449	0.0143
SW	7.5	0.50	3.75	0.0529	0.0026
		100.00	773.75		1.1309

$$\bar{X} = 7.73 \frac{\text{KM}}{\text{HR}} \times 0.6214$$

$$s^2 = 1.1309$$

$$\bar{X} = 4.8 \frac{\text{MI}}{\text{HR}}$$

$$\bar{X} + s^2 = 5.506 \frac{\text{MI}}{\text{HR}}$$

B. PROCESO.

LAS CONDICIONES FIJADAS POR LAS NECESIDADES DEL PROCESO ESTÁN DESCRITAS EN LOS INCISOS 1 Y 3 DEL CAPÍTULO 1 DE ESTE TRABAJO Y SE RESUMEN AQUÍ, ESTOS SON:

1. FLUJO DE AGUA A SER ENFRIADA	36 600 m ³ /día
2. TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA CALIENTE	35°C
3. TEMPERATURA REQUERIDA DEL AGUA FRÍA A LA SALIDA DEL EQUIPO:	25°C

CABE SEÑALAR AQUÍ, QUE DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN EL INCISO ANTERIOR, SE ENCONTRÓ QUE PARA UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO, LA CARGA DE CALOR POR CONCEPTO DE ABSORCIÓN DE ENERGÍA SOLAR, ES GRANDE Y PARA EL MES SELECCIONADO COMO EL DE DISEÑO, LA TEMPERATURA DE EQUILIBRIO MEDIDA EN UNO DE LOS VASOS DEL EVAPORADOR SOLAR, FUE DE 25°C COMO SE REQUIERE, ENTONCES, SE HARÁ LO SIGUIENTE:

PARA UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO SE CONSIDERARÁ QUE EL RANGO DE TEMPERATURA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO SERÁ: 27°C EN AGUA FRÍA, PARA TENER UN DIFERENCIAL DE 2°C CON RESPECTO A LA TEMPERATURA DE EQUILIBRIO Y 36°C PARA EL AGUA CALIENTE, CON EL FIN DE NO TENER UNA REDUCCIÓN MUY FUERTE EN EL VACIO DENTRO DEL CRISTALIZADOR; BASADOS EN ESTO, EL FLUJO REQUERIDO PARA MANEJAR LA CARGA TÉRMICA DE DISEÑO, SERÁ APROXIMADAMENTE 11% MAYOR QUE PARA LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

SE PUEDE SUPONER QUE ESTE INCREMENTO EN FLUJO Y EL CAMBIO EN LA TEMPERATURAS DEL AGUA NO AFECTARÁN SIGNIFICATIVAMENTE LA EFICIENCIA DEL CRISTALIZADOR.

EN RESUMEN, PARA UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO SE CONSIDERARÁN LOS SIGUIENTES PARÁMETROS DE PROCESO:

1. FLUJO DE AGUA A SER ENFRIADA:

36 600 x 10/9

40 670 m³/día

2. TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA

CALIENTE:

36° C

3. TEMPERATURA REQUERIDA DEL AGUA

FRÍA A LA SALIDA DE LA FOSA:

27° C

3. DIMENSIONAMIENTO DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO.

DE ACUERDO A LOS PUNTOS 2A Y 2B DE ESTE CAPÍTULO, LA FOSA DE ENFRIAMIENTO SE DISEÑARÁ SEGÚN LOS PARÁMETROS SIGUIENTES:

PROCESO

FLUJO DE AGUA CALIENTE:	40,670 M ³ /D
TEMPERATURA DE AGUA CALIENTE:	36 °C
TEMPERATURA DE AGUA FRÍA:	27 °C

AMBIENTALES

TEMPERATURA DE BULBO SECO:	18.2 °C
HUMEDAD RELATIVA AMBIENTE:	87.9 %
VELOCIDAD DEL VIENTO MEDIA:	2.147 M/SEG.
RADIACIÓN SOLAR:	425 LANGLEY/DÍA
FACTOR DE NUBOSIDAD:	1.0
TEMPERATURA DE EQUILIBRIO:	25 °C

EL DIMENSIONAMIENTO DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO COMPRENDE LA ESTIMACIÓN DE:

- 1) ÁREA DE LA FOSA
- 2) PROFUNDIDAD
- 3) ANCHO Y LARGO DE LA FOSA.

1) AREA DE LA FOSA:

ESTE CÁLCULO, SE BASÓ EN LA CONSIDERACIÓN DE UN MODELO DE COMPORTAMIENTO DE 5 FOSAS PEQUEÑAS TRABAJANDO EN SERIE, MANTENIENDO EL MISMO GRADIENTE DE TEMPERATURA EN CADA UNA DE ELLAS. LA TABLA IV MUESTRA LOS RESULTADOS OBTENIDOS, LOS CÁLCULOS Y LA VERIFICACIÓN DEL MODELO MENCIONADO, SE PUEDEN CONSULTAR EN EL APÉNDICE II DE ESTE TRABAJO.

TABLA IV

No.	TEMP. ENTRADA °C	TEMP. SALIDA °C	VEL. EVAP. WATTS/M ²	AREA M ²	DISIPACIÓN DE CALOR POR EVAPORACIÓN WATTS
1	36	34.2	491.78	7575.5	3'725,479
2	34.2	32.4	410.65	9468.5	3'888,239.5
3	32.4	30.6	338.03	12308.6	4'160,676.0
4	30.6	28.8	273.24	17021.52	4'650,960.1
5	28.8	27	215.65	26320.0	5'675,908.0
				<u>72694</u>	<u>22'101,262.6</u>

AREA DE LA FOSA: 72,694 m²

2) PROFUNDIDAD DE LA FOSA:

PARA PODER DEFINIR LA PROFUNDIDAD DE LA FOSA, SE ESTABLECIERON LOS SIGUIENTES PLANTEAMIENTOS:

- A) LA PROFUNDIDAD DE LA FOSA, DEBE SER TAL, QUE ASEGURE EL TIEMPO - MÍNIMO DE RETENCIÓN DEL AGUA PARA QUE ÉSTA ALCANCE LA TEMPERATURA FINAL DESEADA. Y TOMANDO EN CUENTA LAS RECOMENDACIONES DE - - - LANGHAAR (8) ESTE TIEMPO DEBE SER 24 HORAS.
- B) CALCULAR LA PROFUNDIDAD MÍNIMA, DE ACUERDO AL PUNTO ANTERIOR, PARA ADEMÁS ADICIONARLE LA PROFUNDIDAD NECESARIA PARA MANTENER UN VOLUMEN DEL AGUA CON EL QUE SE PUEDA MANTENER OPERANDO LA FOSA DURANTE UNA SEMANA, SIN RESTITUIR EL AGUA PERDIDA POR EVAPORACIÓN E INFILTRACIÓN EN ESE TIEMPO.
- C) DAR A LA FOSA UNA PROFUNDIDAD DE 1.6 M., EL MISMO QUE TIENE LA FOSA EXISTENTE, CON EL FIN DE ASEGURAR UNA SEMEJANZA GEOMÉTRICA Y - OBTENER ASÍ UN COMPORTAMIENTO TÉRMICO E HIDRÁULICO SIMILAR. CON ESTA PROFUNDIDAD, SE CALCULARÁ EL TIEMPO DE RETENCIÓN DEL AGUA EN LA FOSA.

CÁLCULOS Y RESULTADOS:

- A) TIEMPO DE RETENCIÓN DE 24 HORAS.

$$\text{NIVEL DE AGUA DE LA FOSA} = \frac{40,670 \text{ M}^3}{72,694 \text{ M}^2} = 0.55 \text{ M.}$$

- B) SIN RESTITUIR AGUA EN 7 DÍAS Y CON UN FLUJO DIARIO DE 40,670 M³
- PÉRDIDAS DE AGUA POR EVAPORACIÓN EN UNA SEMANA:

TOMANDO EL DATO DEL CALOR DISIPADO POR EVAPORACIÓN, DE LA TABLA IV TENEMOS 22'101,262.6 WATTS Y CONSIDERANDO QUE EL VALOR DE LA ENTALPIA DE VAPORIZACIÓN DEL AGUA ES 2'295,042.8 JOULES/KG, LA EVAPORACIÓN SERÁ:

$$\text{EVAP.} = \frac{22'101,262.6 \text{ WATTS}}{2'295,042.8 \text{ JOULES/KG.}} = 9.63 \frac{\text{KG.}}{\text{SEG.}}$$

EN UNA SEMANA:

$$\begin{aligned} \text{EVAP.} &= 9.63 \frac{\text{KG.}}{\text{SEG.}} \times 3600 \frac{\text{SEG.}}{\text{HR.}} \times 24 \frac{\text{HR.}}{\text{DÍA}} \times 7 \frac{\text{DÍAS}}{\text{SEM.}} \\ &= 5'824,224 \frac{\text{KG.}}{\text{SEM.}} \cong 5,824 \text{ M}^3/\text{SEMANA} \end{aligned}$$

- PÉRDIDAS POR INFILTRACIÓN EN UNA SEMANA:

ESTIMADAS EN LA SECCIÓN 2, CAP. I

$$0.006 \frac{\text{M}}{\text{D}} \times 72,694 \text{ M}^2 \times 7 \text{ DÍAS} = 3,053 \text{ M}^3/\text{SEMANA}$$

$$\begin{aligned} \text{- PÉRDIDAS TOTALES DE AGUA} &= 5,824 + 3,053 \\ &= 8,877 \text{ M}^3/\text{SEM.} \end{aligned}$$

$$\text{NIVEL DE AGUA POR PÉRDIDAS} = \frac{8,877 \text{ M}^3}{72,694 \text{ M}^2} = 0.122 \text{ M}$$

$$\text{NIVEL DE LA FOSA} = 0.55 \text{ M} + 0.122 \text{ M} = 0.672 \text{ M.}$$

C) CONSERVANDO LA PROFUNDIDAD SIMILAR A LA DE LA FOSA EXISTENTE.

NIVEL = 1.6 M.

VOLUMEN DE RETENCIÓN = 1.6 M x 72,694 = 116,310 M³

TIEMPO DE RETENCIÓN = $\frac{116,310 \text{ M}^3}{40,670 \frac{\text{M}^3}{\text{D}}} = 2.85 \text{ DÍAS}$

ANALIZANDO LOS RESULTADOS OBTENIDOS, SE OBSERVA QUE A Y B RESULTAN --
SER DE UN NIVEL POCO PROFUNDO Y PROBABLEMENTE SU COMPORTAMIENTO TÉRMICO
SE ASEMEJE MAS A UN FLUJO TOTALMENTE MEZCLADO (8), SIN EMBARGO ÉSTO
ES DIFÍCIL DE AFIRMAR.

EL NIVEL DE LA FOSA DEL PUNTO A ES EL MÍNIMO PARA MANTENER EL FLUJO --
DESEADO, PERO NO CONSIDERA LAS PÉRDIDAS DE AGUA POR VAPORIZACIÓN, --
ARRASTRE DEBIDO AL AIRE NI POR INFILTRACIONES. ASÍ QUE EN CASO DE --
PRESENTARSE ALGUNA FALLA EN LA ALIMENTACIÓN DEL AGUA A LA FOSA, SE --
TENDRÍAN COMO CONSECUENCIA PROBLEMAS EN EL FLUJO DE DESCARGA DE LA --
MISMA.

EN EL PLANTEAMIENTO B, A PESAR DE TOMAR EN CUENTA LAS PÉRDIDAS DE --
AGUA TOTALES, TAMBIÉN SE REFLEJA EL PROBLEMA DE MANTENER EL FLUJO --
CONSTANTE DIARIAMENTE REQUERIDO POR EL CRISTALIZADOR.

EN EL PLANTEAMIENTO C, SÍ SE GARANTIZA EL CUMPLIMIENTO DEL SERVICIO --
DE AGUA AL CRISTALIZADOR AUN EN CASO DE ALGUNA CONTINGENCIA AL MENOS
POR UN TIEMPO DE DOS DÍAS, ASÍ COMO TAMBIÉN ALCANZAR UNA TEMPERA
TURA MÁS CERCANA A LA DEL EQUILIBRIO.

COMO RESULTADO DEL ANÁLISIS EFECTUADO, SE RECOMIENDA QUE LA PROFUNDIDAD DE LA FOSA SEA 1.60 M.

DIMENSIONES DE LA FOSA.

AREA:	72,694 m ² .
ANCHO:	191 m.
LARGO:	382 m.
PROFUNDIDAD:	2 m. (1.6 m. NIVEL MÁXIMO DEL AGUA).

ESPECIFICACIONES PARA UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO

I. ALCANCE DE SUMINISTRO.

ESTA ESPECIFICACIÓN CUBRE DISEÑO, SUMINISTRO DE MATERIALES, -- ERECCIÓN Y PRUEBA DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE AGUA TIPO TILRO INDUCIDO, DOBLE FLUJO CRUZADO A.SER INSTALADA EN LA PLANTA DE SOSA TEXCOCO, EN EL ESTADO DE MÉXICO.

II. ESTÁNDARES Y ESPECIFICACIONES APLICABLES.

EL DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LA TORRE EN ENFRIAMIENTO DEBERÁ -- REALIZARSE CONFORME A LA ÚLTIMA REVISIÓN DE LOS ESTÁNDARES DEL INSTITUTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO (COOLING TOWER INSTITUTE).

III. REQUISITOS GENERALES.

DESCRIPCIÓN DEL SERVICIO:

LA TORRE DE ENFRIAMIENTO SERÁ USADA EN SERVICIO CONTÍNUO, 24 HRS. POR DÍA Y UN MÍNIMO DE 330 DÍAS POR AÑO, PARA SUMINISTRAR EL AGUA DE ENFRIAMIENTO REQUERIDA POR LOS CONDENSADORES BAROMÉTRICOS DE UN CRISTALIZADOR ADIABÁTICO.

IV. ESPECIFICACIONES DE PROCESO.

A. DATOS DE PROCESO:

FLUJO DE AGUA A SER ENFRIADA (TOTAL) 36 600 m³/DÍA

ESTA TESTS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

NO. DE CELDAS	3
TEMPERATURA DE AGUA CALIENTE	35 °C
TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO	16,5 °C
PRESIÓN BAROMÉTRICA	585 MMHG.
PÉRDIDAS POR ARRASTRE (% DEL FLUJO CIRCULADO)	0.2 % MÁX.
VIENTOS DOMINANTES (DIRECCIÓN E INTENSIDAD)	7.73 KM/H
TIEMPO DE RETENCIÓN DEL VOLÚMEN DE AGUA FRÍA EN LA PILETA	10 MÍN. MÍNIMO

B. GARANTÍAS DE PROCESO:

EL FABRICANTE DEBERÁ GARANTIZAR QUE LA TEMPERATURA DE AGUA FRÍA SEA COMO MÁXIMO LA INDICADA EN LOS DATOS ANTERIORES PARA LAS CONDICIONES YA CITADAS.

LA TORRE DEBERÁ SER PROBADA DE ACUERDO A LAS REGLAS ESTABLECIDAS POR EL INSTITUTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO EN PROCEDIMIENTO ATP-105.

LAS PÉRDIDAS POR ARRASTRE DEBEN TAMBIÉN SER GARANTIZADAS.

ESTA GARANTÍA ESTARÁ VIGENTE HASTA LA ACEPTACIÓN DE CONFORMIDAD POR PARTE DEL CLIENTE DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS ANTES CITADAS.

EL FABRICANTE, EN CASO QUE EL EQUIPO SUMINISTRADO NO CUMPLA LAS GARANTÍAS ESTABLECIDAS, SE OBLIGA A MODIFICAR O SUSTITUIR PARCIAL O TOTALMENTE EL EQUIPO SIN CARGOS PARA EL CLIENTE.

V. CONDICIONES DEL LUGAR.

A. SERVICIOS:

PARA MOTORES ELÉCTRICOS, SE DISPONE DE ENERGÍA ELÉCTRICA EN $460 \pm 10\%$ VOLTS, 3 FASES, 60 HZ.

B. CLASIFICACIÓN DE ÁREAS.

LOS ÚNICOS EQUIPOS ELÉCTRICOS EN EL ÁREA SERÁN LOS MOTORES ELÉCTRICOS DE LOS VENTILADORES Y SE ENCONTRARÁN A LA INTemperie Y EXPUESTOS AL AIRE HÚMEDO, POR LO CUAL SE REQUIERE QUE SEAN TIPO TOTALMENTE CERRADO, CON VENTILACIÓN FORZADA Y AISLAMIENTO TROPICALIZADO.

VI. REQUISITOS DE CONSTRUCCIÓN.

A. MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN DE COMPONENTES MAYORES:

CARCAZA Y PERSIANAS:	ÁSBESTO CEMENTO CORRUGADO.
ESTRUCTURA, RELLENO Y	
CUBIERTA VENTILADOR:	MADERA DE PINO PONDEROSA TRATADA.

CHIMENEA VENTILADOR Y
ELIMINADORES DE ARRAS

TRE:

POLIESTER REFORZADO CON FIBRA DE VIDRIO
(FRP).

VENTILADOR:

HOJA DE ALUMINIO, MASA DE FIERRO FUNDIDO
Y FLECHAS DE ACERO GALVANIZADO.

VII. INSTRUMENTACIÓN.

DOS TERMÓMETROS

TIPO BIMETÁLICO, CARÁTULA DE 127 MM. RAN-
GO 0-50°C CON TERMOPOZO EN ACERO INOXIDA-
BLE 316, 3/4 X 1/2" NPT CON 4" ϕ DE INSER-
CIÓN.

UN MANÓMETRO POR
CADA BOMBA:

TIPO BOURDON, CARÁTULA 4 1/2" CAJA FENOL
NEGRO CON DISCO DE RUPTURA, BOURDON Y CO-
NEXIONES EN BRONCE, CONEXIÓN INFERIOR --
1/4 NPT, RANGO: 0-7 KG/CM².

UN CONTROLADOR INDI-
CADOR DE NIVEL:

TIPO DESPLAZADOR EN ACERO INOXIDABLE 316,
SALIDA NEUMÁTICA 3-15 PSI, MODO DE CON-
TROL PROPORCIONAL INVERSA.

VÁLVULA DE CONTROL DE

FLUJO:

TIPO MARIPOSA, 3" ϕ , MONTAJE ENTRE BRIDAS
150#, CON ACTUADOR TIPO DIAFRAGMA Y RESOR
TE CON POSICIONADOR 3-15 PSI, ACCIÓN A --
FALLA.

UN INTERRUPTOR DE ALTA

VIBRACIÓN POR CADA --

VENTILADOR:

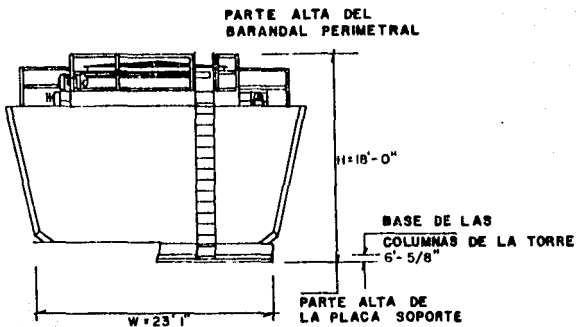
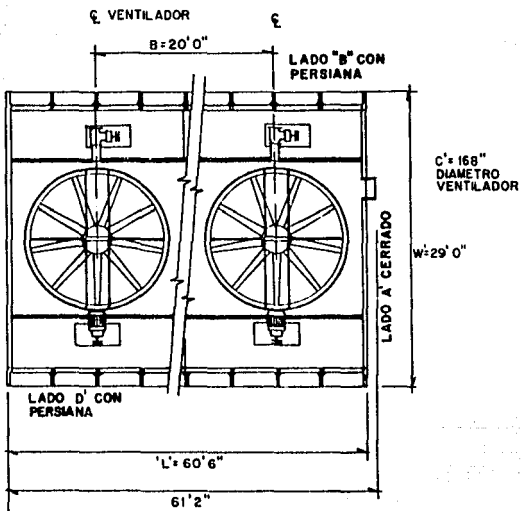
CARACTERÍSTICAS, RECOMENDADAS POR FABRI--
CANTE.

DIMENSIONES DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

ESTOS DATOS FUERON PROPORCIONADOS POR UN PROVEEDOR NACIONAL, EL CUAL
COTIZÓ SEGÚN LAS ESPECIFICACIONES REQUERIDAS.

No. DE CELDAS	3
ALTURA DE BOMBEO	15 PIES
BHP/CELDA	35
VENTILADOR	168 "Ø
MEDIDAS SUPERIORES	60'-6" LARGO X 29'-0" ANCHO X 18'-0" ALTURA
MEDIDAS INFERIORES	61'-2" LARGO X 23'-1" ANCHO

VER ESQUEMA DE DIMENSIONAMIENTO.



III. COSTOS.

CUANDO EN UN ESTUDIO SE HA LLEGADO TÉCNICAMENTE A QUE UNA O VARIAS OPCIONES SON SATISFACTORIAS, EL PODER DE DECISIÓN PARA REALIZARLO - RECÁE ENTONCES, EN LA EVALUACIÓN ECONÓMICA DEL MISMO.

LA REALIZACIÓN APROPIADA DE UN ESTUDIO TÉCNICO-ECONÓMICO EN UN PROYECTO INDUSTRIAL, PERMITIRÁ QUE ÉSTE SE LLEVE A CABO EXITOSAMENTE - UTILIZANDO EN FORMA ÓPTIMA LOS RECURSOS CON LOS QUE SE CUENTEN.

ES NECESARIO QUE EL PROYECTO A REALIZAR SEA ESTUDIADO DETENIDAMENTE SIN IMPORTAR SU MAGNITUD, PUESTO QUE UN BUEN ANÁLISIS NOS INDICARÁ LA VIABILIDAD DE SU ÉXITO O FRACASO.

LA MAYORÍA DE LAS VECES, LA DECISIÓN DE PROCEDER CON UN PROYECTO, - ES DE TIPO FINANCIERO. CUANDO SURGE LA PREGUNTA: ¿SE PAGARÁ SOLO?, LA RESPUESTA NO ES SIMPLE, PUESTO QUE DEPENDE EN GRAN MEDIDA DEL - MÉTODO DE EVALUACIÓN UTILIZADO.

PARA LLEVAR A CABO LA MATERIALIZACIÓN DE UN PROYECTO INDUSTRIAL SE - REQUIERE ASIGNARLE UNA CANTIDAD DE RECURSOS QUE SE PUEDAN AGRUPAR EN DOS GRANDES GRUPOS: A) LOS QUE SE REQUIEREN PARA LA ADQUISICIÓN E INSTALACIÓN DE LA PLANTA, QUE CONSTITUYEN LA INVERSIÓN FIJA, Y B) LOS REQUERIDOS PARA LA OPERACIÓN DE LA MISMA, QUE INTEGRAN EL CAPI-- TAL DE TRABAJO.

A. INVERSIÓN FIJA (17, 18, 19)

LA INVERSIÓN FIJA COMPRENDE EL CONJUNTO DE BIENES QUE NO SON MOTIVO DE TRANSACCIONES CORRIENTES POR PARTE DE LA EMPRESA. SE ADQUIEREN GENERALMENTE DURANTE LA ETAPA DE INSTALACIÓN DE LA PLANTA Y SU UTILIZAN A LO LARGO DE SU VIDA ÚTIL.

LOS RUBROS QUE INTEGRAN LA INVERSIÓN FIJA SE SUELEN CLASIFICAR EN TANGIBLES E INTANGIBLES; ENTRE LOS PRIMEROS ESTÁN: LA MAQUINARIA Y EL EQUIPO QUE ESTÁN SUJETOS A DEPRECIACIONES Y A OBSOLESCENCIA, Y EL TERRENO, QUE NO LO ESTÁ, MIENTRAS QUE ENTRE LOS SEGUNDOS SE ENCUENTRAN LAS PATENTES Y LOS GASTOS DE ORGANIZACIÓN, QUE SE AMORTIZAN EN PLAZOS CONVENCIONALES.

B. CAPITAL DE TRABAJO. (17, 18, 19)

SE LLAMA CAPITAL DE TRABAJO A LOS RECURSOS ECONÓMICOS QUE UTILIZAN LAS EMPRESAS PARA ATENDER LAS OPERACIONES DE PRODUCCIÓN, DISTRIBUCIÓN Y VENTA DE LOS PRODUCTOS ELABORADOS.

EN LA INDUSTRIA MANUFACTURERA NO BASTA CONTAR CON LOS EQUIPOS E INSTALACIONES PARA TENER PRODUCCIÓN, ES PRECISO MANTENER UN ACOPIO DE MATERIAS PRIMAS, REPUESTOS Y MATERIALES DIVERSOS EN ALMACÉN, ASÍ COMO PRODUCTOS EN TRÁNSITO PARA DISTRIBUCIÓN, RECURSOS PARA FINANCIAR LAS CUENTAS POR COBRAR, Y EFECTIVO EN CAJA PARA HACER FRENTE A PA--

GOS Y GASTOS DE OPERACIÓN, TODO LO CUAL REPRESENTA EL CAPITAL DE TRABAJO.

LA SUMA DE INVERSIÓN FIJA Y CAPITAL DE TRABAJO REPRESENTA LA INVERSIÓN TOTAL DE CAPITAL DE UN PROYECTO INDUSTRIAL.

EN EL PRESENTE TRABAJO, EL PROYECTO SE LIMITA A LA INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA DAR EL SERVICIO A UN EQUIPO DE CRISTALIZACIÓN DE BICARBONATO, POR LO QUE ÚNICAMENTE SE TOMARÁN EN CUENTA -- DOS CONCEPTOS QUE SERVIRÁN PARA COMPARAR ENTRE LOS DOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO ESTUDIADOS Y DE ESTA MANERA SEÑALAR CUAL ES EL MAS ADECUADO DESDE LOS PUNTOS DE VISTA TÉCNICO Y ECONÓMICO.

TÉCNICAMENTE, LOS DOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO CUMPLEN CON EL OBJETIVO DE PROPORCIONAR EL SERVICIO DE AGUÁ A LAS CONDICIONES REQUERIDAS POR EL CRISTALIZADOR. LA NECESIDAD DE UNA GRAN EXTENSIÓN DE TERRENO REQUERIDA PARA LA INSTALACIÓN DE UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO, ES UNA DE LAS PRINCIPALES LIMITANTES PARA SU INSTALACIÓN Y UNA DE LAS RAZONES POR LAS CUALES EL USO DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO SE HA GENERALIZADO; SIN EMBARGO, EN EL CASO DE SOSA TEXCOCO, S.A. EL CONTAR CON UNA GRAN EXTENSIÓN DE TERRENO CONCESIONADO Y DISPONIBLE, HACE VIABLE LA CONSIDERACIÓN DE TAL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO Y ES POR TANTO QUE EN ESTE CASO, LA DECISIÓN ENTRE UNO U OTRO SISTEMA DE ENFRIAMIENTO RECAERÁ EN EL ASPECTO ECONÓMICO.

EN LA EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LOS DOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO, SE EMPLEARÁ UN ANÁLISIS DE COMPARACIÓN DE COSTOS (33,34) QUE INVOLUCRA A AMBOS SISTEMAS. SE CONSIDERARÁ UNA DEPRECIACIÓN COMPUESTA - QUE MÁS ADELANTE SE DETALLARÁ, ASÍ COMO LA ESTIMACIÓN EN LOS DOS - SISTEMAS, DE SU VIDA ÚTIL COMPUESTA.

EN PRINCIPIO, ES NECESARIO DETERMINAR EL COSTO INICIAL PARA LAS - DOS ALTERNATIVAS:

- 1) COSTO INICIAL PARA LA FOSA DE ENFRIAMIENTO.
- 2) COSTO INICIAL PARA LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

PARA LLEVAR A CABO EL ANÁLISIS DE COMPARACIÓN DE COSTOS, ES NECESARIO EFECTUAR UN FLUJO DE EFECTIVO PARA CADA UNA DE LAS ALTERNATIVAS, POR TANTO ES NECESARIO DEFINIR LOS CONCEPTOS QUE INTERVIENEN - EN ESTE CÁLCULO, COMO SON: COSTOS DE ADQUISICIÓN, COSTOS ANUALES - DE OPERACIÓN, DEPRECIACIÓN, VIDA ÚTIL Y VALOR DE RESCATE.

COSTO INICIAL.- SON TODAS LAS EROGACIONES QUE HAY QUE REALIZAR INICIALMENTE PARA ADQUIRIR TODO EL EQUIPO Y MATERIALES, NECESARIOS - EN CADA SISTEMA, ASÍ COMO TODOS AQUELLOS COSTOS QUE SE EFECTUEN -- POR CONCEPTO DE CONSTRUCCIÓN E INSTALACIÓN DE LOS MISMOS.

COSTOS ANUALES DE OPERACIÓN: SE CONSIDERAN TODOS AQUELLOS QUE SON NECESARIOS PARA MANTENER OPERANDO CADA UNO DE LOS SISTEMAS, DURANTE UN AÑO; ESTO SON: COSTOS DE ENERGÍA ELECTRICA, COSTO DE AGUA DE REPUESTO Y COSTO DE MANTENIMIENTO.

DEPRECIACIÓN.- COMO EN AMBAS ALTERNATIVAS EXISTEN ACTIVOS CON DIFERENTE VIDA ÚTIL, ES NECESARIO CONSIDERAR PARA CADA UNA DE ELLAS, - UNA DEPRECIACIÓN COMPUESTA.

VIDA ÚTIL.- TAMBIÉN EN ESTE CASO, ES NECESARIO CALCULAR EL TIEMPO DE VIDA ÚTIL COMPUESTA PARA CADA SISTEMA, YA QUE LA VIDA ÚTIL PARA UNA OBRA CIVIL ES DISTINTA A LA VIDA ÚTIL DEL EQUIPO DE BOMBEO.

VALOR DE RESCATE: SE DEFINE COMO EL RESULTADO DE LA DIFERENCIA ENTRE EL VALOR DE ADQUISICIÓN, MENOS EL VALOR DE LA DEPRECIACIÓN -- ACUMULADA EN EL TIEMPO DE VIDA ÚTIL DE LOS EQUIPOS.

1. COSTO INICIAL PARA LA FOSA DE ENFRIAMIENTO.

1.1 COSTO DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO

1.2 COSTO DE LA CONSTRUCCIÓN DEL CÁRCAMO DE BOMBEO DE AGUA FRÍA HACIA EL CONDENSADOR, CÁRCAMO CB-1.

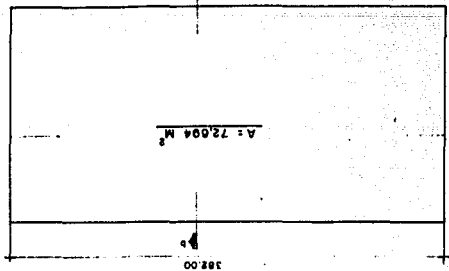
1.3 COSTO DEL EQUIPO DE BOMBEO PARA EL CÁRCAMO CB-1.

1.4 COSTO DE TUBERÍA E INSTRUMENTACIÓN E INSTALACIÓN.

1.1 COSTO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO.

CONCEPTO	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
1. TRAZO Y NIVELACIÓN	M ²	72,962	\$ 124	\$ 9'047,288
2. EXCAVACIÓN EN MATERIAL "A" HASTA 2.00 MTS. DE PROFUNDIDAD	M ³	145,924	2,555	372'835,820
3. CARGA Y ACARREO DE MATERIAL PRODUCTO DE LA EXCAVACION EN EL 1ER. KM. (CAMIÓN).	M ³	145,924	250	36'481,000
4. COMPACTACIÓN DE TERRENO CON BAILARINA; COMPACTADO AL 80%	M ²	72,962	66	4'815,492
5. AFINE DE TALUD	M ³	2,261	416	940,759
6. PLANTILLA DE CONCRETO F'C = 150 KG./CM ²				
- ELABORACIÓN DE CONCRETO	M ³	455,3	37,773	17'198,047
- VACIADO CON BOTE EN CARRETILLA HASTA 50 MTS. EN PLANTILLA Y FIRMES CON ESPACIO 10 CM ²	M ²	455,3	1,326	6'037,278
7. MALLA ELECTROSOLDADA 6 x 6 - 6 1/6	M ²	455,3	1,810	8'240,930
TOTAL:				\$ 455'596,614

PLANTA



191.00

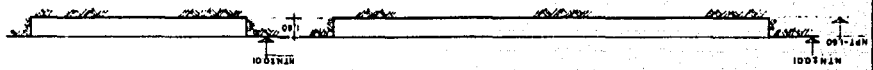
182.00

$A = 72,094 \text{ M}^2$

NIVEL FREÁTICO 1.0

SE LOCALIZARÁ LA FOSA EN LOS TERRENOS DEL BALADO DONDE NO SE HA ENCONTRADO AGUA A PROFUNDIDADES DE 4.0 M.

ELEVACION CORTE B-B'



CORTE B-B'

NIVEL 1.00

NIVEL 1.00

1.2 COSTO DE LA CONSTRUCCIÓN DEL CÁRCAMO DE ROMBEO DE
AGUA FRÍA HACIA EL CONDENSADOR (CÁRCAMO CB-1).

PRESUPUESTO DE OBRA PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL CÁRCAMO CB-1

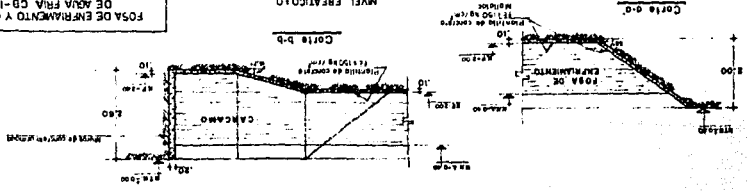
CONCEPTO	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
1. TRAZO Y NIVELACIÓN	M ²	16.24	\$ 124	\$ 2,014
2. EXCAVACIÓN EN MATERIAL "A" HASTA 2.00 MTS.	M ³	32.48	2,555	82,986
3. EXCAVACIÓN EN MATERIAL "A" DESDE 2.00 MTS., HASTA 4.00 MTS.	M ³	9.74	336.6	32,785
4. CARGA Y ACARREO DE - MATERIAL PRODUCTO DE LA EXCAVACIÓN EN EL 1ER. KM.	M ³	42.22	250	10,555
5. RELLENO Y COMPACTADO DE TERRENO AL 90% DE LA PRUEBA PROCTOR --- ESTANDAR	M ²	16.24	273	4,434
6. PLANTILLA DE CONCRETO SIMPLE F ^c 100 KG/CM ² :				
- ELABORACIÓN DE CONCRETO	M ³	0.812	34,466	27,986
- VACIADO CON BOTE CA RRETILLA. ACARREO HASTA 50 MTS. EN -- PLANTILLA Y FIRMES CON ESPACIO DE 5 CM.	M ²	16.24	1'038	16,857

7. CIMBRA EN MUROS	M ²	21.68	\$ 6,196	\$ 134,329
8. ACERO DE REFUERZO VARILLA # 3	TON.	.450	400,612	180,275
9. CONCRETO EN MUROS F'c = 150 KG/CM ²				
- ELABORACIÓN DE CONCRETO	M ³	2.16	37,773	81,590
- VACIADO CON BOTE O CARRETILLA ACA RREO HASTA 50 MTS. EN PLANTILLAS Y - FIRNES CON ESPA-- CIOS DE 10 CM?	M ²	21.68	1,326	28,748
10. DESCIMBRADO	M ²	21.68	929	20,141
11. LIMPIEZA DEL ÁREA	M ²	16.24	191	3,106
TOTAL:				\$ 625,806

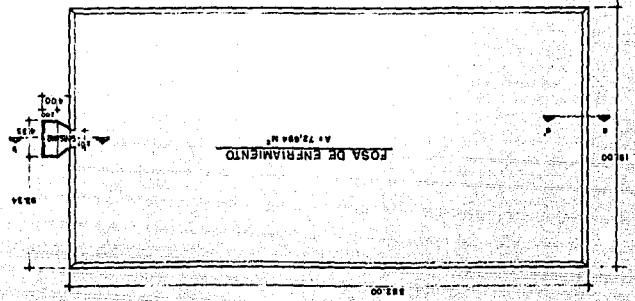
FOSA DE ENFRIAMIENTO Y CARGAMO DE AGUA FRIA CD-1

SE LOCALIZARA LA FOSA EN LOS TIENENOS DEL SALADO DONDE NO SE HA ENCONTRADO MATERIAL DEL TIENENO: ARELLA

NIVEL FREATICO=0



PLANTA



1.3 'COSTO DEL EQUIPO DE BOMBEO PARA EL CÁRCAMO CB-1 Y SU INSTALACIÓN.

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
BOMBA SUMINISTRO AGUA DE ENFRIAMIENTO TIPO CENTRÍFUGA VERTICAL - CAPACIDAD 7500 GPM CARGA DINÁMICA TOTAL DE 100 FT CO/AGUA TAZONES FIERRO FUNDIDO IMPULSORES DE BRONCE Y FLECHA DE ACERO AL CARBÓN.	PZA.	2	\$ 63'000,000	\$ 126'000,000
C/MOTOR 300 H.P. + CCV 4160 V, 3F, 60HZ.				
INSTALACIÓN (10% DE COSTO DE EQUIPO).				12'600,000
				<u>\$ 138'600,000</u>

1.4 COSTOS DE TUBERÍA E INSTRUMENTACIÓN E INSTALACIÓN.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
TUBERÍA AC. AL CARBÓN ASTM-106 GR.B SIN COS TURA DE 8" DE Ø CED. - ESTANDAR	M	500	\$ 368,000	\$ 184'000,000
COSTO INSTALACIÓN PARA LA TUBERÍA = 45% DEL - COSTO DE EQUIPO DE BOM BEO.		126'000,000 x 0.45	=	<u>56'700,000</u>
				\$ 240'700,000
INSTRUMENTACIÓN:				
SE ESTIMA COMO EL 5% DEL COSTO DEL EQUIPO DE BOMBEO =		126'000,000 x 0.05		<u>6'300,000</u>
TOTAL:				\$ 247'000,000

COSTO DE INVERSIÓN PARA LA FOSA DE ENFRIAMIENTO

COSTO DE CONSTRUCCIÓN DE LA FOSA	\$ 455'596,614
COSTO DEL CÁRCAMO DE BOMBEO (CB-1)	625,806
COSTO DE EQUIPO DE BOMBEO (CB-1)	138'600,000
COSTO E INSTALACIÓN DE TUBERÍA E INSTRUMENTACIÓN	247'000,000
	<hr/>
COSTO TOTAL DE INVERSIÓN DIRECTA	\$ 841'822,420
CONTINGENCIAS (10% DE LA INVERSIÓN DIRECTA)	84'182,242
	<hr/>
COSTO DE INVERSIÓN	\$ 926'004,662
	<hr/> <hr/>

NOTA: LOS PRECIOS UNITARIOS CONSIDERADOS FUERON TOMADOS EN BASE A
LOS DATOS ESTIMADOS EN PEMEX AL 30 DE JUNIO DE 1987.

2. COSTO INICIAL PARA LA TORRE DE ENFRIAMIENTO,

2.1 COSTO DE ADQUISICIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO,

2.2 COSTO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA PILETA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO Y EL CÁRCAMO DE BOMBEO HACIA EL CONDENSADOR (CÁRCAMO CB-IT)

2.3 COSTO DEL EQUIPO DE BOMBEO PARA EL CÁRCAMO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO,

2.4 COSTO DE TUBERÍA E INSTRUMENTACIÓN E INSTALACIÓN,

2.1 COSTO DE ADQUISICIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.*

TORRE DE ENFRIAMIENTO C/ACCESORIOS	\$ 93'960,000
MONTAJE ELECTROMECAÁNICO	<u>5'761,400</u>
TOTAL:	\$ 99'721,400

* ESTE ES EL PRECIO DADO POR UN PROVEEDOR NACIONAL, PARA UNA TORRE, SEGÚN LAS ESPECIFICACIONES DE LA SECCIÓN II.4 DE ESTA TESIS. LAS COTIZACIONES FUERON CONSEGUIDAS EN EL MES DE JUNIO DE 1987.

2.2 COSTO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA PILETA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO Y CÁRCAMO DE BOMBEO DE AGUA FRÍA HACIA EL CONDENSADOR (CB-1T)

CONCEPTO	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
1. TRAZO Y NIVELACIÓN	M ²	160	\$ 124	\$ 19,840
2. EXCAVACIÓN EN MATERIAL "A" HASTA 2.00 MTS. DE PROFUNDIDAD	M ³	145	2,555	370,475
3. CARGA Y ACARREO DE MATERIAL PRODUCTO DE LA EXCAVACIÓN.				
A) EN EL 1ER. KM. (CAMIÓN)	M ³	145	250	36,250
4. COMPACTACIÓN DEL TERRENO AL 90% DE LA PRUEBA DE PROCTOR - ESTANDAR	M ²	160	273	43,680
5. PLANTILLA DE CONCRETO SIMPLE F'c = 100 KG/CM ² .				
- ELABORACIÓN DE CONCRETO	M ³	8	34,466	275,728
- VACIADO CON BOTE O CARRETILLA, ACARREO HASTA 50 MTS. EN PLANTILLA Y GIRRES CON ESPACIO DE 5 CM.	M ²	160	1,038	166,080
6. CIMBRA EN MUROS	M ²	98	6,196	607,208
7. ACERO DE REFUERZO VARRILLA No. 3	TON.	2.35	400,612	941,438
8. CONCRETO EN PISO F'c = 150 KG/CM ² .				
- ELABORACIÓN DE CONCRETO	M ³	16	37,773	604,368

- VACIADO CON BOTE O CARRETILLA, ACARRERO HASTA 50 MTS. EN PLANTILLAS Y - FIRMES C/ESPESOR DE 10 CM.		160	\$ 1,326	\$ 212,160
9. CONCRETO EN MUROS F'C = 150 Kg/cm ² .				
- ELABORACIÓN DE CONCRETO.	M ³	15	37,773	566,595
- VACIADO CON BOTE O CARRETILLA, ACARRERO HASTA 50 MTS. EN MUROS	M ²	98	1,326	129,948
10. DESCIMBRADO	M ²	98	929	91,042
11. LIMPIEZA DEL ÁREA	M ²	160	191	30,560
TOTAL:				<u>\$ 4'095,372</u>

2.3 COSTO DEL EQUIPO DE BOMBEO PARA EL CÁRCAMO DE LA TORRE DE ENFRÍA
MIENTO.

DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	IMPORTE
BOMBA SUMINISTRO AGUA DE ENFRIAMIENTO TIPO CENTRÍFUGA VERTICAL, CAPACIDAD 6,600 GPM CARGA DINAMICA TOTAL DE 64 FT. COL AGUA TAZONES DE FIERRO FUN DIDO, IMPULSORES DE - BRONCE Y FLECHA DE A- CERO AL CARBÓN, CON MOTOR 200 HP, TCCV, 440V, 3F, 60HZ.	PZA.	2	\$ 50'000,000	\$ 100'000,000
INSTALACIÓN (10% DEL COSTO DEL EQUIPO)				<u>10'000,000</u>
TOTAL:				<u><u>\$ 110'000,000</u></u>

2.4 COSTO TUBERÍA, ACCESORIOS E INSTALACIÓN.

<u>PART.</u>	<u>CANTIDAD</u>	<u>UNIDAD</u>	<u>DESCRIPCIÓN</u>	<u>P.U.</u>	<u>IMPORTE</u>
1	400	M	TUBERÍA AC. AL CARBÓN ESPECIF. ASTM A-106 GR B SIN COSTURA, DE 18" DIA CED STD.	\$ 368,000	\$ 147'200,000
2	2	PZA.	VÁLVULAS DE NO RETORNO MCA. DUO CHECK O SIMILAR 18" DIAM. FABRICADAS DE FIERRO FUNDIDO MONTAJE ENTRE BRIDAS 125# C.P.	1'555,446	3'110,892
3	2	PZA.	VÁLVULAS TIPO MARIPOSA MCA. KEYSTONE O SIMILAR FIG. III CUERPO FOFO; DISCO FIERRO DUCTIL, 18" DIA, MONTAJE ENTRE BRIDAS, ACTUADOR MANUAL DE ENGRANES.	1'404,000	2'808,000
4	14	PZA.	CODOS 18" DIA X 90° AC AL CARBÓN EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPO	548,075	7'673,050
5	2	PZA.	TEE 18" DIA. AC. AL CARBÓN EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE	886,370	1'772,740
6	40	PZA.	BRIDAS 18" DIA, 150 # CARA PLANA TIPO SLIP-ON	193,430	7'737,200
7			COSTO INSTALACIÓN DE TUBERÍA 45% DEL COSTO DEL EQUIPO DE BOMBEO		45'000,000
					<u>\$ 215'301,882</u>

COSTO DE INVERSIÓN TORRE ENFRIAMIENTO.

ACTUAL

**COSTO DE ADQUISICIÓN DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO
Y ACCESORIOS:**

\$ 93'960,000

**COSTO DEL MONTAJE ELECTROMECÁNICO
DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO**

5'761,400

**COSTO DE LA OBRA CIVIL PARA PILETA Y CÁRCAMO EN
TORRE DE ENFRIAMIENTO:**

4'095,372

**COSTO DEL EQUIPO DE BOMBEO PARA EL CÁRCAMO
DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO**

110'000,000

**COSTO DE TUBERÍAS Y ACCESORIOS, SUMINISTRO Y RETORNO
AGUA DE ENFRIAMIENTO (INSTALADA)**215'301,882

\$ 429'118,654

3. COSTOS DE OPERACIÓN

3.1 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA.

LA ESTIMACIÓN DE LOS COSTOS DE ENERGÍA ELÉCTRICA SE BASAN EN UN COSTO DE 54.53 MW/Kw-HR PARA EL BIMESTRE JUNIO-JULIO DE 1987 -- (DATO PROPORCIONADO POR SOSA TEXCOCO), EL CUAL SE CONSIDERARÁ -- CONSTANTE PARA EFECTOS DEL ANÁLISIS DEL FLUJO DE CAJA.

3.1.1 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA REQUERIDO PARA EL BOMBEO DE AGUA FRÍA EN EL CASO DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO.

SE EMPLEARÁ UNA BOMBA QUE EN SU PUNTO DE OPERACIÓN REQUERIRÁ UNA POTENCIA DE 210 HP.

$$\begin{aligned} \text{COSTO} &= 210 \text{ HP} \times 0.746 \text{ Kw/HP} \times 24 \text{ HR/DÍA} \times 365 \text{ DÍAS/AÑO} \\ &\times 54.53\$/\text{Kw-Hr} = \$ 74'833,787.45 \end{aligned}$$

3.1.2 CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA REQUERIDA POR LA TORRE Y PARA EL BOMBEO DEL AGUA FRÍA.

- LA TORRE SELECCIONADA CONSTA DE TRES CELDAS, CADA UNA CON UN VENTILADOR QUE REQUIERE 35 BHP PARA SU OPERACIÓN.
- LAS BOMBAS SELECCIONADAS PARA MOVER EL AGUA REQUERIRÁN EN SU PUNTO DE OPERACIÓN DE 140 BHP.
- EL CONSUMO GLOBAL PARA ESTA ALTERNATIVA ES:

$$(3 \times 35) + (1 \times 140) = 245 \text{ BHP}$$

$$\begin{aligned} \text{COSTO} &= 245 \text{ HP} \times 0.746 \text{ Kw/HP} \times 24 \text{ HS/DÍA} \times 365 \text{ DÍAS/AÑO} \\ &\times \$54.53/\text{Kw HR} = 87'306,085.36 \text{ \$/AÑO.} \end{aligned}$$

3.2 CONSUMO DE AGUA DE REPUESTO.

LA ESTIMACIÓN DE LOS COSTOS DEL AGUA EMPLEADA COMO REPUESTO SE BASA EN UN COSTO DE \$120.00 MN/M³ AGUA, EL CUAL TAMBIÉN SERÁ -- CONSIDERADO CONSTANTE EN EL ANÁLISIS.

3.2.1 CONSUMO DE AGUA DE REPUESTO A LA FOSA DE ENFRIAMIENTO.

LA FOSA DE ENFRIAMIENTO EXISTENTE RECIBE COMO REPUESTO -- AGUA DEL CANAL DE LOS REMEDIOS, LA CUAL ES AGUA DE DESHE-- CHO PREVIAMENTE TRATADA Y QUE NO TIENE COSTO PARA SOSA -- TEXCOCO. SE ASUME QUE PARA LA NUEVA FOSA, EL AGUA DE RE-- PUESTO TAMBIÉN SERÁ TOMADA DEL MISMO CANAL, POR LO CUAL -- TAMPOCO REPRESENTARÁ UN COSTO.

3.2.2 CONSUMO DE AGUA DE REPUESTO A LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

- AGUA PERDIDA POR EVAPORACIÓN	658.8 M ³ /DÍA
- AGUA PERDIDA POR PURGAS "	164.7 "
- AGUA PERDIDA POR ARRASTRE	<u>73.2</u> "
	896.7 "

$$\text{COSTO} = 896.7 \times 365 \times 120 = \$ 39'275,460.00$$

* POR FALTA DE INFORMACIÓN DE LA CANTIDAD DE LOS SÓLIDOS DISUELTOS EN EL AGUA, SE CONSIDERÓ QUE SE PUEDE RECICLAR HASTA CINCO (5) VECES - EL AGUA DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

3.3 COSTOS DE MANTENIMIENTO.

PARA DEFINIR LOS COSTOS DE MANTENIMIENTO, SE CONSIDERÓ PARA AMBAS ALTERNATIVAS, LO SIGUIENTE: A) QUE LA OBRA CIVIL NO REQUIERE MANTENIMIENTO, Y B) PARA LOS EQUIPOS (BOMBEO, TORRES) EL MANTENIMIENTO REPRESENTA UN 6% DEL COSTO INICIAL - DE LOS EQUIPOS (32) Y PARA TUBERÍAS, UN 2%.

3.3.1 COSTO DE MANTENIMIENTO FOSA DE ENFRIAMIENTO:

$$\text{BOMBAS: } 126'000,000 \times 0.06 = 7'560,000.00$$

$$\text{TUBERÍAS: } 190'300,000 \times 0.02 = \underline{3'806,000.00}$$

$$\text{TOTAL: } \quad \quad \quad \$ 11'366,000.00$$

3.3.2 COSTO DE MANTENIMIENTO TORRE DE ENFRIAMIENTO:

$$\text{TORRE: } 93'960,000 \times 0.06 = 5'637,600.00$$

$$\text{BOMBAS: } 110'000,000 \times 0.06 = 6'600,000.00$$

$$\text{TUBERÍAS: } 170'302,000 \times 0.02 = \underline{3'406,040.00}$$

$$\text{TOTAL: } \quad \quad \quad \$ 15'643,640.00$$

CALCULO DE LA DEPRECIACIÓN COMPUESTA Y VIDA ÚTIL COMPUESTA (34)

PARA LA ESTIMACIÓN DE ESTE RUBRO SE HAN TOMADO LOS SIGUIENTES DATOS DE DEPRECIACIÓN DE LA LITERATURA ESPECIALIZADA, (35)

<u>TIPO DE BIEN</u>	<u>% DEPRECIACION</u>
---------------------	-----------------------

CONSTRUCCIONES	5
----------------	---

MAQUINARIA Y EQUIPO PARA FABRICACIÓN DE PRODUCTOS QUÍMICOS	9
---	---

FOSA DE ENFRIAMIENTO:

	VIDA ÚTIL (AÑOS)	COSTO INICIAL	VALOR DEPRE- CIABLE	DEPRECIACIÓN ANUAL
OBRA CIVIL	20	456 222 420	433 411 299	22 811 121
EQ. BOMBEO	11	138 600 000	126 126 000	12 474 000
TUBERÍA	11	<u>247 000 000</u>	<u>224 770 000</u>	<u>22 230 000</u>
		841 822 420	784 307 299	57 515 121

TASA DE DEPRECIACION ANUAL

$$\frac{57\ 515\ 121}{841\ 822\ 420} = 0,068 \times 100 = 6,83 \%$$

VIDA COMPUESTA

$$\frac{784\ 307\ 299}{57\ 515\ 121} = 13,63$$

TORRE DE ENFRIAMIENTO

	VIDA ÚTIL (AÑOS)	COSTO INICIAL	VALOR DEPRE- CIABLE	DEPRECIACIÓN ANUAL
OBRA CIVIL	20	4 095 372	3 890 630	204 769
TORRE ENF.	11	110 000 000	100 100 000	9 900 000
EQ. BOMBEO	11	99 721 000	90 746 110	8 974 890
TUBERÍA	11	215 301 882	195 924 713	19 371 169
		<u>429 118 254</u>	<u>390 661 453</u>	<u>38 456 828</u>

TASA DE DEPRECIACION ANUAL

$$\frac{38\ 456\ 828}{429\ 118\ 254} = 0,0896 \times 100 = 8,96\%$$

VIDA COMPUESTA

$$\frac{390\ 661\ 543}{38\ 456\ 828} = 10,15$$

ESTIMACIÓN DEL VALOR DE RESCATE (34)

ESTE VALOR SE ESTIMA DE ACUERDO CON LA SIGUIENTE FÓRMULA:

VALOR DE RESCATE = VALOR DE ADQUISICIÓN - DEPRECIACION ACUMULADA.

DONDE LA DEPRECIACIÓN ACUMULADA SE CONSIDERA COMO LA DEPRECIACION - QUE SUFRE EL ACTIVO DE ACUERDO AL TIEMPO DE VIDA ÚTIL COMPUESTA CON LA TASA DE DEPRECIACIÓN ANUAL COMPUESTA CALCULADA. PARA FINES PRÁCTICOS SE CONSIDERARÁ EN AMBOS CASOS UNA VIDA ÚTIL PROMEDIO DE 10 -- AÑOS, EN VISTA DE QUE ESTE VALOR SE ENCUENTRA ENTRE LOS 10 Y 13 -- AÑOS CALCULADOS PARA UNA Y OTRA ALTERNATIVA; DE TAL MANERA QUE -- CONSIDERANDO PARA LA FOSA DE ENFRIAMIENTO UNA TASA DE DEPRECIACIÓN DE 6.83% Y PARA LA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE 8.96% LA DEPRECIACIÓN - ACUMULADA PARA CADA CASO SERÁ:

FOSA DE ENFRIAMIENTO:

APROXIMANDO A UNA TASA DE DEPRECIACIÓN DEL 7% EN 10 AÑOS, LA DEPRECIACIÓN ACUMULADA SERÁ DE 70%.

TORRE DE ENFRIAMIENTO:

CON UNA TASA DE DEPRECIACIÓN ANUAL DE 9% A 10 AÑOS SE TENDRÁ QUE LA DEPRECIACIÓN ACUMULADA SERÁ DEL 90%.

EN BASE A LO ANTERIOR EL VALOR DE RESCATE SERÁ:

- VALOR RESCATE DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO

$$\begin{aligned}VR &= \text{VALOR DE ADQUISICIÓN} - 0,7 \text{ VALOR DE ADQUISICIÓN} \\ &= 0,3 \text{ VALOR DE ADQUISICIÓN} = 0,3 \times 926\ 004\ 662 \\ &= \$ 277\ 801,398,6\end{aligned}$$

- VALOR DE RESCATE DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

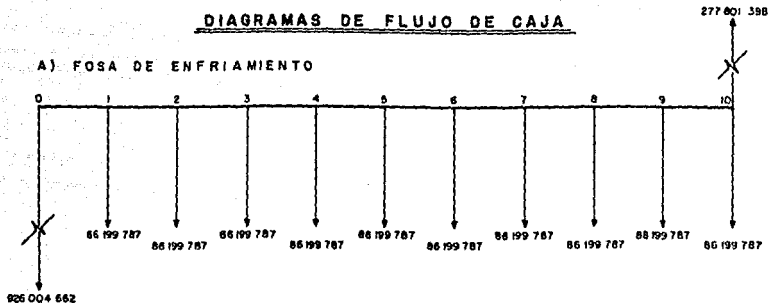
$$\begin{aligned}VR &= \text{VALOR DE ADQUISICIÓN} - 0,9 \text{ VALOR DE ADQUISICIÓN} \\ &= 0,1 \text{ VALOR DE ADQUISICIÓN} \\ &= 0,1 \times 429\ 118\ 654 = \$ 42\ 911\ 865\end{aligned}$$

COMPARACIÓN DEL VALOR PRESENTE DE AMBAS ALTERNATIVAS A DIFERENTES
TASAS DE INTERÉS. (33)

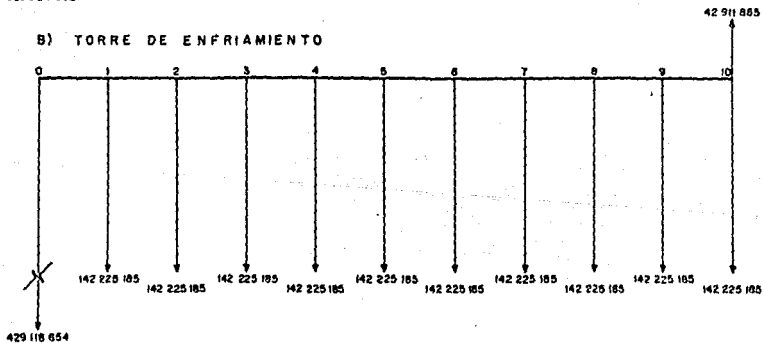
	FOSA DE ENFRIAMIENTO	TORRE DE ENFRIAMIENTO
VALOR DE ADQUISICIÓN	926 004 662	429 118 654
COSTO DE MANTENIMIENTO ANUAL	86 199 787	142 225 185
VALOR DE RESCATE	0	0
VIDA ÚTIL	10	10

DIAGRAMAS DE FLUJO DE CAJA

A) FOSA DE ENFRIAMIENTO



B) TORRE DE ENFRIAMIENTO



$$i = 10\%$$

$$P_{A10} = 926004662 + (86199787) F_{RP,10\%,10} - 277801398 F_{SP,10\%,10}$$

$$P_{B10} = 429118654 + (142225185) F_{RP,10\%,10} - 42911865 F_{SP,10\%,10}$$

$$P_A = 926004662 + (86199787 \times 6.1446) - (277801398 \times 0.38554)$$

$$P_A = 926004662 + 529663211 - 107103551$$

$$= \underline{1'348'564,322.0}$$

$$P_B = 429118654 + (142225185 \times 6.1446) - 42911865 (0.38554)$$

$$P_B = 429118654 + 873916872 - 16544240$$

$$= \underline{1'286'491,286.0}$$

EL CÁLCULO CONSIDERANDO OTRAS TASAS DE INTERÉS ES EL MISMO, POR LO -
QUE EN LA TABLA SIGUIENTE SOLO SE MUESTRAN LOS RESULTADOS.

TABLA COMPARATIVA DE COSTOS A VALOR PRESENTE

TASA DE INTERÉS	FOSA DE ENFRIAMIENTO	TORRE DE ENFRIAMIENTO
0%	1 510 201 134	1 808 458 639
10%	1 348 564 322	1 286 491 286
20%	1 242 529 565	1 018 467 047
30%	1 172 340 145	865 695 072
40%	1 124 452 318	770 909 811
50%	1 090 595 471	707 889 632

OBSERVACIONES

DE LA TABLA DE FLUJO DE EFECTIVO, SE PUEDE OBSERVAR LO SIGUIENTE:

- 1.- EL MONTO DE LOS COSTOS DE OPERACIÓN PARA LA FOSA DE ENFRIAMIENTO -- (ENERGÍA ELECTRICA, AGUA Y MANTENIMIENTO), SON INFERIORES A LOS -- CORRESPONDIENTES A LA TORRE, SIN EMBARGO, ES NECESARIO INDICAR QUE ESTE CASO PARTICULAR, COMO SE ANTESDÍJO PR EVIAMENTE, EL AGUA DE RE-- POSICIÓN PARA LA FOSA SE CONSIDERÓ QUE NO INVOLUCRA NINGÚN COSTO, - PERO EN EL CASO DE OTRAS FOSAS DE ENFRIAMIENTO, EN LAS CUALES NO SE CUENTA CON UNA FUENTE DE AGUA DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LA CONSIDERADA EN ESTE CASO, EL COSTO INVOLUCRADO REDUCIRÁ EL AHORRO OBTENIDO EN ENERGÍA ELÉCTRICA Y MANTENIMIENTO.
2. PARA AGRAVAR TODAVÍA MÁS ESTA SITUACIÓN, EL VOLUMEN DE AGUA DE RE-- PUESTO A LA FOSA ES MAYOR PARA LA TORRE DEBIDO A QUE LA CARGA TÉR-- MICA IMPUESTA POR LA ABSORCIÓN SOLAR SE DISIPA MEDIANTE EVAPORACIÓN ADICIONAL DE AGUA.
3. EN LA TABLA COMPARATIVA DE COSTOS A VALOR PRESENTE CALCULADOS A DIFERENTES TASAS DE INTERÉS, SE OBSERVA QUE A MAYOR TASA DE INTERÉS - LA DIFERENCIA EN COSTOS A VALOR PRESENTES, SE INCREMENTA, DE TAL -- MANERA, QUE LA ALTERNATIVA TORRE DE ENFRIAMIENTO RESULTA SER LA MAS CONVENIENTE, A MAYOR TASA DE INTERÉS.
4. SÓLAMENTE EN EL CASO EN QUE LA TASA DE INTERÉS SE MANTIENE DURANTE - LOS 10 AÑOS AL 0%, LA OPCIÓN FOSA DE ENFRIAMIENTO ES MEJOR, ESTO SE DEBE A QUE LOS COSTOS DE MANTENIMIENTO DURANTE ESE PERIODO DE TIEMPO RESULTAN SER MAYORES PARA LA TORRE, Y POR OTRA PARTE EL VALOR DE --- RESCATE, DETERMINA LA AMPLIA DIFERENCIA EN COSTOS.

CONCLUSIONES

EN ESTE ESTUDIO SE ANALIZARON DOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE AGUA, - CON EL FIN DE DECIDIR CUÁL DE LOS DOS ES MÁS CONVENIENTE EMPLEAR PARA DAR EL SERVICIO REQUERIDO DE AGUA POR EL CRISTALIZADOR.

LOS SISTEMAS QUE SE TOMARON EN CUENTA PARA EL ANÁLISIS FUERON: UNA - TORRE DE ENFRIAMIENTO DE FLUJO CRUZADO TIPO INDUCIDO Y UNA FOSA DE ENFRIAMIENTO.

SE ENCONTRÓ QUE EN AMBOS CASOS, TÉCNICAMENTE LOS DOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO CUMPLEN CON EL SERVICIO, POR LO CUAL SE PROCEDIÓ A ESPECIFICAR CADA UNO DE ELLOS, PARA PODER DETERMINAR DESDE EL PUNTO DE VISTA ECONÓMICO CUAL RESULTARÍA MAS VIABLE.

AL DISEÑAR LA FOSA DE ENFRIAMIENTO SE ENCONTRÓ LO SIGUIENTE:

1. UNA AMPLIACIÓN DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO EXISTENTE EN LA PLANTA, NO ES CONVENIENTE.
2. LOS PROCEDIMIENTOS DE DISEÑO PARA FOSAS DE ENFRIAMIENTO, NO SE HAN ESTANDARIZADO Y POR TANTO LA CONFIABILIDAD ENTRE UNO Y OTRO NO PUEDE EVALUARSE.

DE AQUÍ QUE, PARA ESTE TRABAJO, SE ESTABLECIÓ UN MODELO DE COMPORTAMIENTO TÉRMICO EN LA FOSA, DE TAL MANERA QUE SU DISEÑO RESULTARA LO MÁS CERCANO A LA REALIDAD.

3. PARA EL DISEÑO DE FOSAS DE ENFRIAMIENTO SON MUY IMPORTANTES LAS CONTRIBUCIONES TÉRMICAS, DEBIDAS AL AMBIENTE (RADIACIÓN SOLAR, NUBOSIDAD, ETC.) SIN EMBARGO, LA ESTIMACIÓN DE ÉSTOS, INVOLUCRA UN ALTO GRADO DE INCERTIDUMBRE.
4. CUANDO LA DIFERENCIA ENTRE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA DE LA FOSA Y LA TEMPERATURA DE EQUILIBRIO ES PEQUEÑA, EL ÁREA DE ENFRIAMIENTO REQUERIDA RESULTA SER MUY GRANDE; LO CUAL ES EL CASO EN ESTE ESTUDIO.

EN CUANTO A LA TORRE DE ENFRIAMIENTO, SE PUEDE DECIR LO SIGUIENTE:

1. LA CONTRIBUCIÓN TÉRMICA DEBIDA AL SOL Y A LA ATMÓSFERA ES DESPRECIABLE.
2. EN LAS TORRES DE TIRO MECÁNICO, ES POSIBLE VARIAR TANTO EL FLUJO DE AGUA, COMO EL DE AIRE, ÉSTO HACE QUE TENGA UNA MAYOR VERSATILIDAD EN SU OPERACIÓN RESPECTO A LA FOSA DE ENFRIAMIENTO.

EN EL ASPECTO ECONÓMICO SE ENCONTRÓ QUE:

1. LA FOSA DE ENFRIAMIENTO REPRESENTA UNA INVERSIÓN INICIAL MAYOR QUE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.
2. EL AHORRO EN LOS COSTO DE OPERACIÓN QUE SE PUEDEN OBTENER CON LA FOSA, -

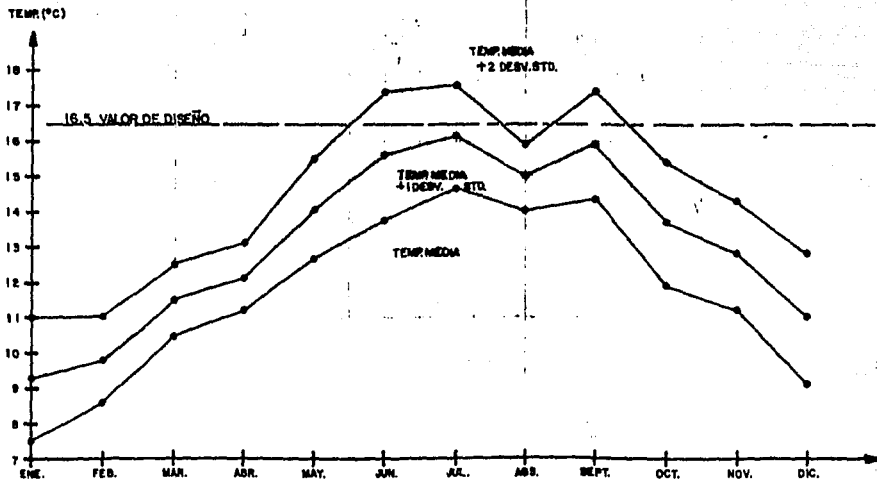
NO JUSTIFICAN LA INVERSIÓN INICIAL DE LA MISMA, POR LO TANTO SE DETERMINÓ QUE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO NO ES VIABLE ECONÓMICAMENTE.

3. AÚN CUANDO AL CONSIDERAR UNA TASA DE INTERÉS DEL 0% LA OPCIÓN FOSA DE ENFRIAMIENTO RESULTA MENOS COSTOSA, DEBENOS TOMAR EN CUENTA QUE ESTA CONSIDERACIÓN ESTA FUERA DE LA REALIDAD, POR LO QUE NO AFECTA EN LA DECISIÓN ECONÓMICA.

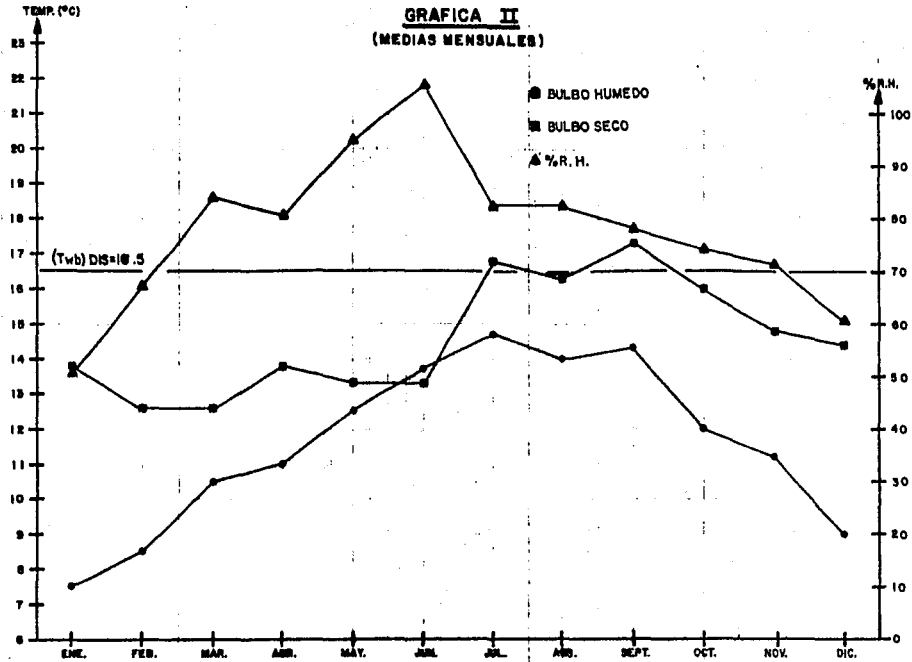
APENDICE I

GRÁFICAS DE TEMPERATURAS DE BULBO SECO Y HÚMEDO Y HUMEDAD RELATIVA.

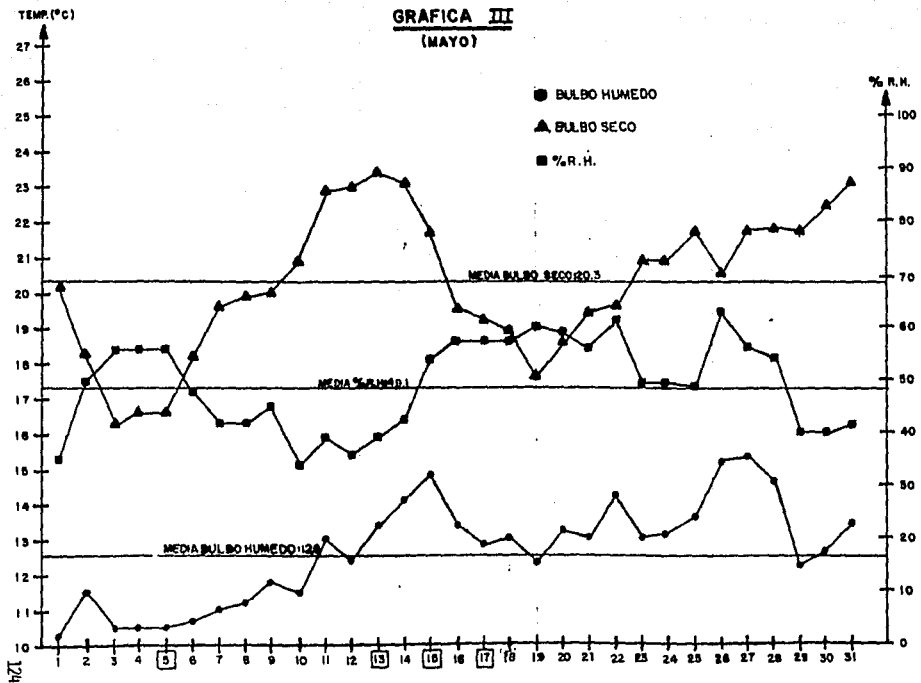
GRAFICA I
(TEMPERATURA BULBO HUMEDO CONTRA TIEMPO)

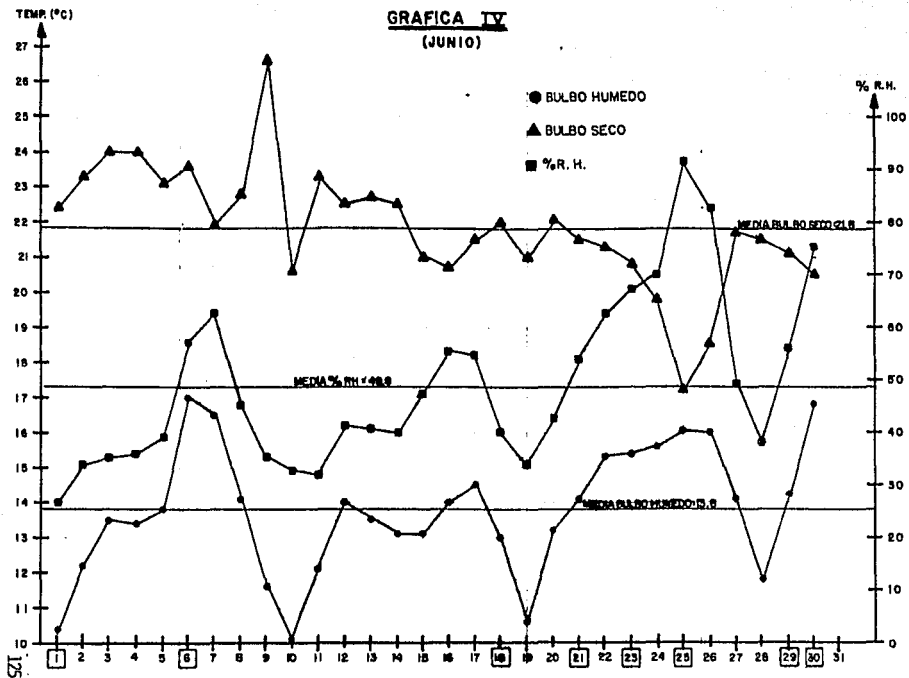


GRAFICA II
(MEDIAS MENSUALES)

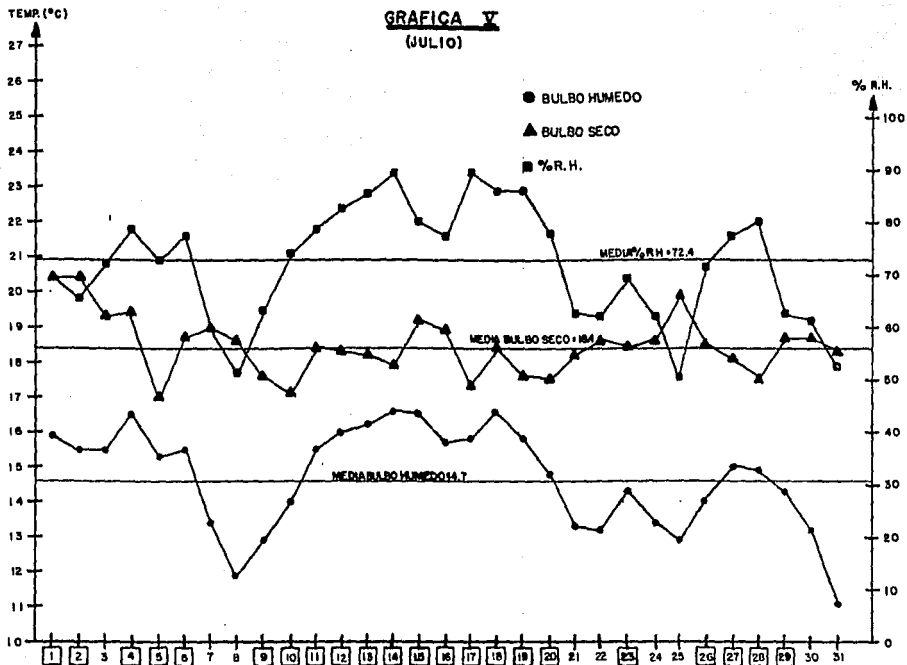


GRAFICA III
(MAYO)

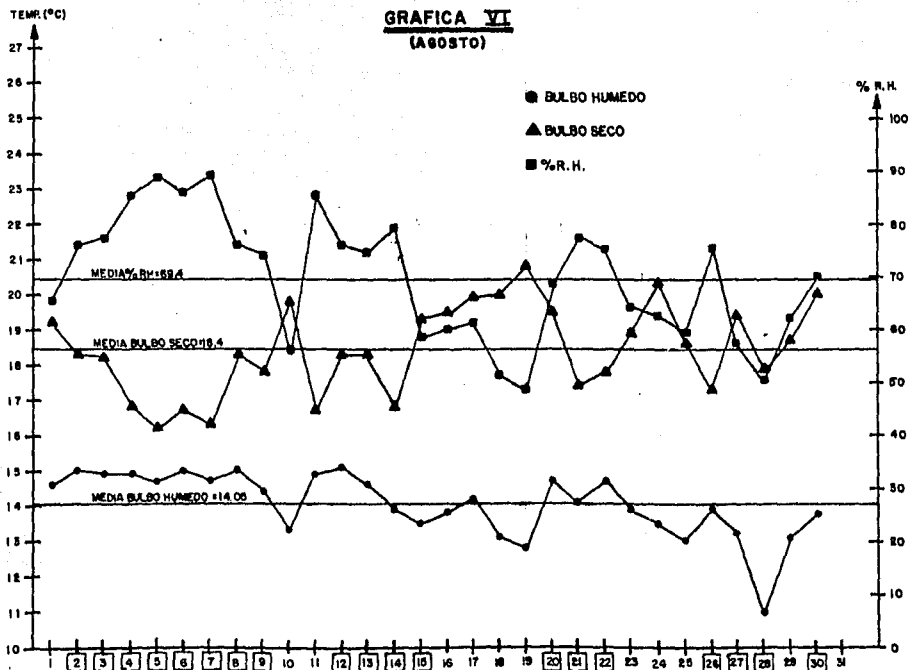




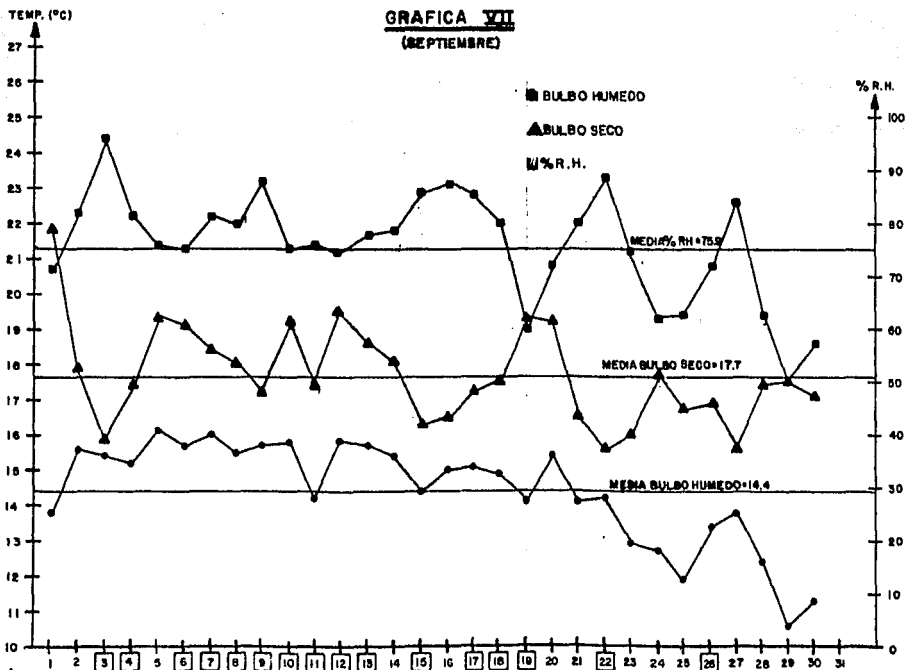
GRAFICA V
(JULIO)



GRAFICA VI
(AGOSTO)



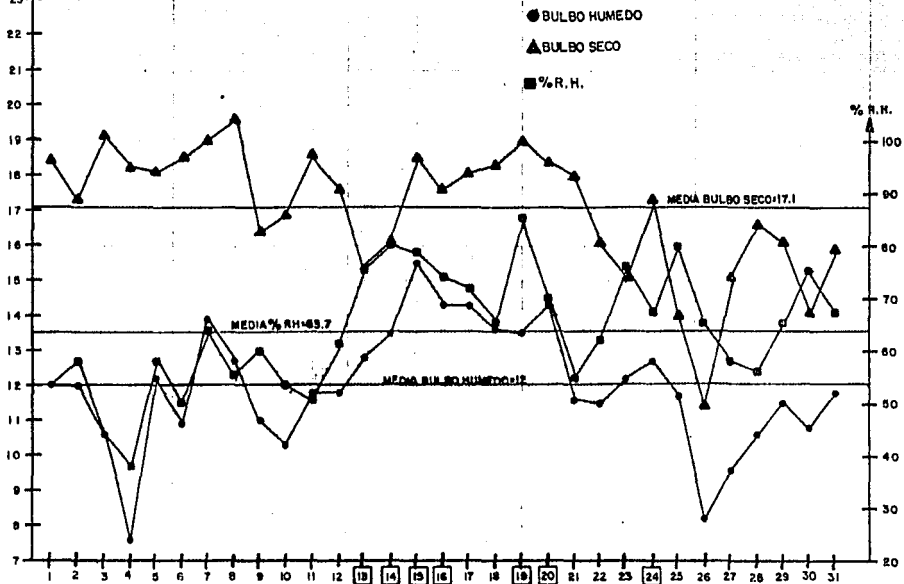
GRAFICA VII
(SEPTIEMBRE)



TEMP. (°C)

GRAFICA VIII

(OCTUBRE)



APENDICE II

DEDUCCIÓN DEL MODELO DE COMPORTAMIENTO DE LA FOSA

APENDICE II

PARTIENDO DEL HECHO QUE EN LAS FOSAS DE MENOS DE OCHO METROS DE PROFUNDIDAD NO SE PRESENTA EL EFECTO DE ESTRATIFICACIÓN TÉRMICA (5, 6) Y QUE SU COMPORTAMIENTO TÉRMICO SE ACERCA MAS A UN TIPO MEZCLADO VERTICAL COMPLETO, Y SABIENDO QUE LA FOSA CONSIDERADA EN ESTE TRABAJO - TIENE UNA LIMITACIÓN EN SU PROFUNDIDAD A MENOS DE TRES METROS DEBIDO A RAZONES DE COSTO, NOS PERMITE EMPLEAR LOS CASOS LÍMITES PLANTEADOS POR LANGHAAR (8), LOS CUALES SON FOSA TOTALMENTE MEZCLADA Y FOSA CON FLUJO UNIFORME.

PARA EL PRIMER CASO, ES DECIR, FOSA TOTALMENTE MEZCLADA, SE EMPLEARÁN LAS SIGUIENTES ECUACIONES DE BALANCES DE MASA Y ENERGÍA (12):

BALANCE DE MASA:

$$V \frac{D\rho}{DT} = Q_{ENT} - Q_{SAL} - E(T)A/DW \text{ ----- (A - 1)}$$

BALANCE DE ENERGÍA:

$$V \frac{DT}{DT} = Q_{ENT} T_{ENT} - Q_{SAL} T_{SAL} + \frac{H}{DWC_{PW}} A \text{ ----- (A - 2)}$$

DONDE:

$E(T)$ = VELOCIDAD DE EVAPORACIÓN POR UNIDAD DE ÁREA, LA CUAL ES - UNA FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AGUA.

V = VOLÚMEN DEL TANQUE

Q = FLUJO VOLUMÉTRICO DE AGUA

DW = DENSIDAD DEL AGUA

A = ÁREA SUPERFICIAL DE LA FOSA

CPW = CALOR ESPECÍFICO DEL AGUA

T = TEMPERATURA DEL AGUA

T' = TIEMPO

H(T) = CONTRIBUCIÓN A LA PÉRDIDA O GANANCIA DE ENERGÍA POR ABSORCIÓN DE RADIACIÓN SOLAR, DE LA ATMÓSFERA O EMISIÓN DE RADIACIÓN DEL CUERPO DEL AGUA, EVAPORACIÓN Y CONVECCIÓN.

SUBÍNDICE ENT = ENTRADA

SUBÍNDICE SAL = SALIDA

PARA LA FOSA DE FLUJO UNIFORME, ÉSTA PUEDE SER SIMULADA POR UNA SERIE DE FOSAS TOTALMENTE AGITADAS EN SERIE.

SE ASUME TAMBIÉN QUE EL CASO REAL PODRÁ SER SIMULADO POR UNA SERIE DE FOSAS TOTALMENTE AGITADAS, EL PROBLEMA SE REDUCE A DEFINIR EL NÚMERO DE TANQUES QUE DEBEN CONSIDERARSE PARA EL PROBLEMA DEL DISEÑO.

EL TÉRMINO H MENCIONADO ANTERIORMENTE, INCLUYE LAS SIGUIENTES CONTRIBUCIONES ENERGÉTICAS (5, 6):

- ABSORCIÓN DE ENERGÍA POR RADIACIÓN SOLAR DE ONDA CORTA: Hs
- ABSORCIÓN DE ENERGÍA POR RADIACIÓN DE ONDA LARGA PROVENIENTE DE LA ATMÓSFERA: HATM
- PÉRDIDA DE ENERGÍA POR EVAPORACIÓN: He
- PÉRDIDA DE ENERGÍA POR RADIACIÓN DE ONDA LARGA DE LA SUPERFICIE DEL AGUA: H AGUA
- PÉRDIDA DE ENERGÍA POR CONVECCIÓN DE CALOR SENSIBLE: Hc

EN LA LITERATURA (5, 6, 8) SE ENCUENTRAN REPORTADAS DIFERENTES CORRELACIONES PARA CADA UNA DE LAS CONTRIBUCIONES ENERGÉTICAS ANTES MENCIONADAS, AQUÍ EL PROBLEMA CONSISTE EN ELEGIR CUAL GRUPO DE ÉSTAS ES EL MÁS ADECUADO PARA SER EMPLEADO EN LOS CÁLCULOS DE ESTE DISEÑO, POR LO CUAL SE DECIDIÓ EMPLEAR LAS CORRELACIONES REPORTADAS POR LANGHAAR (8) Y LAS REPORTADAS EN EL ESTUDIO DEL MODELO CFE - RIO ESCONDIDO (5)

LAS ECUACIONES REPORTADAS POR NOVATNY Y KRENKEL (12) NO SE CONSIDERARON DEBIDO A QUE EN PRIMER LUGAR EL TÉRMINO DE ABSORCIÓN DE CALOR, DEBIDO A RADIACIÓN SOLAR NO INCLUYE NINGÚN FACTOR DE REFLEXIÓN; EN SEGUNDO LUGAR EL TÉRMINO DE PÉRDIDAS POR EVAPORACIÓN INCLUYE DENTRO DEL CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE MASA, UN PARÁMETRO DEPENDIENTE DEL ÁREA DE LA FOSA, EL CUAL FENOMENOLÓGICAMENTE NO ES EXPLICABLE, EN TERCER LUGAR, EL BALANCE DE PÉRDIDAS Y GANANCIA DE CALOR EN LA FOSA DEBIDO A RADIACIONES DE ONDA LARGA, INCLUYE UN FACTOR B LLAMADO FACTOR DE RADIACIÓN ATMOSFÉRICA, CUYO VALOR NO SE DISPONE PARA LA LATITUD EN QUE SERÁ INSTALADA NUESTRA FOSA.

LA COMPARACIÓN ENTRE LAS ECUACIONES DE BALANCE DE ENERGÍA DE LANGHAAR Y MODELO CFE SE REALIZARÁ TÉRMINO A TÉRMINO Y DEPENDIENDO DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS SE ELEGIRÁN LAS QUE SE CONSIDEREN MÁS ADECUADAS A APLICARSE.

RADIACIÓN SOLAR: LANGHAAR NO CONSIDERA NINGÚN FACTOR DE REFLEXIÓN DE LA RADIACIÓN SOLAR EN COMPARACIÓN CON EL MODELO CFE QUE CONSIDERA UN

6% DE LA RADIACIÓN COMO REFLEXIÓN.

EVAPORACIÓN: LANGHAAR PROPONE LA SIGUIENTE ECUACIÓN:

$$H_e = 75(1 + 0.1W) (C_g - C_w) \text{ [BTU/HR FT}^2\text{]}$$

EN TANTO QUE EL MODELO CFE USA LA SIGUIENTE:

$$H_e = 4.96 W(C_g - C_w) \text{ [W/M}^2\text{]}$$

W = VELOCIDAD DEL VIENTO [LANGHAAR MPH; CFE M/S]

CW = PRESIÓN DE VAPOR DEL AGUA A TEMPERATURA AMBIENTE
[LANGHAAR: PULG. HG; CFE: MM HG]

CA = PRESIÓN PARCIAL DEL AGUA EN EL AIRE A TEMPERATURA AMBIENTE.

PARA UNA TEMPERATURA DEL AGUA $T_w = 24.5^\circ\text{C}$, SE CALCULÓ EL VALOR DE H_e CON AMBAS ECUACIONES ENCONTRÁNDOSE QUE CON LA ECUACIÓN DE LANGHAAR SE OBTENÍA UN VALOR DE 127.8 W/M^2 Y PARA CFE: 98 W/M^2 , ÉSTO ES 30% MAYOR EVAPORACIÓN CON LANGHAAR QUE CON CFE.

CONVECCIÓN CALOR SENSIBLE: LANGHAAR PROPONE LA SIGUIENTE ECUACIÓN:

$$H_c = (0.8 + 0.12 W) (T_w - T_a) \text{ [BTU/HR FT}^2\text{]} \text{ EN TANTO QUE CFE:}$$

$$H_c = 2.28 W(T_w - T_a) \text{ [W/M}^2\text{]}, \text{ DONDE}$$

$T_a = 64.8^\circ\text{F} = 18.2^\circ\text{C}$, CORRESPONDIENDO ÉSTA A LA TEMPERATURA DE --
BULBO SECO DEL AIRE, $T_w = 76.1^\circ\text{F} = 24.5^\circ\text{C}$, OBTENIÉNDOSE CON LANGHAAR
 $H_c = 49 \text{ W/M}^2$ Y CON CFE: $H_c = 30.84 \text{ W/M}^2$, ÉSTO ES, LANGHAAR 59% MÁS
GRANDE QUE CFE.

6% DE LA RADIACIÓN COMO REFLEXIÓN.

EVAPORACIÓN: LANGHAAR PROPONE LA SIGUIENTE ECUACIÓN:

$$HE = 75(1 + 0.1W) (C_g - C_w) \text{ [BTU/HR FT}^2\text{]}$$

EN TANTO QUE EL MODELO CFE USA LA SIGUIENTE:

$$HE = 4,96 W(C_g - C_w) \text{ [W/M}^2\text{]}$$

W = VELOCIDAD DEL VIENTO [LANGHAAR MPH; CFE M/S]

C_w = PRESIÓN DE VAPOR DEL AGUA A TEMPERATURA AMBIENTE

[LANGHAAR: PULG. HG; CFE: MM HG]

C_a = PRESIÓN PARCIAL DEL AGUA EN EL AIRE A TEMPERATURA AMBIENTE.

PARA UNA TEMPERATURA DEL AGUA $T_w = 24,5^\circ\text{C}$, SE CALCULÓ EL VALOR DE HE CON AMBAS ECUACIONES ENCONTRÁNDOSE QUE CON LA ECUACIÓN DE LANGHAAR SE OBTENÍA UN VALOR DE $127,8 \text{ W/M}^2$ Y PARA CFE: 98 W/M^2 , ÉSTO ES 30% MAYOR EVAPORACIÓN CON LANGHAAR QUE CON CFE.

CONVECCIÓN CALOR SENSIBLE: LANGHAAR PROPONE LA SIGUIENTE ECUACIÓN:

$$H_c = (0,8 + 0,12 W) (T_w - T_a) \text{ [BTU/HR FT}^2\text{]} \text{ EN TANTO QUE CFE:}$$

$$H_c = 2,28 W(T_w - T_a) \text{ [W/M}^2\text{]}, \text{ DONDE}$$

$T_a = 64,8^\circ\text{F} = 18,2^\circ\text{C}$, CORRESPONDIENDO ÉSTA A LA TEMPERATURA DE -- BULBO SECO DEL AIRE, $T_w = 76,1^\circ\text{F} = 24,5^\circ\text{C}$, OBTENIÉNDOSE CON LANGHAAR $H_c = 49 \text{ W/M}^2$ Y CON CFE: $H_c = 30,84 \text{ W/M}^2$, ÉSTO ES, LANGHAAR 59% MÁS GRANDE QUE CFE.

RADIACIÓN DE ONDA LARGA DEL AGUA: EN AMBOS CASOS, LANGHAAR Y CFE SE CONSIDERA LA APLICACIÓN DE LA LEY DE STEFAN - BOLTZMAN, SÓLO QUE -- LANGHAAR CONSIDERA UN FACTOR DE EMISIVIDAD $E = 1.0$, EL CUAL EN RELACIÓN AL CONSIDERADO EN EL MODELO CFE ($E = 0.96$), RESULTA EN UN 4% -- MÁS GRANDE EL VALOR DE LANGHAAR QUE EL DE CFE.

RADIACIÓN DE LA ATMÓSFERA: LANGHAAR NO DEFINE UNA EXPRESIÓN ESPECÍFICA PARA ESTIMAR EL EFECTO DE LA RADIACIÓN DE ONDA LARGA EN LA ATMÓSFERA, SINO QUE PROPONE UNA ECUACIÓN QUE INCLUYE ESTE EFECTO Y EL EFECTO DE LA RADIACIÓN DEL CUERPO DEL AGUA. ESTA EXPRESIÓN ES: $H_r = 1.0 (T_w - T_a) \text{ [BTU/HR - FT}^2\text{]}$.

EN EL MODELO DE CFE SE PROPONE UNA ECUACIÓN PARA CALCULAR EL VALOR DE LA RADIACIÓN ATMOSFÉRICA BASADA EN LA LEY DE STEFAN - BOLTZMAN Y TIENE LA SIGUIENTE FORMA $H_{ATM} = 0.511 \times 10^{-12} (T_a + 273.2)^6 (1 + 0.17 c^2) \text{ [W/M}^2\text{]}$, DONDE:

C : ES UN FACTOR DE NUBOSIDAD CUYO VALOR VARÍA DESDE CERO PARA CIELO DESPEJADO HASTA 1.0 PARA CIELO NUBLADO. CABE SUBRAYAR QUE LANGHAAR NO HACE NINGUNA DISTINCIÓN ENTRE SI EL DÍA ES NUBLADO O -- DESPEJADO.

$$\text{LANGHAAR: } H_r = 1.0(76.1 - 64.8) = 11.3 \text{ BTU/HR-FT}^2 = 35.62 \text{ W/M}^2$$

$$\begin{aligned} \text{CFE} \quad ; \quad H_{ATM} &= 0.511 \times 10^{-12} (18.2 + 273.2)^2 (1 + 0.17(1)) \\ &= 366.05 \text{ W/M}^2 \end{aligned}$$

$$H_{\text{AGUA}} = 5.44 \times 10^{-8} (24.5 + 273.2)^4 = 427.28 \text{ W/M}^2$$

$$H_R = H_{ATM} - H_{AGUA} = 427.28 - 366.5 = 61.23 \text{ W/M}^2$$

EN ESTE CASO, EL VALOR DETERMINADO CON LA ECUACIÓN DE LANGHAAR ES --
41.8% MENOR QUE EL DE CFE.

CONSIDERAMOS MÁS ADECUADAS LAS ECUACIONES PLANTEADAS EN EL MODELO DE
CFE DEBIDO A LAS SIGUIENTES RAZONES:

1. EN RELACIÓN A LOS CÁLCULOS ANTERIORES, LOS VALORES OBTENIDOS PARA
EVAPORACIÓN, CONVECCIÓN Y RADIACIÓN DEL AGUA SON MENORES PARA EL
MODELO DE CFE QUE PARA LANGHAAR, LO CUAL IMPLICA QUE ELEGIR LAS --
ECUACIONES DEL MODELO DE CFE IMPLICAN UN FACTOR DE SEGURIDAD DEBI
DO A QUE LLEVARÁN A UNA MAYOR ÁREA DE LA FOSA.
2. POR OTRO LADO EL EFECTO NETO DE RADIACIÓN AGUA-ATMÓSFERA EN EL BA
LANCE DE LANGHAAR (HR) ES EL PARÁMETRO MÁS INCIERTO COMO LO INDI-
CA EL MISMO AUTOR.

UNA VEZ DEFINIDAS LAS ECUACIONES DEL BALANCE DE ENERGÍA EN LA FOSA, --
QUEDA POR DETERMINAR EL GRADO DE MEZCLADO EN LA FOSA REAL, PARA LO --
CUAL, SE REALIZARON MEDICIONES EN LA FOSA EXISTENTE DE LAS TEMPERATU
RAS DE ENTRADA Y SALIDA DEL AGUA, ASÍ COMO TEMPERATURAS DE BULBO SECO
Y HÚMEDO Y VELOCIDAD DEL VIENTO, TAMBIÉN SE DETERMINÓ LA CONFIGURA--
CIÓN DE ESTA FOSA CON PRECISIÓN.

LA FOSA DE ENFRIAMIENTO EXISTENTE, ACTUALMENTE ESTÁ CONSTITUIDA POR --

TRES PARTES PERFECTAMENTE DIFERENCIADAS.

LA PRIMERA PARTE ES UN CANAL CUYO OBJETO ES COMUNICAR LA PLANTA CON LA FOSA, ESTE CANAL TIENE APROXIMADAMENTE 100 METROS DE LONGITUD CON 1 METRO DE ANCHO Y 60 CENTÍMETROS DE TIRANTE DE AGUA, EN ESTA SECCIÓN EL ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR ES MUY PEQUEÑA, POR CONSIGUIENTE EL EFECTO DE ENFRIAMIENTO EN ÉSTA SE PUEDE ASUMIR COMO DESPRECIABLE.

LA SEGUNDA SECCIÓN CORRESPONDE A LA FOSA DE ENFRIAMIENTO ORIGINALMENTE CONSTRUIDA, LA CUAL TIENE UN ÁREA SUPERFICIAL DE 130,800 M² Y UN TIRANTE DE AGUA DE APROXIMADAMENTE 1,60 METROS.

LA TERCERA SECCIÓN DE LA FOSA FUE CONSTRUIDA HACE POCO TIEMPO JUNTO A LA FOSA EXISTENTE Y SEPARADA DE ÉSTA POR UN MURO DE APROXIMADAMENTE 2 MTS. DE ANCHO; EL PUNTO DE COMUNICACIÓN ES UN CANAL TAMBIÉN DE APROXIMADAMENTE 2 MTS. DE ANCHO REALIZADO SOBRE EL MURO ANTES MENCIONADO. EL FLUJO DE AGUA, ES EN DIRECCIÓN OPUESTA AL DE LA OTRA SECCIÓN DE LA FOSA. ESTA SECCIÓN DE LA FOSA TIENE UN ÁREA DE 60,750 M².

SE OBTUVO UNA SERIE DE DATOS PROMEDIO DE OPERACIÓN DE LA FOSA EN EL MES DE JULIO DE 1986, ÉSTOS SON:

TEMPERATURA DEL AGUA CALIENTE	55.06 °C
TEMPERATURA DEL AGUA FRÍA	28.45 °C

FLUJO PROMEDIO DE AGUA CALIENTE

100,000 m³/DÍA

EN CUANTO A LAS VARIABLES AMBIENTALES, SE CONSIDERARON LOS DATOS PROMEDIO CALCULADOS EN EL CAPÍTULO DOS DE ESTE TRABAJO.

TEMPERATURA AMBIENTE (BULBO SECO) :	18.2 °C
VELOCIDAD DEL VIENTO :	2.147 M/SG.
ENERGÍA SOLAR INCIDENTE :	425 LY/DÍA.
HUMEDAD RELATIVA :	72.4 %
FACTOR DE NUBOSIDAD :	1.0

CON BASE A LOS DATOS ANTERIORES, SE REALIZÓ UN CÁLCULO EMPLEANDO EL MODELO DE FOSA TOTALMENTE MEZCLADA (ECUACIONES A-1 Y A-2), CON LAS CUALES, SUPONIENDO REGIMEN PERMANENTE (DHV/DT = 0; Y DV/DT = 0) SE PUEDE LLEGAR A LA SIGUIENTE EXPRESIÓN DE TRABAJO:

$$A = \frac{Q_{ENT} C_W (T_{ENT} - T)}{\left[\frac{H(T)}{C_{PW}} - \frac{E(T) T}{C_W} \right]} \text{----- (A-3)}$$

DONDE: $H(T) = H_s + H_{ATM} - H_{EVAP} - H_{AGUA} - H_{CONV}$.

ADICIONALMENTE, $E(T) = H_{EVAP}/L$ CON L = CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN DEL AGUA A LA TEMPERATURA T.

LA FOSA DE FLUJO UNIFORME SE CALCULARÁ COMO UNA SERIE DE FOSAS TOTAL-

MENTE MEZCLADAS EMPLEANDO LA ECUACIÓN A-3 Y CON LAS SIGUIENTES CONSIDERACIONES:

- 1) LA TEMPERATURA DE SALIDA DE UNA FOSA ES LA DE ENTRADA A LA OTRA FOSA.
- 2) EL ÁREA TOTAL DE LA FOSA SERÁ LA SUMA DE LAS ÁREAS DE LA SERIE - DE FOSAS.
- 3) LA DIFERENCIA DE TEMPERATURAS ENTRE CADA FOSA SE CONSIDERA IGUAL.

EN BASE A LO ANTERIOR, SE OBTUVIERON LOS RESULTADOS MOSTRADOS EN LAS TABLAS A-1, PARA LA SEGUNDA SECCIÓN DE LA FOSA, Y A-2 PARA LA TERCERA SECCIÓN, ADICIONALMENTE, SE CONSIDERÓ UNA FOSA DE FLUJO UNIFORME CON PREMEZCLADO POR ANALOGÍA A LO PROPUESTO EN EL MODELO DE FOSA NORMAL DE GIBBONS Y PIKE (6).

A - 1

AREA SUPERFICIAL FOSA (SEGUNDA SECCIÓN): M²

No. DE FOSAS

FACTOR DE MEZCLADO (F)

N	<u>F = 0</u>	<u>F = 1,0</u>	<u>F = 2,3</u>	<u>F = 4,5</u>
1	261 455	261 455	261 455	261 455
2	174 568	202 498	219 867	233 708
3	149 664	185 088		
4	138 107	176 858		
5	131 503	172 077		
10	119 088	162 878	190 739	213 502
20	113 293	158 461		

PARA N = 10, F = 0.5, A = 145 073

N = 10, F = 0.4, A = 140 687

N = 10, F = 0.3, A = 135 946

N = 10, F = 0.2, A = 130 804

A - 2

AREA SUPERFICIAL FOSA (TERCERA SECCION): M²

No. DE FOSAS	FACTOR DE MEZCLADO (F)	
	<u>F = 0</u>	<u>F = 1.0</u>
N		
1	83 449	83 449
2	71 709	76 776
3	68 131	
4	66 409	
5	65 397	
10	63 423	71 833

A - 2

AREA SUPERFICIAL FOSA (TERCERA SECCIÓN): M²

NO. DE FOSAS	FACTOR DE MEZCLADO (F)	
	<u>F = 0</u>	<u>F = 1,0</u>
N		
1	83 449	83 449
2	71 709	76 776
3	68 131	
4	66 409	
5	65 397	
10	63 423	71 833

DE LA TABLA A-1 SE OBSERVA, EN PRIMER LUGAR QUE NINGUNO DE LOS CÁLCULOS REALIZADOS CON PREMEZCLADO, SE ACERCAN AL VALOR DEL ÁREA SUPERFICIAL DE LA FOSA (SEGUNDA SECCIÓN), POR LO CUAL SE PUEDE INFERIR QUE EL SEGUNDO MÉTODO DE CÁLCULO NO ES APLICABLE AL CASO.

POR OTRO LADO, SE ENCONTRÓ QUE CONSIDERANDO CADA UNA DE LAS FOSAS - COMO UN CONJUNTO DE CINCO FOSAS TOTALMENTE MEZCLADAS EN SERIE, SE OBTENÍA DEL CÁLCULO UN VALOR DEL ÁREA SIMILAR A LO EXISTENTE,

CABE SEÑALAR QUE DE LOS DATOS PROMEDIO NO SE CUENTA CON LA TEMPERATURA EN EL PUNTO DE CONEXIÓN DE LAS SECCIONES 2 Y 3 DE LA FOSA, SINO QUE SÓLO SE CONOCEN LAS TEMPERATURAS INICIAL Y FINAL Y LA TEMPERATURA INTERMEDIA SE OBTUVO AL ENSAYO Y ERROR.

PARA VERIFICAR QUE EL MODELO DE LA FOSA DETERMINADO COMO ADECUADO, FUERA CORRECTO SE REALIZÓ UNA VISITA A LA PLANTA DE SOSA TEXCOCO, ASÍ SE OBTUVIERON LOS SIGUIENTES DATOS:

TEMPERATURA BULBO SECO	:	13.5 °C
TEMPERATURA BULBO HUMEDO	:	11 °C
VELOCIDAD DEL VIENTO	:	3 m/s
TEMPERATURA AGUA CALIENTE	:	41 °C
TEMPERATURA AGUA FRÍA	:	23 °C
TEMPERATURA EN EL PUNTO CONEXIÓN DE LAS FOSAS	:	26 °C

ES NECESARIO INDICAR QUE LA VELOCIDAD DEL VIENTO FUE DETERMINADA DE MANERA MUY BURDA Y ES, POSIBLEMENTE EL VALOR QUE TENGA MAYOR PROBABILIDAD DE ERROR.

POR OTRO LADO, NO SE TOMÓ EN CUENTA NINGUNA INERCIA TÉRMICA EN LA FOSA.

CON LO ANTERIOR, SE OBTUVIERON LOS SIGUIENTES RESULTADOS CONSIDERANDO CINCO FOSAS EN SERIE, SIN PREMEZCLADO PARA CADA UNA DE LAS SECCIONES:

	AREA M ²	
	<u>CALCULADA</u>	<u>REAL</u>
SECCIÓN 2	128061	130800
SECCIÓN 3	60093	60750

CON BASE EN LOS RESULTADOS ANTERIORES, SE PUEDE CONCLUIR QUE SIMULAR LA FOSA FORMADA POR CINCO FOSAS TOTALMENTE MEZCLADAS EN SERIE, ES ADECUADO PARA EFECTOS DE DISEÑO.

PARA CALCULAR EL VALOR DE LA EVAPORACIÓN, SE TOMARON LOS DATOS DE LAS TABLAS A-1 Y A-2, Y SE OBTUVIERON LOS RESULTADOS REPORTADOS EN LA TABLA A-3.

TABLA A-3

CALCULO DE EVAPORACION EN LA FOSA EXISTENTE

<u>No. DE FOSA</u> N	<u>AREA</u> M ²	<u>CALOR DISIPADO POR EVAPORACION</u>		<u>TEMPERATURAS AGUA</u>	
		<u>WATTS/M²</u>	<u>WATTS</u>	<u>ENTRADA</u> °C	<u>SALIDA</u> °C
<u>SEGUNDA SECCION</u>					
1	11 788,2	1 827,4	21 541 756,7	55	50,5
2	15 728,7	1 351,6	21 258 910,9	50,5	46
3	21 714,6	977,6	21 228 192,9	46	41,5
4	31 627,1	685,9	21 693 027,9	41,5	37,0
5	50 644,4	460,8	23 336 939,5	37	32,5
	<u>131 503</u>		<u>109 058 827,9</u>		
<u>TERCERA SECCION</u>					
1	10 177,9	426,4	4 339 856,6	32,5	31,69
2	11 339,8	393,6	4 463 345,3	31,69	30,88
3	12 744,4	362,4	4 618 570,6	30,88	30,07
4	14 475,3	332,8	4 817 379,8	30,07	29,26
5	16 659,6	304,6	5 074 514,1	29,26	28,45
	<u>66 397,0</u>		<u>23 313 666,4</u>		
	<u>GRAN TOTAL DE CALOR DISIPADO POR EVAPORACION:</u>		<u>132 372 494,3</u>		

mm

DISEÑO DE LA FOSA DE ENFRIAMIENTO NUEVA:

DE ACUERDO A LO INDICADO ANTES, LA FOSA DE ENFRIAMIENTO SE CALCULARÁ CON BASE A CINCO FOSAS MANTENIENDO LA MISMA CAIDA DE TEMPERATURA EN CADA UNA.

LAS CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN DE LA FOSA SE DEFINEN EN EL INCISO
2 DEL CAPÍTULO II.

LOS RESULTADOS OBTENIDOS SE MUESTRAN EN LA TABLA IV DEL CAP. II.

BIBLIOGRAFIA.

1. PERRY, H; ROBERT & GREEN, DON. PERRY'S CHEMICAL ENGINEERING HANDBOOK. E.U.A. McGRAW HILL. CO. 1984
2. KERN, DONALD Q. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR. MÉXICO, D.F. CIA. EDITORIAL CONTINENTAL. 1977.
3. FOUTS, A. S.; WENZEL, L.A.; CLUMP, C.W.; MAUS, L.; ANDERSEN, L.B. PRINCIPLES OF UNIT OPERATIONS. JAPÓN, SINGAPUR; JOHN WILEY & SONS, INC. 1960.
4. SHERWOOD, THOMAS K., ROBERT L. PIGFORD & CHARLES WILKE. MASS TRANSFER. JAPÓN TOKIO; McGRAW HILL BOOK. CO. 1975.
5. LARA ARELLANO, JAVIER A. ESTANQUE DE ENFRÍAMIENTO DE LA TERMOELÉCTRICA DE RIO ESCONDIDO. FACULTAD DE QUÍMICA. UNAM. TESIS DE MAESTRIA 1985.
6. GIBBONS J.H., Y F.P. PIKE. A STUDY OF SELECTED COOLING POND DESIGN TECHNIQUES, FINAL REPORT UNDER CONTRACT No. AT (38-1) 701. COLLEGE OF ENGINEERING UNIVERSITY OF SOUTH CAROLINA 1973.
7. JIRKA, GERHARD H. CARL F. CERCO & DONALD R.F. HARLEMAN. "EFFICIENT COOLING PONDS: DESIGN".
8. LANGHAAR, J.M., "COOLING POND MAY ANSWER YOUR WATER COOLING PROBLEM" CHEMICAL ENGINEERING. AGOSTO 1953.

9. INAZUMI, H: & KAGEYAMA, "A SUCCESSIVE GRAPHICAL METHOD OF DESIGN OF A CROSS-FLOW COOLING TOWER", CHEMICAL ENGINEERING SCIENCE, - 1975, VOL. 30 PP 717-721.
10. LUDWING E. ERNEST. APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS. VOL. 2 P. 216 2ND. ED. 1979; GULF PUBLISHING COMPANY BOOK DIVISION.
11. ESTUDIO HIDROMETEOROLÓGICO DE LA SUBCUENCA LAGO DE TEXCOCO, MÉX. DIRECCIÓN GENERAL DEL SERVICIO METEOROLÓGICO NACIONAL.
12. NOVOTNY, VLADIMIR & PETER A. DRENDEL, "EVAPORATION AND HEAT BALANCE IN AERATED BASINS", AIChE SYMPOSIUM SERIES WATER 1973 PP 150-159.
13. FERNANDEZ ZAYAS, JOSE LUIS Y VICENIE ESTRADA CAJIGAL, CALCULO DE LA RADIACIÓN SOLAR INSTANTÁNEA EN LA REPÚBLICA MEXICANA. MÉXICO: INSTITUTO DE INGENIERÍA U.N.A.M. 1983.
14. ALMANZA, RAFAEL Y SERAFIN LOPEZ, RADIACIÓN SOLAR GLOBAL EN LA REPÚBLICA MEXICANA MEDIANTE DATOS DE INSOLACIÓN. MÉXICO: INSTITUTO DE INGENIERÍA U.N.A.M. 1975.
15. KREYSZING, ERWIN: INTRODUCCIÓN A LA ESTADÍSTICA MATEMÁTICA PRINCIPIOS Y MÉTODOS. MÉXICO EDITORIAL LIMUSA 1979.

16. CHOU, YA LUN: ANÁLISIS ESTADÍSTICO. TRAD. VICENTE AGUT ARMER. MÉXICO: NUEVA EDITORIAL INTERAMERICANA. 1977
17. SOLORZANO, L.N. Y N. DOMINGUEZ A. "EL ANÁLISIS ECONÓMICO EN LOS PROYECTOS DE INGENIERÍA", ANUARIO PARA LA INDUSTRIA PETROQUÍMICA, México, D.F. 1974
18. PETERS M.S., PLANT DESIGN AND ECONOMICS FOR CHEMICAL ENGINEERS. MCGRAW HILL BOOK. CO. 1958.
19. ARIES, ROBERTS Y ROBERT D. NEWTON. CHEMICAL ENGINEERING COST ESTIMATION. E.U.A.; MCGRAW HILL BOOK COMPANY 1955.
20. SOTO RODRIGUEZ, HUMBERTO; ERNESTO ESPEJEL Z. Y HECTOR F. MARTINEZ. LA FORMULACIÓN Y EVALUACIÓN TÉCNICOECONÓMICA DE PROYECTOS INDUSTRIALES. MÉXICO, D.F. EDITORIAL CENETI 1978.
21. FLOW OF FLUIDS THROUGH VALVES, FITTINGS AND PIPE CRANE. CD. NEW YORK. 1959.
22. BADGER, WALTER L. Y JULIUS T. BANCHERO. INTRODUCTION TO CHEMICAL ENGINEERING. JAPÓN, TOKIO; MCGRAW HILL BOOK CO. 1955.
23. SHULMAN, WILLIAM. "SIZING EVAPORATION PONDS AND LAKES" CHEMICAL ENGINEERING, MARZO 15, 1972, PP. 134-136.

24. THOMAS L. BURTON, "HOW TO CALCULATE HEAT, WATER LOSSES"
CHEMICAL ENGINEERING, AGOSTO 8, 1960.
25. CANTRELL, J. MICHAEL AND WILLIAM J. WEPFER, "SHALLOW PONDS FOR
DISSIPATION OF BUILDING HEAT" ASHRAE JOURNAL, OCTUBRE 1984.
26. POWELL, IERENCE E., "A REVIEW OF RECENT DEVELOPMENTS IN PROJECT
EVALUATION", CHEMICAL ENGINEERING. NOVIEMBRE 11, 1985.
27. ALMANZA RAFAEL, FELIPE MUÑOZ Y JAVIER LARA. ESTANQUES SOLARES.
MÉXICO: INSTITUTO DE INGENIERÍA U.N.A.M. 1984.
28. WUNDERLICH WALTER O. & REX A. ELDER. "RESERVOIR MODELING FOR
THERMAL STRATIFICATION CONDITIONS", AIChE SYMPOSIUM SERIES WALTER
1968 PP. 82-91.
29. INSTITUTO DE GEOFISICA, U.N.A.M. INFORMACIÓN DE RADIACIÓN SOLAR
PARA TECNÓLOGOS DE LA ENERGÍA. CONFERENCIA TÉCNICA DE METEOROLO-
GÍA Y ENERGÍA. MÉXICO: NOVIEMBRE 1981.
30. ROSALLER, ROBERT C. STANDARD HANDBOOK OF PLANT ENGINEERING. NEW
YORK 1980; McGraw HILL BOOK Co.
31. RYAN, P.J. AND HARLEMAN, D.R.F., "AN ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL
STUDY OF TRANSIENT COOLING POND BEHAVIOR". TECHNICAL REPORT NO.
161, R.M. PARSON LABORATORY FOR WATER RESOURCERS AND HYDRODYNAMICS,
MIT, CAMBRIDGE MASS, 1973.

32. A.W. GESSNER, "INCREMENTAL RETURN ON INVESTMENT GIVES ECONOMIC OPTIMIZATION" CHEMICAL ENGINEERING, MAY 25, 1964.
33. F.C. JELEN "COST AND OPTIMIZATION ENGINEERING" U.S.A. MC GRAW-HILL, Inc. 1970.
34. TARQUIN J. ANTHONY, BLANCK T. LELAND "INGENIERÍA ECONÓMICA" MÉXICO, Mc. GRAW-HILL Book Co. 1981.
35. LEY DEL IMPUESTO SOBRE LA RENTA COMENTADA. DECIMA EDICION México, D.F. 1988, EDITORIAL OLGUÍN, S.A.