



\*D-9666\*

T  
623.8546

M941



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería Mecánica**



Presentación del Informe Técnico:

“OPTIMIZACION DE UN SECADOR TAMIZADOR DE  
ARENA PARA LIMPIEZA DE CASCOS DE BUQUES”

Previo a la obtención del Título de:

**INGENIERO MECANICO**

Presentada por:

**Roberto Mujica Salame**

Guayaquil - Ecuador  
1989

## AGRADECIMIENTO

AI INGENIERO MANUEL HELGUERO,  
Director de Informe Técnico,  
por la valiosa ayuda y  
dirección brindada para la  
realización de este trabajo.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MI ESPOSA

DECLARACION EXPRESA

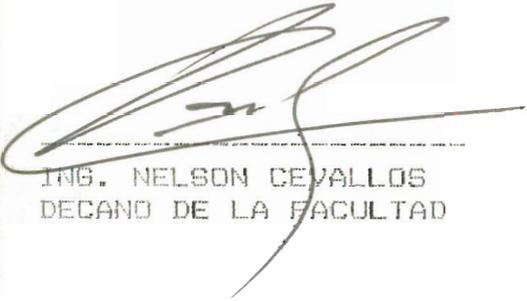
DECLARO QUE:

"Este Informe Técnico corresponde a la Resolución de un problema práctico relacionado con el perfil profesional de la Ingeniería Mecánica."

(Reglamento de Graduación mediante la elaboración de Informes Técnicos).

*Roberto Mujica Salame*

ROBERTO MUJICA SALAME



---

ING. NELSON CEVALLOS  
DECANO DE LA FACULTAD



---

ING. MANUEL HELGUERO  
DIRECTOR DE INFORME TECNICO



---

ING. JORGE DUQUE  
TRIBUNAL DE GRADO



## RESUMEN

A

El informe relata uno de los aspectos del proceso de expansión de ASTINAVE, específicamente al de optimizar el secador-tamizador de arena existente.

Inicialmente, hago una breve historia generalizada de la actividad productiva y facilidades de la empresa, además de una reseña del arenado en el Astillero.

Luego realicé una evaluación del método de secado, las condiciones del equipo original y las limitaciones del mismo.

Posteriormente, analicé los parámetros que intervienen en el proceso de secado de la arena, con la finalidad de seleccionar con mejor criterio los elementos constitutivos del secador y por ende hacer más eficiente el equipo de secado.

Luego, determiné los factores necesarios para la optimización del equipo en cuestión y finalmente concluyo este informe una vez hecha la selección y necesidades definitivas de los equipos, haciendo una evaluación de la producción de arena requerida vs. la obtenida.

## INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

I. ANTECEDENTES

1.1 Historia

1.2 Justificación del Proyecto

1.3 Objetivos específicos

II. DESCRIPCION DEL PROBLEMA

2.1 Método actual de secado

2.2 Estado actual del secador existente

2.3 Limitaciones del proceso de secado

2.4 Alternativas de solución

III. SOLUCION AL PROBLEMA

3.1 Parámetros que intervienen en el secado de la arena

3.2 Optimización del secador existente

3.3 Selección de los elementos constitutivo del secador

IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

4.2 Recomendaciones

4.3 Documentación y gráficos

## INDICE DE FIGURAS

- FIGURA # 1: Diagrama de flujo de secado de la arena.
- 2: Secador por contacto directo
- 3: Secador por contacto indirecto.
- 4: Secador-Tamizador de arena para limpieza de casco de buques.
- 5: Diagrama de bloque del flujo de masa de la arena a la entrada y salida del secador.
- 6: Diagrama de bloque de temperaturas de operación del secador y variaciones del calor específico de la carga en el proceso de secado ideal.
- 7: Diagrama simplificado del intercambio térmico en un secador.
- 8: Reacciones en los soportes rodantes.
- 9: Diagrama de cuerpo libre.
- 10: Reacciones en la guía y rodillo.
- 11: Columnas de sustentación.
- 12: Conjunto de soporte rodante
- 13: Apoyos del pin.
- 14: Anillo circular de soporte.
- 15: Secciones del rodillo a analizar.
- 16: Descomposición de fuerzas de la estructura cilíndrica rodante.
- 17: Transmisión de potencia por banda.

CAPITULO I  
ANTECEDENTES

1.1 HISTORIA

ACTIVIDAD PRODUCTIVA DE LA EMPRESA

Astilleros Navales Ecuatorianos, es una institución de derecho público con personería jurídica, patrimonio propio y domiciliado en la ciudad de Guayaquil, creada mediante Decreto Supremo #1513 del 29 de Diciembre de 1972.

Sus objetivos principales son:

- a) Reparar, mantener, carenar, transformar, diseñar y construir unidades navales para la Armada Nacional.
- b) Atender la demanda de la actividad naviera privada, nacional y extranjera, en los aspectos de construcción y reparación de embarcaciones.

- c) Ejecutar y proporcionar de acuerdo con su capacidad técnica e industrial las facilidades, instalaciones, manufacturas y servicios que le sean solicitados por la Armada del Ecuador, instituciones estatales, empresas privadas y de la industria en general.
- d) Realizar, planificar y fomentar investigaciones científicas y técnicas conducentes al mejoramiento y/o creación de nuevos diseños para la construcción naval de guerra y comercial.
- e) En general, desarrollar todas las actividades propias de un astillero de reparaciones y construcciones de naves de guerra y mercantes; y, extender sus servicios donde sea necesario y conveniente.

#### FACILIDADES DE LA EMPRESA

Para cumplir con los objetivos anotados en los párrafos anteriores, ASTINAVE cuenta con las siguientes facilidades:

- a) Un varadero con capacidad para carenar buques de hasta 1000 toneladas.
- b) Una plataforma de compensación con capacidad de carenar buques de hasta 450 toneladas.
- c) Un sistema y patio de transferencia con un área total de 4500 metros cuadrados y con

- disponibilidad de cinco carros de transferencia de 100 toneladas de capacidad cada uno.
- d) Dos muelles de madera con un calado de hasta 9 metros ubicados a orillas del río Guayas, los que se complementan con 5 troyas de madera de 0.30 metros de diámetro, utilizadas para amarre de los buques.
  - e) Tres muelles de hormigón de hasta 13 metros de calado, dos de los cuales están ubicados en la Base Naval Sur y el restante a orillas del río Guayas en las instalaciones de ASTINAVE, cada uno consta de 4 dolphins de hormigón para amarre y atraque de los buques.
  - f) Dos diques flotantes de 3500 toneladas de levantamiento cada uno.
  - g) Quince talleres, especializados en las ramas de electricidad, electrónica, refrigeración, mecánica industrial, fundición, motores, soldadura, mecánica automotriz, calderería, gasfitería, ebanistería, carpintería, albañilería, fibra de vidrio y maniobras.

#### BREVE RESEÑA DEL ARENADO EN EL ASTILLERO

La palabra "carenamiento" significa reparación en el lenguaje técnico naval y comprende todos los trabajos que no se pueden efectuar a flote, tales como la

reparación de los sistemas de propulsión y gobierno de las embarcaciones, limpieza y protección del casco, cambio del planchaje del casco bajo la línea de flotación.

El sector sumergido del buque se haya sometido a diversas formas de ataque, entre ellas el corrosivo, debido a la salinidad del agua en especial, y complementado por la existencia de algas, corrientes eléctricas parasitarias, componentes metalúrgicos del planchaje y zonas que acumulan corrosión como son los cordones de soldadura, remaches, etc.

Para realizar la limpieza del casco se emplea el método denominado "sandblasting" o "chorro de arena" o simplemente "arenado", que es un proceso en el que se juntan 3 tipos de fluidos: aire a presión que viene alimentado desde un compresor de gran capacidad; arena en cantidades controladas por un operario; y, agua que disgrega la arena. Estos tres fluidos en una mezcla proporcional circulan a través de mangueras que los conducen hacia un terminal llamado pitón, el cual es controlado por un obrero, que lo manipula a su voluntad. La velocidad, caudal y presión de salida son tales que al chocar a corta distancia contra el casco del buque, lo va "pelando" íntegramente de pinturas, incrustaciones y de la

corrosión.

El chorreado ideal se logra empleando arena totalmente seca, ya que permite una limpieza al "metal" de la embarcación.

El inconveniente que impide trabajar con este método es la obtención de "arena seca".

Al momento y desde los inicios del astillero la única forma de obtener arena seca es regando la arena húmeda en el patio de transferencia y dejándola expuesta al sol, dependiendo la cantidad de radiación solar recibida de la época del año, del estado del tiempo, la inclinación de la superficie, hora del día, etc., lo que ha ocasionado en un sinnúmero de veces el retraso en la programación de los trabajos y/o el impedimento de efectuar las reparaciones simultáneas en el área de transferencia.

Por estos antecedentes, en el año de 1985, y con la finalidad de resolver el problema del secado de arena, se construyó un secador-tamizador, pero sin conseguirse los resultados esperados, éstos, debido a errores en la selección de los elementos constitutivos del mismo y al empleo de elementos existentes en stock. Por fallas mecánicas y por lo antes expuesto, el secador construido dejó de

funcionar a los pocos meses.

## 1.2 JUSTIFICACION DEL PROYECTO

Astilleros Navales Ecuatorianos se encuentra en proceso de expansión y por ende de mejoramiento de su infraestructura, para aumentar su capacidad laboral y brindar una rápida y mejor atención a sus clientes, reduciendo los tiempos de producción.

Una de las áreas que ASTINAVE ha proyectado el mejoramiento de su infraestructura es la de carenamientos, y específicamente en lo concerniente a la limpieza del casco con arena seca, obtenida a partir de arena húmeda secada en el secador existente, secador a ser optimizado y que es materia de este Informe Técnico.

El aprovechamiento del equipo de secado-tamizado de arena existente, y la selección correcta de los elementos constitutivos del mismo es la mejor alternativa para la obtención de arena seca, por las razones que a continuación se detallan:

- a) Al efectuar "sandblasting húmedo" en la limpieza de los cascos de embarcaciones, si bien la arena mojada ayuda a su propia dispersión, en cambio provoca una reacción química inmediata del agua con la superficie del casco por efecto de la elevada humedad ambiental

salina con la presencia del oxígeno; consecuentemente, se forma una película amarillenta de óxido en toda la extensión, siendo necesario atacarlo mediante ácidos neutralizantes.

- b) El empleo de arena húmeda en la limpieza del casco conlleva a una mayor permanencia en dique/varadero de la embarcación, con el consecuente gravamen económico, además de los costos elevados de los ácidos, instrumentos de trabajo y mano de obra.
- c) La utilización de arena seca, además de ser técnicamente el método mas adecuado tiene la ventaja de no consumir agua dulce, la limpieza del polvillo residual se lo hace únicamente con chorro de aire.
- d) Si se continúa trabajando con arena seca, obtenida a partir de la exposición a los rayos solares de arena húmeda, seguirá existiendo retrasos en la programación de los trabajos, mala administración de los recursos y el consecuente incremento en los costos de producción.
- e) Una solución mediata sería la construcción y/o adquisición de un nuevo secador, pero conllevaría a un gasto improporcionado para lo cual no existen asignaciones de fondos.
- f) Como se podrá apreciar en los siguientes capítulos, el menor gasto en el cual se incurre al optimizar el secador existente, será restituido en poco tiempo al reducir los tiempos de secado de la arena, y por lo

tanto una mejor administración de los recursos.



### 1.3 OBJETIVOS ESPECIFICOS

El objetivo fundamental de la "Optimización de un secador-tamizador de arena para limpieza de casco de buques" es el aprovechamiento de los recursos existentes y el mejoramiento del proceso de secado y tamizado de la arena con lo que se obtiene:

- a) Solventar de mejor manera la creciente demanda de los servicios exigidos por la Armada Nacional, Armadores nacionales y extranjeros en lo referente a carenamiento de buques (limpieza del planchaje del casco en sus obras viva y muerta) y a construcción de embarcaciones (remoción de la calamina de las planchas de acero nuevas, mediante sandblasting).
- b) Reducir los tiempos de secado de arena.
- c) Reducir los tiempos de permanencia en dique/varadero de las embarcaciones.
- d) Reduciendo estos tiempos, competir con otros astilleros internacionales, cumpliendo con los cronogramas de construcción y/o reparación exigidos por los Armadores.
- e) Una mejor distribución de los recursos humanos con los que cuenta el Astillero.
- f) Carenar un mayor número de embarcaciones, y por ende un mejor aprovechamiento de su capacidad instalada,

obteniéndose mayores ingresos.

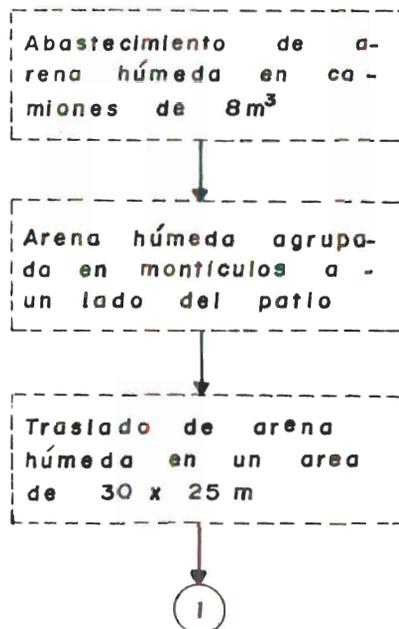
## CAPITULO II

### DESCRIPCION DEL PROBLEMA

#### 2.1 METODO ACTUAL DE SECADO DE LA ARENA

##### DIAGRAMA DE FLUJO

En la actualidad, y desde hace mucho tiempo, el método de secado y tamizado de la arena húmeda se la realiza de acuerdo al siguiente diagrama:



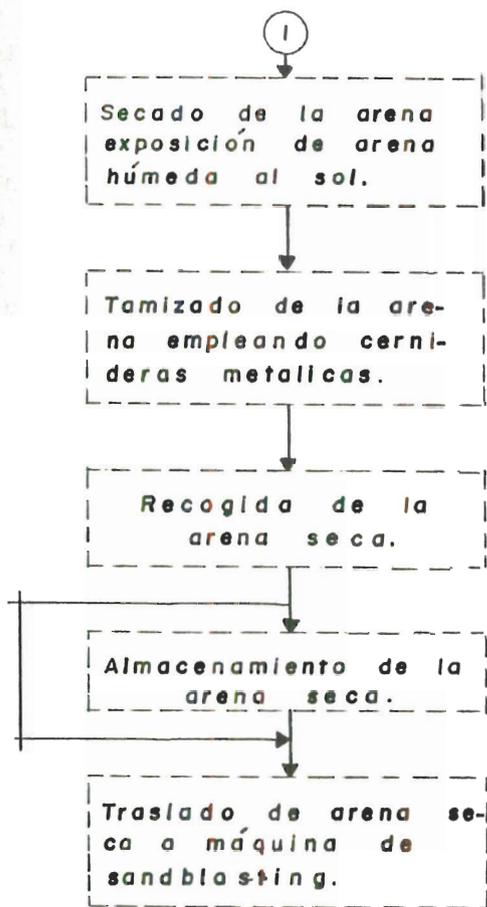


FIGURA #1 Diagrama de Flujo de Secado de Arena

#### DESCRIPCION DEL METODO

Para el secado de la arena húmeda se deben cumplir los siguientes pasos:

- a) ASTINAVE se abastece de arena húmeda proveniente de Ventanas y Babahoyo, la misma que es trasladada a ésta, empleando camiones con capacidad de 8 metros cúbicos.
- b) Una vez que la arena se encuentra en las instalaciones del astillero, ésta es agrupada en pilas en la parte suroeste del patio de

transferencia.

- c) Luego, se traslada la arena húmeda en carretillas hasta el patio propiamente dicho (aproximadamente 4 metros cúbicos).
- d) Esta arena es regada y dispersada en un área de 750 metros cuadrados (30 x 25 metros).
- e) La arena así dispersa se la deja expuesta a la luz del sol (radiación solar), y es secada de esta forma.
- f) Con la finalidad de separar la arena seca de los elementos extraños tales como piedras, palos, basuras, y prevenir obstrucciones en los circuitos y averías en las máquinas de sandblasting, se cierne la arena en cernideras de madera-metal de 0.60 x 0.60 metros.
- g) Una vez tamizada la arena, se la recoge y se la almacena o se la traslada directamente hacia la máquina de sandblasting donde se procederá a efectuar trabajos de limpieza de los cascos de las embarcaciones.

La serie de inconvenientes, desventajas y limitaciones de este "proceso" de secado será analizado en el apartado 2.3.

## 2.2 ESTADO ACTUAL DEL SECADOR EXISTENTE

El secador-tamizador construido en el año de 1985, se encuentra en un galpón localizado en un sector sureste del patio de transferencia, el mismo que fue ubicado en ese sitio con la finalidad de evitar mayores pérdidas y deterioro.

Constantando las condiciones y estado actual del mencionado equipo de secado-tamizado de arena se pudo verificar que:

#### MOTOR DE ACCIONAMIENTO DE SECCION CILINDRICA

El motor a gasolina que acciona el motor de la sección cilíndrica de transferencia de calor y tamizado no se encuentra.

#### SECCION CILINDRICA DE TRANSFERENCIA Y TAMIZADO

La sección cilíndrica de acero naval se encuentra en buenas condiciones, en pequeñas áreas presenta corrosión debido a que se encuentra expuesta al medio ambiente.

#### ESTRUCTURA SOPORTE DEL CUERPO CILINDRICO

La estructura metálica de soporte del cuerpo cilíndrico presenta ciertos sectores en los que la corrosión se ha hecho presente, por lo demás, se

encuentra en buen estado.

#### CÁMARA DE COMBUSTION

La cámara de combustión presenta el desprendimiento de material refractario debido a la dilatación térmica, el cuerpo metálico de la cámara presenta corrosión en pequeñas áreas especialmente en las uniones con soldadura.

#### EQUIPO DE COMBUSTION

El quemador se encuentra en aparente buen estado, pero una vez realizados los cálculos y selección respectivos, se determinará la necesidad o no de cambiarlo (ver Capítulo III).

A fin de obtener mayor tiempo de vida útil, a los elementos que sean utilizados en la optimización del secador, se les deberá efectuar un adecuado mantenimiento.

### 2.3 LIMITACIONES DEL PROCESO DE SECADO

A continuación se detallan los inconvenientes, desventajas y limitaciones del proceso actual de secado:

## TIEMPO DE SECADO

El tiempo de secado de la arena húmeda, varía dependiendo de las condiciones climatológicas (época del año, estado del tiempo, hora del día), lo que nos da una idea de este proceso.

En condiciones favorables (días soleados, bajo porcentaje de humedad del ambiente), el tiempo de secado de 4 metros cúbicos de arena húmeda es aproximadamente 4 horas, tiempo al que se debiera sumar el de cernido/tamizado y el de recogida de la arena que es de aproximadamente 4 horas, lo que nos da:

$$T_{\text{secado}} = t_{\text{regado}} + t_{\text{exposición al sol}} + t_{\text{cernido}} + t_{\text{recogida de arena.}}$$

Para 5 muestras de 4 metros cúbicos, el tiempo medio de secado fue de 8 horas, por lo que:

$$T_{\text{secado}} = 2 \text{ horas/m}^3.$$

## CAPACIDAD DE SECADO/ESPACIO FISICO

La capacidad de secado de este proceso, conociendo el  $T_{\text{secado}}$ , depende además del espacio físico disponible para llevar a efecto la actividad de secar la arena húmeda.

Astilleros Navales Ecuatorianos cuenta con una superficie total de 4500 metros cuadrados (100 x 45 metros) disponibles básicamente para efectuar reparaciones de embarcaciones en forma simultánea.

Sin embargo, parte de esta área es ocupada para el secado de arena; para la muestra que se menciona en el apartado anterior (4 metros cúbicos de arena húmeda), se requiere un área de 750 metros cuadrados (30 x 25 metros), es decir el 16.67% del área del patio de transferencia, lo que nos da una idea más clara de la capacidad de secado del Astillero, pues al secar mayor cantidad de arena en el mismo período se ocupará mayor área y se dificultará la ejecución de reparaciones simultáneas, habiendo retrasos en las programaciones de tales trabajos.

Debido a las necesidades y requerimientos del Astillero (áreas del planchaje a limpiar), y a las reparaciones simultáneas programadas (permanencia de embarcaciones en el patio), se hace necesario que el proceso de secado sea realizado continuamente, aún en los períodos en los que no haya necesidad de arenar, a fin de tener reserva de arena seca.

#### RECURSOS HUMANOS

Para la muestra de 4 metros cúbicos de arena, que se mencionó en los apartados anteriores, se hace necesario la utilización de 4 hombres del taller de maniobras (MB-16), por lo que la mano de obra requerida para el secado de arena es:

$$M/O = 4 \text{ hombres} \times 8 \text{ horas} / 4 \text{ m}^3. = 8 \text{ hh/m}^3.$$

donde 8 es el número de hombres-horas necesario para el secado de un metro cúbico de arena.

## 2.4 ALTERNATIVAS DE SOLUCION



### REQUERIMIENTO DEL ASTILLERO

Antes de determinar alguna solución al problema de secado de la arena, se debe referir a las condiciones y requerimiento del Astillero para una selección adecuada.

La alternativa de selección deberá ser:

- a) De fácil mantenimiento, costo moderado, repuestos disponibles en el mercado y/o de construcción inmediata y larga vida útil.
- b) De rendimiento, según la capacidad y tiempos máximos requeridos.
- c) De fácil reparación y manejo
- d) De sensibilidad mínima
- e) Que los costos justifiquen la inversión.

Por lo tanto, el equipo seleccionado debe ser un buen auxiliar humano enmarcado dentro de estos aspectos.

### ALTERNATIVAS

Básicamente se tiene dos alternativas de solución:

- a) Construir un nuevo secador.
- b) Optimizar las condiciones del secador-tamizador existente.

### TIPOS DE SECADORES

Los secadores se clasifican según el método de proporcionar el calor necesario para la evaporación de la humedad.

Son directos cuando la transferencia del calor para el secado se realiza por contacto directo entre el sólido húmedo y los gases calientes, el líquido vaporizado es arrastrado y desalojado por el mencionado secador, es decir por los gases calientes.

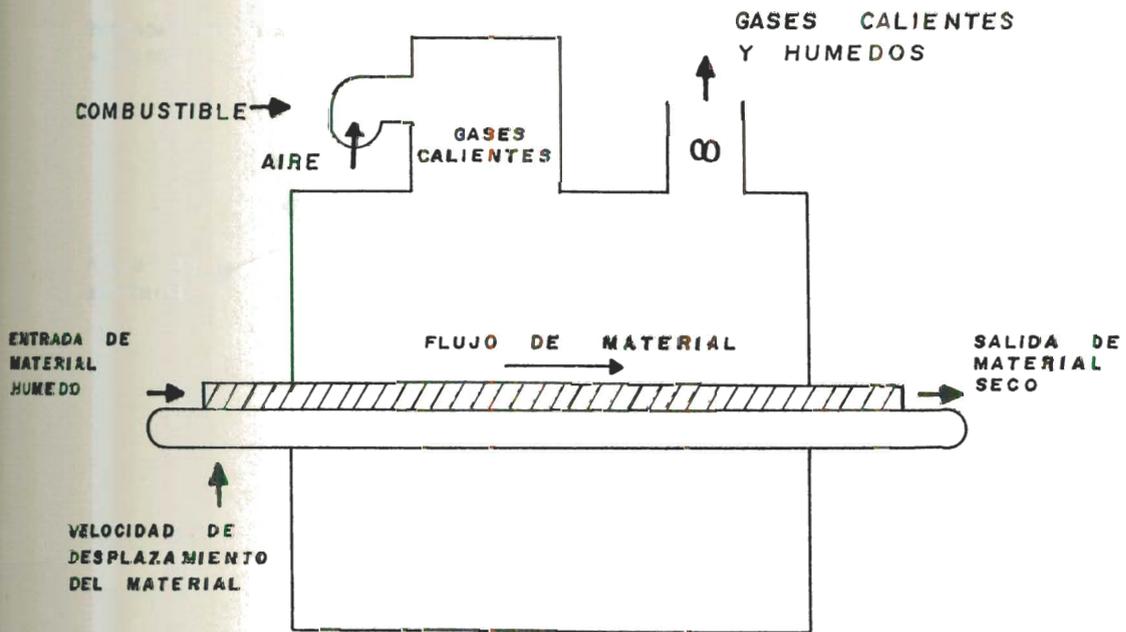


FIGURA #2 Secador por contacto directo

Son indirectos cuando el calor para la desecación se transmite al sólido húmedo a través de las paredes que lo separan del medio calentador. El líquido vaporizado se desaloja independientemente del medio calentador. La intensidad de la desecación depende del contacto del material húmedo con la superficie caliente.

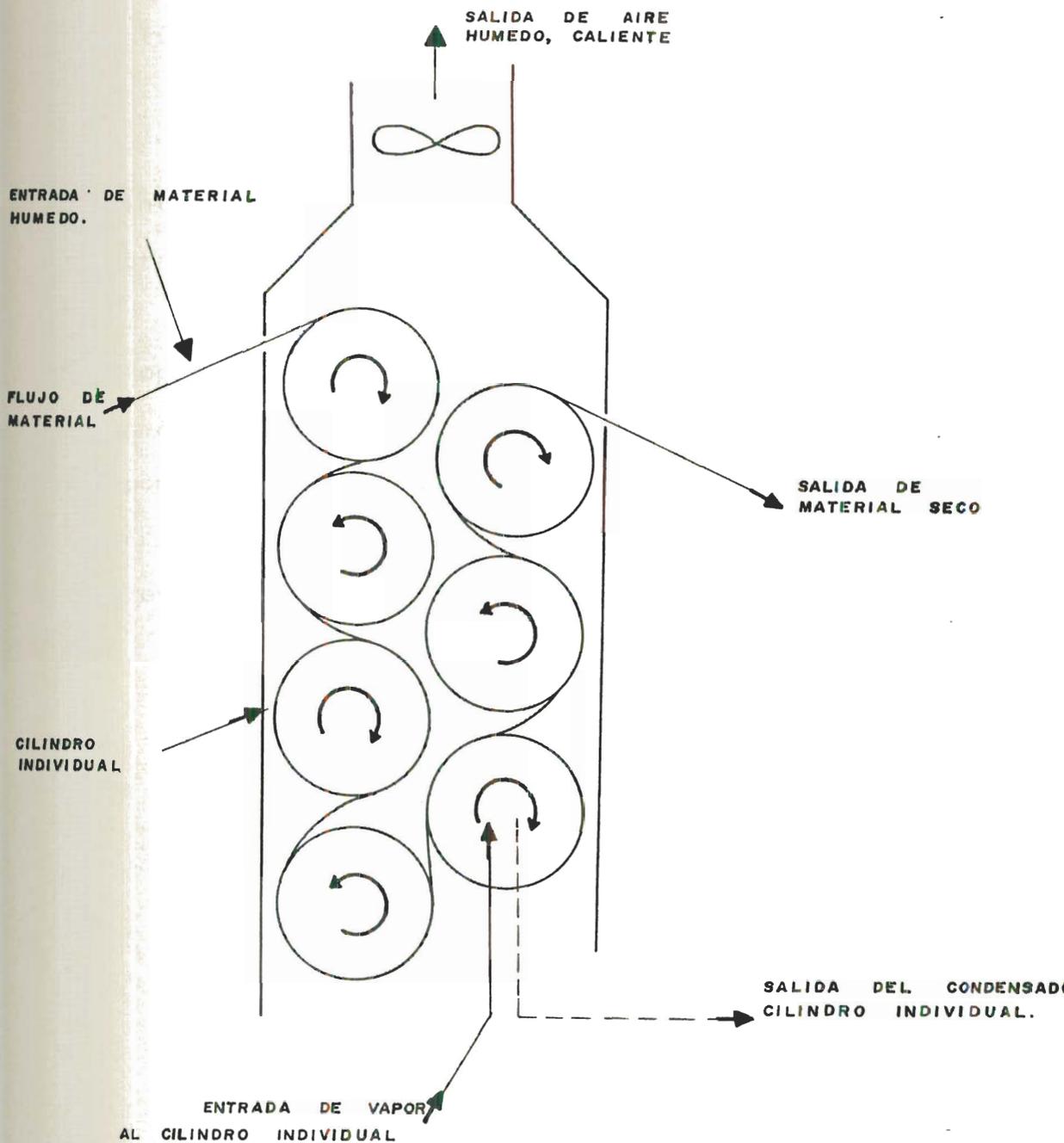


FIGURA #3 Secador por contacto indirecto.

Estas dos clasificaciones anteriores se subdividen

cada una de ellas, según la forma de operación, en continuas e intermitentes.

En las operaciones continuas, pasan ininterrumpidamente a través del equipo tanto las sustancias a secar como el gas.

La operación intermitente en la práctica se refiere generalmente a un proceso semicontínuo en el que se expone una cierta cantidad de sustancia a secar a una corriente de gas que fluye continuamente y en la que se evapora la humedad.



### CAPITULO III

#### SOLUCION DEL PROBLEMA

#### 3.1 PARAMETROS QUE INTERVIENEN EN EL SECADO DE LA ARENA

Con la finalidad de seleccionar con mejor criterio los elementos constitutivos del secador y por ende optimizar el mismo, se anotarán en este apartado los parámetros que inciden para la definición de capacidad, dimensiones y esfuerzos a soportar del secador; y, que básicamente quedan determinados por:

- a) La producción necesaria de arena seca.
- b) Contenido de humedad inicial y final de la arena.
- c) Temperatura de trabajo de secado.

#### PRODUCCION NECESARIA DE ARENA SECA

En base a estadísticas efectuadas por la Unidad de Planificación del Astillero, referente al

Carenamiento de Buques en los diques flotantes y varadero de ASTINAVE, podemos anotar en el siguiente cuadro las cantidades de unidades navales carenadas durante el último quinquenio (periodo 1984-1988).

CUADRO #1

UNIDADES CARENADAS DURANTE EL PERIODO 1984-1988

AÑO	UNIDADES CARENADAS				TOTAL	INGRESOS (SUCRES)
	ARMADA		PARTICULARES			
	DIQES	VARADERO	DIQES	VARADERO		
1984	17	19	18	8	62	227,450,000.00
1985	21	13	18	20	72	305,198,000.00
1986	16	18	22	11	67	371,083,000.00
1987	18	19	19	16	72	552,157,000.00
1988	19	32	32	26	109	1,036,590,000.00

Con estos datos estadísticos, en base a programaciones anuales de la Dirección de Ingeniería Naval de la Armada Nacional (buques de la Armada) y requerimientos de empresas nacionales y extranjeras (buques particulares), han sido carenadas en el período Ene/89 - Sep/89 y se prevee que hasta fines de este año entrarán a diques y varadero 72 embarcaciones, las mismas que se anotarán en los siguientes cuadros en los que además se indicarán el material del casco, áreas de las obras viva y muerta a tratar, métodos de limpieza del casco, etc.

CUADRO # 2

BUQUES PARTICULARES A CARENARSE EN EL VARADERO DURANTE EL AÑO 1989

NOMBRE DE LA EMBARCACION	TIPO	ESLORA (m)	OBRA VIVA (m <sup>2</sup> )	OBRA MUERTA (m <sup>2</sup> )	MATERIAL DEL CASCO	METODO DE LIMPIEZA
IBUFO	B/P	19.6	180.0	60.0	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡ATLANTIC	B/P	30.0	340.0	----	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡SAN ANTONIO V	B/P	31.7	384.0	----	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡MIRIAN	B/P	28.0	260.0	188.0	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡MAVERICK	B/P	35.0	340.0	250.0	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡NEPTUNO	B/P	25.0	220.0	150.0	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡DOMINADOR	B/P	22.0	195.0	----	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡DENARCO I	B/P	37.0	345.0	----	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡SHINEI MARU	B/P	30.0	340.0	----	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡LUCY	B/P	31.8	340.0	200.0	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡JANELI II	B/P	25.0	225.0	129.0	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡RIO ARENILLAS	B/R	18.3	131.0	----	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡Pto. DE MANTA	B/R	32.6	300.0	124.0	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡BIG SOL	B/R	29.5	300.0	150.0	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡Pto. DE LIBERTAD	B/R	14.0	70.0	40.0	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡RIO TUBONES	B/R	32.6	300.0	124.0	Acero	¡Chorro de arena seca!
¡NORTADA	Y	20.0	70.0	----	¡Fibra de vidrio!	¡Rasqueteo, limpieza!
¡VERTIGO	Y	19.8	90.0	----	Aluminio	¡Rasqueteo, limpieza!
¡NERAK	Y	13.9	65.0	----	¡Fibra de vidrio!	¡Rasqueteo, limpieza!
¡MISTRAL II	Y	18.4	70.0	----	¡Fibra de vidrio!	¡Rasqueteo, limpieza!
¡PROCYON	L	14.6	70.0	----	Aluminio	¡Rasqueteo, limpieza!
¡VENTURA	L	12.2	80.0	70.0	Acero	¡Chorro de arena seca!

TIP0: (B/P) = Buque Pesquero

(B/R) = Remolcador

(Y) = Yate

(L) = Lancha



ARMADA PUERTORRIQUEÑA

CUADRO # 3

=====

BUQUES PARTICULARES A CARENARSE EN LOS DIQUES DURANTE EL AÑO 1989

=====

NOMBRE DE LA EMBARCACION	TIPO	ESLORA (m)	OBRA VIVA (m2)	OBRA MUERTA (m2)	MATERIAL DEL CASCO	METODO DE LIMPIEZA
ESPECIAL T	B/T	58.0	576.0	292	Acero	Chorro de arena seca
QUITO	B/T	77.5	1116.8	----	Acero	Chorro de arena seca
TATIANA	B/T	72.9	600.0	----	Acero	Chorro de arena seca
JUPITER	B/T	53.1	460.0	----	Acero	Chorro de arena seca
FREEPORT	B/T	66.0	944.0	----	Acero	Chorro de arena seca
PROVIDENCE	B/T	66.0	944.0	----	Acero	Chorro de arena seca
MAYAIRIE	B/T	88.0	1390.0	----	Acero	Chorro de arena seca
TENYU MAUR #8	B/P	30.0	340.0	----	Acero	Chorro de arena seca
DELFIN	B/P	34.6	340.0	100.0	Acero	Chorro de arena seca
MONTECRISTI	B/P	40.0	465.0	256.0	Acero	Chorro de arena seca
KOEI MARU	B/P	40.7	470.0	----	Acero	Chorro de arena seca
SHOEI MARU	B/P	50.1	464.7	----	Acero	Chorro de arena seca
PEDRO F.	B/P	51.5	762.0	----	Acero	Chorro de arena seca
ISOMAE MARU	B/P	52.1	554.0	----	Acero	Chorro de arena seca
SEIO MARU	B/P	50.6	556.0	----	Acero	Chorro de arena seca
NORTH QUEEN	B/P	36.0	373.0	200.0	Acero	Chorro de arena seca
ISABEL V	B/P	72.0	1137.2	----	Acero	Chorro de arena seca
ROSA	B/P	39.6	400.0	----	Acero	Chorro de arena seca
ANA MARIA F.	B/P	52.0	762.0	----	Acero	Chorro de arena seca
PINZON	M/N	46.3	583.0	----	Acero	Chorro de arena seca
PAQUITO	M/N	94.0	1610.0	----	Acero	Chorro de arena seca
PIQUERO	M/N	62.0	780.0	----	Acero	Chorro de arena seca
ISABELA II	M/N	56.0	726.0	----	Acero	Chorro de arena seca

TIPO: (B/P) = Buque Pesquero

(B/R) = Remolcador

(Y) = Yate

(L) = Lancha

CUADRO # 4

=====

BUQUES DE LA ARMADA A CARENARSE EN EL VARADERO DURANTE EL AÑO 1989

=====

NOMBRE DE LA EMBARCACION	TIPO	ESLORA (m)	OBRA VIVA (m2)	OBRA MUERTA (m2)	MATERIAL DEL CASCO	METODO DE LIMPIEZA
ILLINTZA	Remolcador	15.0	70.0	----	Acero	Chorro de arena seca
TALTAR	Remolcador	15.0	70.0	----	Acero	Chorro de arena seca
BAHIA DE CARAGUEZ	Gabarra	34.8	351.0	----	Acero	Chorro de arena seca
IRIO DAULE	Lancha Patrullera	13.4	223.0	----	Aluminio	Rasqueteo, cepillado
IRIO ZARUMILLA	Lancha Patrullera	13.4	223.0	----	Aluminio	Rasqueteo, cepillado
IRIO FUYANGO	Lancha Patrullera	13.4	223.0	----	Aluminio	Rasqueteo, cepillado
IRIO BABAHOYO	Lancha Patrullera	13.4	223.0	----	Aluminio	Rasqueteo, cepillado
IRIO CHONE	Lancha Patrullera	13.4	223.0	----	Aluminio	Rasqueteo, cepillado
IRIO MATAJE	Lancha Patrullera	13.4	223.0	----	Aluminio	Rasqueteo, cepillado
25 DE JULIO	Lancha Guardacosta	30.9	232.0	----	Acero	Chorro de arena seca
IRIGEL	Lancha Oceanografica	19.7	100.0	----	Acero	Chorro de arena seca
IGUAYAGUIL	Lancha misilera	44.9	294.4	----	Acero	Chorro de arena seca
INvo. ROCAFUERTE	Lancha misilera	36.0	251.5	----	Acero	Chorro de arena seca
IMANTA	Lancha misilera	36.0	251.5	----	Acero	Chorro de arena seca
ICORSARIO	Yate	11.2	20.0	----	Fibra de vidrio	Rasqueteo, cepillado

CUADRO # 5

=====

BUQUES DE LA ARMADA A CARENARSE EN LOS DIQUES DURANTE EL AÑO 1989

=====

NOMBRE DE LA EMBARCACION	TIPO	ESLORA (m)	OBRA VIVA (m2)	OBRA MUERTA (m2)	MATERIAL DEL CASCO	METODO DE LIMPIEZA
ISHIRY	Submarino	59.5	1256.0	----	Acero	Arenado ligero
IHUANCAVILCA	Submarino	59.5	1256.0	----	Acero	Arenado ligero
IRIO AGUARICO	Draga	65.4	1256.0	----	Acero	Chorro de arena seca
ICHINBORAZO	Remolcador	62.6	973.0	----	Acero	Chorro de arena seca
ICOTOPAXI	Remolcador	23.0	150.0	----	Acero	Chorro de arena seca
ITAURUS	Tanquero	53.0	786.0	----	Acero	Chorro de arena seca
IGUAYAS	Buque de Instruccion	80.0	837.0	----	Acero	Chorro de arena seca
IESMERALDAS	Corbeta	62.4	575.0	----	Acero	Arenado ligero
ILOS RIOS	Corbeta	62.4	575.0	----	Acero	Arenado ligero
IGALAPAGOS	Corbeta	62.4	575.0	----	Acero	Arenado ligero
IEL ORO	Corbeta	62.4	575.0	----	Acero	Arenado ligero
IMANABI	Corbeta	62.4	575.0	----	Acero	Arenado ligero

En los cuadros anteriores, observamos que las superficies (planchaje) de cascos de acero a limpiarse mediante chorro de arena de los buques carenados y aquellos a carenarse durante el año 1989 son:

METODO DE LIMPIEZA	AREA(m2)
Chorro de arena seca a metal Grado SA 2 1/2	28648.5
Chorro de arena seca ligera Grado SA 1	5387.0

Una breve descripción de los grados de limpieza se detalla en la Tabla #1, aunque en la práctica, el grado hasta el cual se chorrea una superficie puede variar considerablemente según el tiempo de chorreado, el tipo de abrasivo y la fuerza del impacto.

TABLA #1

GRADOS DE PREPARACION DE SUPERFICIES

GRADO	TIPO DE CHORREADO	DESCRIPCION
SA 3	Chorreado a metal blanco	Eliminación total de toda la calamina, herrumbre, pintura y productos extraños, visibles a simple vista (color metálico uniforme)
SA 2 1/2	Chorreado a metal casi blanco	Chorreado hasta una limpieza de metal casi blanco, hasta que el 95% de cada una de las zonas de la superficie total esté libre de todo residuo visible
SA 2	Chorreado comercial	Chorreado hasta que al menos los 2/3 de cada una de las zonas de la superficie total esté libre de todo residuo visible.
SA 1	Chorreado ligero	Eliminación de capa(s) de pintura mal adheridas al casco, la capa suelta de laminación, las partículas sueltas.



MINISTERIO DE MARINA

Por lo antes anotado, se requiere arenar (chorrear) anualmente alrededor de 34000 m<sup>2</sup>. de superficie de acero en el mantenimiento y conservación de embarcaciones, de los cuales el 84% se limpiarán "a metal casi blanco" y el 16% con "chorreado ligero".

En base a estadísticas de Reportes de Trabajos Terminados elaborados por los Ingenieros Jefes de Buques (Ships Repair Managers) de los dos diques flotantes DAEMA y DAENAP y del VARADERO del Astillero, en los que se incluyen los recursos utilizados en la ejecución de los trabajos, tales como los H-H empleados, la Unidad de Planificación ha obtenido rendimientos y en lo concerniente exclusivamente a la limpieza de planchaje de cascos de embarcaciones mediante chorro de arena seca se tiene que:

Con un (1) metro cúbico de arena seca se limpia, mediante chorro de arena seca a metal "casi blanco", una superficie de ocho (8) metros cuadrados; y con un (1) metro cúbico de arena seca se limpia, mediante chorro ligero de arena seca, una superficie de 20 - 24 metros cuadrados; para mayor comprensión se anotarán estos datos en el siguiente cuadro.

CUADRO #6

RENDIMIENTO DE 1 m<sup>3</sup>. DE ARENA SECA

<u>METODO DE LIMPIEZA</u>	<u>RENDIMIENTO(m<sup>2</sup>)</u>
Chorreando a metal casi blanco	8
Chorreando ligero	20 - 24

Por lo tanto, el consumo de arena y por ende la producción necesaria de arena seca será:

Para superficies chorreadas a metal casi blanco  
$$0.84 \times 34000 \text{ m}^2. \times \frac{1 \text{ m}^3 \text{ arena}}{8 \text{ m}^2 \text{ arenado}} = 3570.0 \text{ m}^3 \text{ de arena}$$

Para superficies chorreadas ligeramente  
$$0.16 \times 34000 \text{ m}^2. \times \frac{1 \text{ m}^3 \text{ arena}}{20 \text{ m}^3 \text{ arenado}} = 272.0 \text{ m}^3 \text{ de arena}$$

La producción de arena seca requerida en el año es:

$$3570.0 + 272.0 = 3842.0 \text{ m}^3/\text{año}$$

Estimando que el secador trabajará continuamente durante un intervalo de tiempo de 8 horas/día y si lo hace 6 días/semana tenemos:

$$3842.0 \text{ m}^3/\text{año} \times \frac{1 \text{ año}}{12 \text{ meses}} \times \frac{1 \text{ mes}}{4 \text{ semanas}} \times \frac{1 \text{ semana}}{6 \text{ días}} \times \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}} = 1.67 \text{ m}^3/\text{hora.}$$

Por lo que la producción requerida de arena seca es de 1.67 m<sup>3</sup>/hora.

Por otro lado, y a fin de efectuar un análisis del

máximo consumo de arena en las instalaciones/facilidades del Astillero, debemos anotar que este CONSUMO MAXIMO se da cuando por razones de emergencia o por requerimientos de los Armadores, se desea minimizar el tiempo de permanencia de las embarcaciones en el dique o varadero; por lo tanto se hace necesario alimentar de arena a cuatro (04) máquinas de sandblasting al mismo tiempo (capacidad del compresor al máximo).

El dato numérico del consumo de arena se lo obtuvo comprobando que se ocupó 1.2 metros cúbicos de arena seca durante 3 horas en condiciones máximas de trabajo, para una máquina de sandblasting, lo que da un caudal de 0.4 m<sup>3</sup>/hora. Por ser 4 las máquinas, se tiene que el consumo máximo (producción requerida) es:

$$Q = 1.6 \text{ m}^3/\text{hora}$$

#### PROPIEDADES DE LA ARENA UTILIZADA

La arena utilizada en la limpieza del casco de los buques es traída desde Ventanas y Babahoyo (Provincia de Los Ríos) por lo que posee características muy propias y constantes, lo que facilita los análisis y es debido a aquellas que los resultados son confiables.



BIBLIOTECA

## GRANULOMETRIA

Mediante observación experimental en microscopio y empleando además mallas normalizadas de tamizado se determinaron la forma y el tamaño de las partículas de arena, obteniéndose como resultado que el abrasivo en cuestión está compuesto de una mezcla que contiene aproximadamente un diez por ciento (10%) de partículas con un diámetro de unos 2 mm. y una proporción algo mayor de partículas finas (25%) por debajo de 0.5 mm., en un material base de un diámetro medio de partículas de unos 1.0 mm. (65%). La forma de las partículas es angular y subangular con un mínimo de redondo. Las partículas mas grandes sirven para romper y despegar la calamina, mientras que las partículas mas pequeñas penetran dentro de las rugosidades de la superficie limpiándolas de la herrumbre.

### PESOS ESPECIFICOS DE LAS ARENAS (HUMEDA Y SECA)

Tomando como muestra un decímetro cúbico (1 dm<sup>3</sup>) de arena al 10% de humedad en peso se encontró que el valor del peso específico fue:

$$\rho = 1.8 \text{ Kg/dm}^3 = 1800 \text{ Kg/m}^3 \text{ para arena húmeda}$$

de igual manera

$$\rho = 1.6 \text{ Kg/dm}^3 = 1600 \text{ Kg/m}^3 \text{ para arena seca}$$

## PORCENTAJE DE HUMEDAD NATURAL

El porcentaje de humedad natural (% Hh) es el contenido de humedad de la arena a secar, de equilibrio con el ambiente y que será con el que la arena ingrese al secador. Empleando el Comprobador Inmediato de Humedad y el método del pesaje se determinó su magnitud, siendo ésta alrededor del 6%.

$$\%Hh = \frac{\text{Porcentaje de humedad de=Kg humedad}}{\text{la arena en base húmeda Kg sólido húmedo}}$$

## TEMPERATURAS DE TRABAJO DE SECADO

La temperatura recomendada para el secado de arenas fluctúa entre los 110 °C y 120°C. Lo más importante es que la temperatura de secado de la superficie de la arena se mantenga por lo menos a 100°C, para que el agua se pueda evaporar a la presión atmosférica.

Bajo estos criterios asumiremos inicialmente las siguientes temperaturas de operación:

Temperatura de la superficie de secado de la arena =  $T_{sup} = 100^{\circ}\text{C}$

Temperatura inicial de la arena =  $T_i = 20^{\circ}\text{C}$   
(mínima en la Prov. Guayas)

Temperatura final de la arena =  $T_f = 110^{\circ}\text{C}$

Temperatura de entrada de los productos de la combustión. =  $T_e = 180^{\circ}\text{C}$

Esta última temperatura se ha asumido partiendo del criterio de que las temperaturas de los productos de la combustión deben ser tales de manera que la carga no se estropee por recalentamiento si permanece en el interior un largo tiempo. Este requisito fija la temperatura de los gases en un 5 - 10% más elevado que la temperatura final prescrita de la superficie de la carga. El exceso de dicha temperatura puede ser mayor si un sobrecalentamiento ocasional no causa serios desperfectos a la carga.

### 3.2 OPTIMIZACION DEL SECADOR EXISTENTE

Una vez determinados los parámetros que inciden en las características óptimas del secador, se realizó un levantamiento del secador existente y con el cual se elaboró una figura en la que se incluyen los elementos y dimensiones del secador actual, la misma que podemos apreciar a continuación (FIGURA #4) con la finalidad de analizar uno a uno éstos y proceder a optimizar donde sea necesario.

#### DIMENSIONAMIENTO DEL CUERPO DEL SECADOR

Las dimensiones a tener el cuerpo del secador las obtenemos de un estudio del proceso de secado y para mayor comprensión de éste se presentan en las figuras

# 5 y 6 flujogramas ilustrativos del mismo.

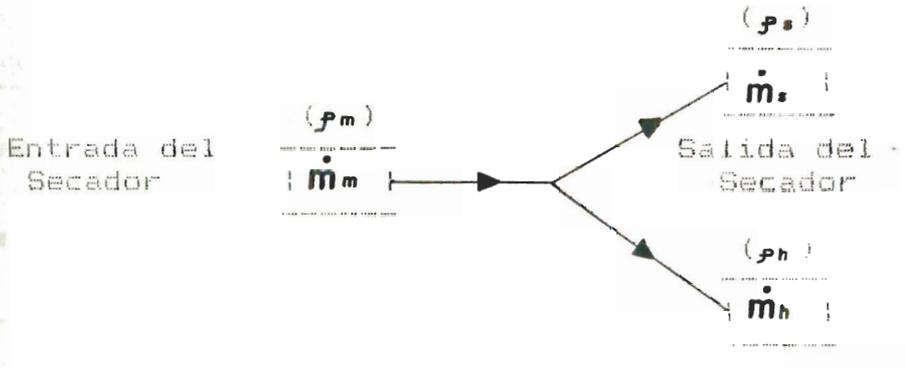


FIGURA # 5 Diagrama de bloque distributivo del flujo de masa de la arena a la entrada y salida del secador.

donde:

$\dot{m}_m$  = Flujo de masa de alimentación de arena húmeda al secador en Kg/hr.

$\dot{m}_s$  = Flujo de masa de arena seca en Kg/hr.

$\dot{m}_h$  = Flujo de masa de agua evaporada en Kg/hr

$\rho_m$  = Densidad de la arena húmeda (al 10%) en Kg/m<sup>3</sup>.

$\rho_s$  = Densidad de la arena seca en Kg/m<sup>3</sup>.

$\rho_h$  = Densidad del vapor de agua.



BIBLIOTECA

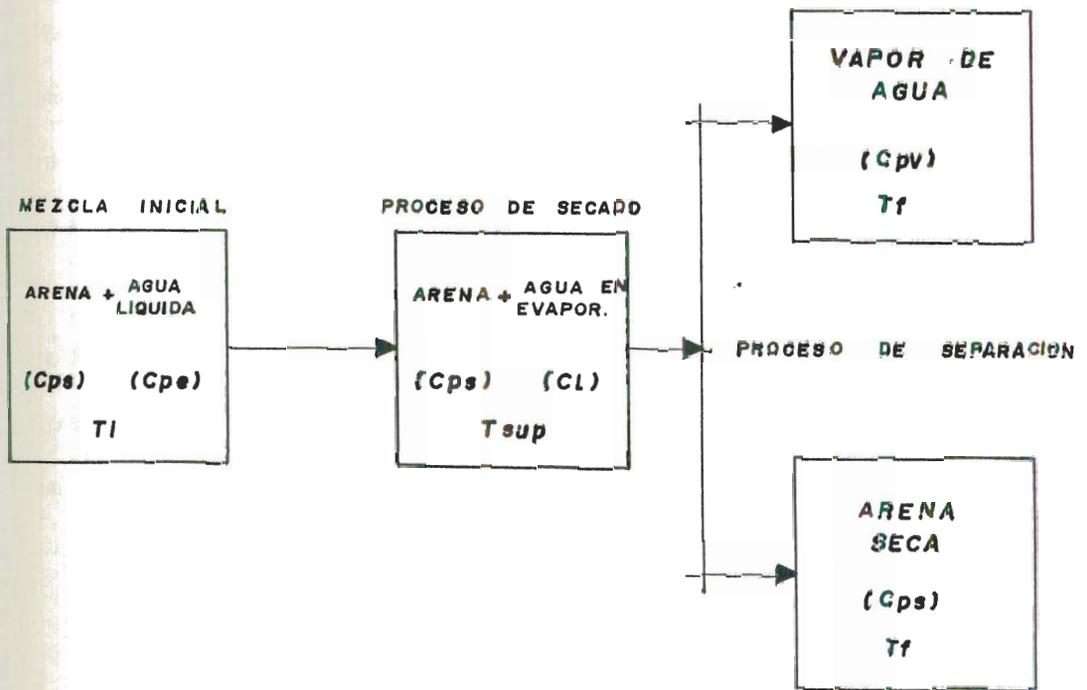


FIGURA # 6: Diagrama de bloques de temperaturas de operación del secador y variaciones del calor específico de la carga en el proceso de secado ideal.

donde

$C_p$  es el calor específico en  $Kcal/Kg^{\circ}C$ ., siendo el:  
 Calor específico de arena seca= $C_{ps}=0.195 Kcal/Kg^{\circ}C$   
 Calor específico de agua líquida= $C_{pl}=1.000 Kcal/Kg^{\circ}C$   
 Calor específico de vapor de agua= $C_{pv}=0.460 Kcal/Kg^{\circ}C$   
 $C_L = 539 Kcal/Kg$  = Calor latente de vaporización del agua a  $T_{constante}$  de  $100^{\circ}C$  y 1 atm. de presión y que es igual a la entalpía de cambio de estado del agua a vapor.

CALOR ABSORBIDO IDEALMENTE POR LA CARGA

Sabemos que si un cuerpo sufre un cambio de temperatura sin reacción química o cambio de estado, absorbe o desprende una cantidad de calor igual a su capacidad calorífica o calor específico; y por tanto, el calor que ha de impartirse a la carga es igual al producto del flujo de masa de la carga por el calor específico medio de la carga y por la elevación de temperatura, esto es:

$$q = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad \text{en Kcal/hr}$$

El calor absorbido por la arena es:

$$\dot{q}_s = \dot{m}_s \cdot C_{ps} \cdot (T_f - T_i)$$

$$\dot{m}_s = \rho_s \cdot Q$$

$$= 1600 \text{ Kg/m}^3 \times 1.6 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$= 2560 \text{ Kg/hr}$$

$$\dot{q}_s = 2560 \text{ Kg/hr} \times 0.195 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \times (110 - 20)^\circ\text{C}$$

$$\dot{q}_s = 44928.0 \text{ Kcal/hr}$$

El calor absorbido por la humedad es la sumatoria de:

- a) El calor necesario para elevar la temperatura de la humedad líquida hasta la temperatura de ebullición o  $\dot{q}_1$ .
- b) El calor para evaporar la humedad a partir de la temperatura de ebullición o  $\dot{q}_2$ .
- c) El calor para recalentar el vapor de agua a fin de evitar posibles condensaciones o  $\dot{q}_3$ .

Es decir que  $\dot{q}_h = \dot{q}_1 + \dot{q}_2 + \dot{q}_3$ , donde

$$\dot{q}_1 = \dot{m}_h \cdot C_{p1} \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_h = \dot{m}_m - \dot{m}_s$$

$$\dot{m}_m = \int_m \cdot Q$$

$$= 1800 \text{ Kg/m}^3 \times 1.6 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$= 2880 \text{ Kg/hr}$$

$$\dot{m}_h = 2880 \text{ Kg/hr} - 2560 \text{ Kg/hr}$$

$$= 320 \text{ Kg/hr}$$

$$\dot{q}_1 = 320 \text{ Kg/hr} \times 1.0 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \times (100 - 20)^\circ\text{C}$$

$$\dot{q}_1 = 25600 \text{ Kcal/hr}$$

$$\dot{q}_2 = \dot{m}_h \cdot C_l$$

$$\dot{q}_2 = 320 \text{ Kg/hr} \times 539 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\dot{q}_2 = 172480 \text{ Kcal/hr}$$

$$\dot{q}_3 = \dot{m}_h \cdot C_{pv} \cdot \Delta T$$

$$\dot{q}_3 = 320 \text{ Kg/hr} \times 0.46 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \times (110 - 100)^\circ\text{C}$$

$$\dot{q}_3 = 1472 \text{ Kcal/hr}$$

Entonces, el calor total absorbido por la humedad o calor total de vaporización es:

$$\dot{q}_h = 25600 \text{ Kcal/hr} + 172480 \text{ Kcal/hr} + 1472 \text{ Kcal/hr}$$

$$\dot{q}_h = 199552 \text{ Kcal/hr}$$

Entonces, el calor total de secado será la cantidad total de calor invertido en el secado, es decir:

$$\dot{q} = \dot{q}_s + \dot{q}_h$$

$$\dot{q} = 44928 \text{ Kcal/hr} + 199552 \text{ Kcal/hr}$$

$$\dot{q} = 244480 \text{ Kcal/hr}$$

### CALOR MEDIO ESPECIFICO COMBINADO DE LA CARGA

De la ecuación de calor  $q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$  y el calor total encontrado tendremos un valor combinado del calor específico  $C_{pc}$  dado por:

$$\begin{aligned} C_{pc} &= \frac{q}{\dot{m} \cdot \Delta T} \\ &= \frac{244480 \text{ Kcal/hr}}{2880 \text{ Kg/hr} \times (110 - 20)^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

$$C_{pc} = 0.9432 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

Si  $\Delta T$  se mantiene constante y sabiendo que  $\dot{q}$  y  $\dot{m}$  varían en forma directamente proporcional, entonces para cualquier porcentaje de humedad  $C_{pc}$  es constante.

### TRANSFERENCIA DE CALOR A LA CARGA

Ahora bien, en una clasificación teórica, el calor se transmite por conducción, radiación y convección; en la práctica de los secadores, el calor se transmite por una combinación de las tres formas. En problemas de ingeniería que involucran temperaturas que se aproximan a los del medio ambiente, la transferencia por radiación puede ser despreciada.

El análisis del flujo de calor puede simplificarse usando una conductancia térmica combinada por unidad

de superficie (h), la misma que especifica la rapidez total promedio del flujo de calor entre una superficie y un fluido por grado de temperatura de diferencia y viene dada por la ecuación:

$$h = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_t} \cdot \ln \frac{(T_e - T_i)}{(T_e - T_f)} \quad \text{en} \quad \frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Donde  $A_t$  es la superficie total disponible para el secado de la arena.

Por lo que

$$h \cdot A_t = \dot{m} \cdot C_p \cdot \ln \frac{(T_e - T_i)}{(T_e - T_f)}$$

$$= 2880 \text{ Kg/hr} \times 0.9432 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C} \quad \text{BIBLIOTECA-20} \\ (180-110)$$

$$h \cdot A_t = 2245.60 \text{ Kcal/hr}^\circ\text{C}$$

### DIMENSIONAMIENTO

Asumiendo un valor de "h" = 136 Kcal/hr.m<sup>2</sup>.°C en base a rangos conocidos y obtenidos en estudios de hornos industriales y también como promedio del rango dado en tablas para vapor sobrecalentado.

El coeficiente combinado de transferencia de calor es función de muchas variables, y, entre otras, es importante la relación R entre la superficie expuesta de la carga y la superficie interior del secador.

$$R = \frac{A_t}{S} = \frac{\text{área de la superficie de secado}}{\text{superficie interior del secador}}$$



Para nuestro caso,  $R = 1$ , por lo que:

$$At = \frac{2245.60 \text{ Kcal/hr}^\circ\text{C}}{136 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$At = 16.51 \text{ m}^2.$$

En la figura del secador original se observa que el área disponible para el secado de la arena es de  $11.30 \text{ m}^2$ . por lo que se hace necesario incrementar dicha superficie en  $5.21 \text{ m}^2$ .

#### ESPESOR DE LA CAPA DE SECADO DE LA ARENA

Este espesor se determinó experimentalmente, al vertir  $0.025 \text{ m}^3$ . de arena húmeda en la entrada del cuerpo del secador, se empleó un tiempo promedio de 8 min. en recorrer el mismo, alcanzando un espesor de capa de  $0.010 \text{ m}$ . ( $Z = 10 \text{ mm}$ ).

Por otro lado, el volumen indicado se distribuyó en la primera sección del cuerpo cilíndrico, por lo que:

$$Z_s = \frac{V}{At} = \frac{0.025 \text{ m}^3}{\pi (0.8 \text{ m})(0.9 \text{ m})} = 0.011 \text{ m}.$$

#### TEMPERATURA MEDIA DE LA SUPERFICIE DE SECADO

La temperatura media de la superficie de la carga ( $T_s$ ) se la encuentra a partir de la siguiente fórmula:

$$\Delta T_m = \frac{(T_e - T_i) - (T_e - T_f)}{\ln \frac{(T_e - T_i)}{(T_e - T_f)}}$$

$$\Delta T_m = \frac{(180 - 20) - (180 - 110)}{\ln \frac{(180 - 20)}{(180 - 110)}}$$

$$\Delta T_m = 108.85^\circ\text{C}$$

Como demostración de que la geometría y dimensiones del secador han sido bien fundamentadas, se anotan los cálculos finales correspondientes:

La transmisión del calor a la carga es proporcional al producto de diferencia de temperatura media por el coeficiente medio de transmisión del calor, o sea:

$$\dot{q} = h \cdot A_t \cdot \Delta T_m \quad \text{en Kcal/hr}$$

donde:

$$h \cdot A_t = 2245.60 \text{ Kcal/hr}^\circ\text{C}$$

entonces:

$$\dot{q} = 2245.60 \times 108.85$$

$$\dot{q} = 244433.56 \text{ Kcal/hr}$$

valor que es apenas diferente al encontrado por el método de secado ideal (244480.0 Kcal/hr), por lo que se puede asegurar la certeza del cálculo.

#### CAIDA DE TEMPERATURA DE LOS GASES DE SALIDA

Para tener una idea de la caída de temperatura en los gases de la combustión, aplicaremos la siguiente ecuación:

$$\dot{q} = h \cdot A_t \cdot \frac{(DT_i - DT_f)}{\ln(DT_i/DT_f)} \quad \text{en Kcal/hr}$$

donde:

$DT_i$  = diferencia de temperatura inicial a la entrada de los productos con la temperatura de salida de la carga.

$$DT_i = T_e - T_f = 180 - 110 = 70^\circ\text{C}$$

$DT_f$  = diferencia de temperatura final a la salida de los productos con la temperatura de entrada de la carga en contracorriente.

Para mejor comprensión de lo anotado se incluye la figura # 7.

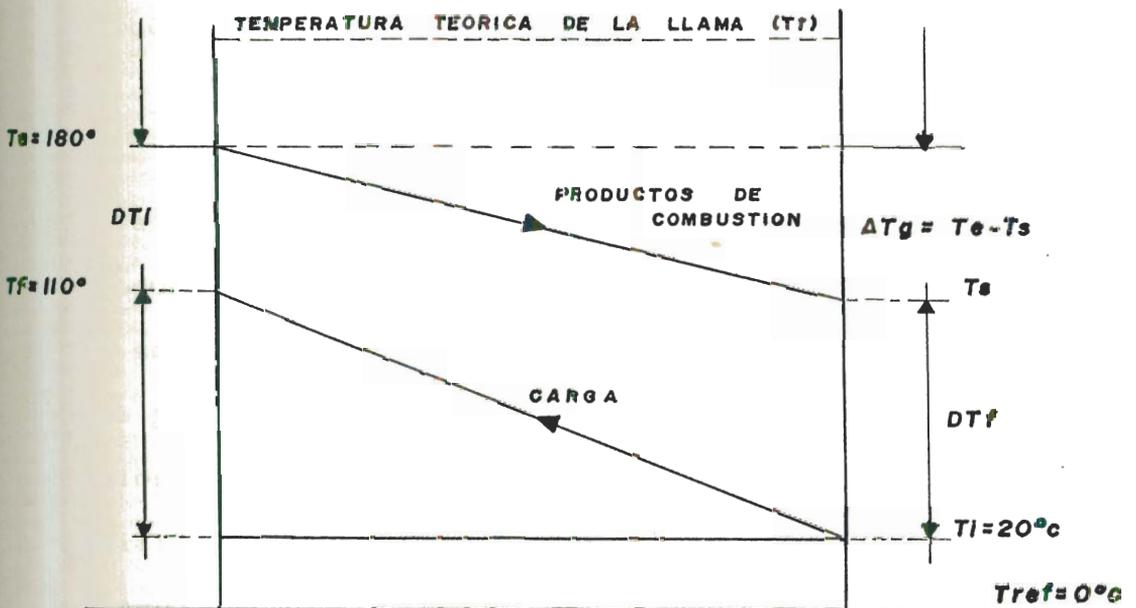


FIGURA #7 : Diagrama simplificado del intercambio térmico en un secador.

Transponiendo términos en la ecuación anterior tenemos:

$$h \cdot A_t = \dot{q} \cdot \frac{\ln(DT_i/DT_f)}{DT_i - DT_f}$$

$$2245.60 = 244480 \frac{\ln(70/DT_f)}{70 - DT_f}$$

Resolviendo esta expresión por iteraciones, se encontró que el valor de  $DT_f = 160^\circ\text{C}$ ; y, de acuerdo a la figura #7 se observa que:

$$DT_f = T_s - T_i$$

Entonces:

$$T_s = T_i + DT_f$$

$$T_s = 20 + 160 = 180^\circ\text{C}$$

Luego:

$$T_g = T_e - T_s = 180 - 180 = 0^\circ\text{C}$$

Este resultado indica que la temperatura de los productos ha permanecido constante durante el proceso de secado, lo que en la práctica no se da por cuanto los productos disminuyen su temperatura al entregar calor. Este error analítico es atribuible a la utilización de la ecuación de intercambiadores de calor aplicada a hornos y secadores.

ANÁLISIS DEL COMBUSTIBLE



El diesel sigue siendo el combustible por excelencia en toda clase de hornos por sus características, poder calorífico, precio, facilidades de obtención y almacenamiento.

En general están constituidos por un 85 - 90% de carbono, 5 - 10% de oxígeno, azufre y nitrógeno.

Para ratificar la elección del diesel como tipo de combustible ideal para este caso, se anota que los equipos de combustión disponibles en el mercado nacional en su totalidad funcionan con este hidrocarburo, por su bajo índice de peligrosidad y características favorables.

Las siguientes son las características generales del diesel:

Densidad a 20°C =  $\rho_c$  = 865.4 Kg/m<sup>3</sup>.

Densidad API = 32

Composición química en peso:

<u>Elemento</u>	<u>Porcentaje</u>	<u>Peso</u>
C	86.4	0.864 Kg
H	12.7	0.127
S	0.7	0.007
N+O+residuos	<u>0.2</u>	<u>0.002</u>
	100 %	1.000 Kg

Aire necesario para la combustión perfecta = 14.43 Kg/Kgcomb.

Productos de la combustión perfecta:

<u>Producto</u>	<u>Kg/Kg comb. líquido</u>
CO <sub>2</sub> + SO <sub>2</sub>	3.170
H <sub>2</sub> O	1.134
N <sub>2</sub>	<u>11.103</u>
Total	15.407

### PODER CALORIFICO

Conocemos los poderes caloríficos superior (-ho) e inferior (-hu).

(-ho) = transmisión de calor con agua líquida en los productos.

(-hu) = transmisión de calor con vapor de agua en los productos.

El poder calorífico superior viene dado en función de galón, así (-ho) = 141000 BTU/galón, entonces:

$$(-ho) = 141000 \frac{\text{BTU}}{\text{galón}} \times \frac{1 \text{ galón}}{3.785 \times 10^{-3}} \times \frac{0.252 \text{ Kcal}}{1 \text{ BTU}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{865.4 \text{ Kg}}$$

$$(-ho) = 10847.68 \text{ Kcal/Kg.}$$

El poder calorífico inferior se lo obtiene restando

del poder calorífico superior el valor del calor latente perdido por la condensación y enfriamiento de la cantidad de agua presente en los productos de la combustión. Para este propósito, el calor latente de condensación del vapor a 20°C es 1055 BTU/lb o sea:

$$1055 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \times \frac{1.055 \text{ KJ}}{1 \text{ BTU}} \times \frac{2.205 \text{ lb}}{1 \text{ Kg}} \times \frac{1 \text{ Kcal}}{4.1868 \text{ KJ}} = 586.18 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

Entonces:

$$(-h_u) = (-h_o) - 586.18 M$$

donde:

M = peso de la humedad en Kg en los productos de la combustión por Kg. de combustible líquido.

$$M = 1.134$$

Luego:

$$(-h_u) = 10847.68 - 586.18 (1.134)$$

$$(-h_u) = 10182.95 \text{ Kcal/Kg}$$

#### MASA DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTION

La cantidad estequiométrica de aire requerida para la combustión perfecta es 14.43 Kg/Kg combustible; de aquí, para 400% de exceso de aire se tiene:

$$M_a = 4 \times 14.43 = 57.72 \text{ Kg/Kg combustible}$$

Según la relación en peso del aire esta cantidad se descompone en N<sub>2</sub> y O<sub>2</sub>, así:

77 masas N<sub>2</sub> + 23 masas O<sub>2</sub> = 100 masas aire

Luego:

$$M_{N_2} = 0.77 \times 57.72 = 44.4444 \text{ Kg } N_2.$$

$$M_{O_2} = 0.23 \times 57.72 = 13.2756 \text{ Kg } O_2.$$



Los productos de la combustión serán los del aire estequiométrico más el exceso de aire como sigue:

<u>Productos</u>	<u>Masa</u>	<u>Porcentaje</u>
M CO <sub>2</sub>	3.17 Kgp/Kgc	4.335
M H <sub>2</sub> O	1.134	1.551
M O <sub>2</sub>	13.2756	18.154
M N <sub>2</sub>	55.5474	75.96

$$M_{\text{productos}} = M_p = 73.127 \text{ Kgp/Kgc} = 100 \%$$

#### VOLUMEN DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTION

Partiendo del siguiente principio químico: en condiciones normales (0 °C, 760 mm Hg), el peso molecular en Kg de un gas ideal ocupa 22.414 m<sup>3</sup>. de espacio; para 400% de exceso de aire se tiene:

$$Mol \text{ } N_2 = 44.4444 \text{ Kg } N_2 \times \frac{1 \text{ Mol } N_2}{(14)_2 \text{ Kg } N_2} = 1.5873$$

$$Mol \text{ } O_2 = 13.2756 \text{ Kg } O_2 \times \frac{1 \text{ Mol } O_2}{(16)_2 \text{ Kg } O_2} = 0.4149$$

$$\text{TOTAL} \dots\dots 2.0022 \text{ Mol aire}$$

Según la relación en volumen de aire:

79 volúmenes  $N_2$  + 21 volúmenes  $O_2$  = 100 volúmenes  
aire.

Por lo que:

$$\psi \text{ aire} = 2.0022 \text{ Mol aire} \times \frac{22.414 \text{ m}^3 \text{ aire}}{1 \text{ Mol aire}} = 44.877$$

$$\psi a = 44.877 \text{ m}^3 \text{ aire}$$

Entonces, según la relación volumétrica tenemos:

$$\psi N_2 = 0.79 \times 44.877 = 35.453 \text{ m}^3 N_2$$

$$\psi O_2 = 0.21 \times 44.877 = 9.424 \text{ m}^3 O_2$$

$$\psi CO_2 = 3.17 \text{ Kg } CO_2 \times \frac{1 \text{ Mol } CO_2}{(12+16_2) \text{ Kg } CO_2} \times \frac{22.414 \text{ m}^3 CO_2}{1 \text{ Mol } CO_2}$$

$$\psi CO_2 = 1.615 \text{ m}^3 CO_2$$

$$\psi H_2O = 1.134 \text{ Kg } H_2O \times \frac{1 \text{ Mol } H_2O}{(1_2+16) \text{ Kg } H_2O} \times \frac{22.414 \text{ m}^3 H_2O}{1 \text{ Mol } H_2O}$$

$$\psi H_2O = 1.412 \text{ m}^3 H_2O$$

$$\psi N_2 = 11.103 \text{ Kg } N_2 \times \frac{1 \text{ Mol } N_2}{(14)_2 \text{ Kg } N_2} \times \frac{22.414 \text{ m}^3 N_2}{1 \text{ Mol } N_2}$$

$$\psi N_2 = 8.888 \text{ m}^3 N_2$$

Estos valores en porcentajes serán:

<u>Productos</u>	<u>Volumen</u>	<u>Porcentaje</u>
$\psi CO_2$	1.615 m <sup>3</sup> CO <sub>2</sub>	2.844
$\psi H_2O$	1.412 m <sup>3</sup> H <sub>2</sub> O	2.486
$\psi O_2$	9.424 m <sup>3</sup> O <sub>2</sub>	16.594
$\psi N_2$	44.341 m <sup>3</sup> N <sub>2</sub>	78.076
$\psi \text{ productos} = \psi p =$	56.792 m <sup>3</sup> /Kg °C	100 %

## DENSIDAD DE LOS PRODUCTOS DE LA COMBUSTION

Una vez obtenido los valores de  $M_p$  y  $V_p$ , calculamos la densidad así:

$$\rho_p = \frac{M_p}{V_p} = \frac{73.127}{56.792}$$

$$\rho_p = 1.288 \text{ Kg/m}^3$$



## TEMPERATURA TEORICA DE LA LLAMA

La temperatura adiabática de la llama se define como la temperatura que se alcanza quemando el combustible a presión constante, temperatura ambiental y en un recipiente aislado térmicamente.

La temperatura teórica de la llama en la combustión, se calcula con la siguiente fórmula:

$$T_t - T_o = \frac{(-\Delta h_u)}{V_p \cdot C_{pu}} = \frac{(-\Delta h_u)}{M_p \cdot C_{pm}} \quad \text{en } ^\circ\text{C}$$

donde:

$T_o$  = temperatura de referencia variable

$C_{pu}$  = calor específico del volumen de los productos

$C_{pm}$  = calor específico de la masa de los productos

El calor específico medio varía con la temperatura, por lo que es necesario asumir una temperatura y utilizar los valores de  $C_{pu}$  y/o  $C_{pm}$  a esa temperatura. Con este método se obtuvieron los

siguientes resultados:

$$T_t = 538^\circ\text{C}$$

$$C_{pu} = 0.1174 \text{ Kcal/m}^3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_{pm} = 0.2702 \text{ Kcal/Kg }^\circ\text{C}$$

Asumiendo un comportamiento de gases ideal, corregimos el valor de  $V_p$  a  $538^\circ\text{C}$ , así, a la presión atmosférica:

$$\frac{V_0 \cdot P_0}{T_0} = \frac{V_1 \cdot P_1}{T_1}$$

Para nuestro caso,  $P_0 = P_1$ ,

$$V_0 = V_p = 56.792 \text{ m}^3$$

$$T_0 = 273^\circ\text{K}$$

$$T_1 = (538+273)^\circ\text{K} = 811^\circ\text{K}$$

Por lo tanto:

$$V_1 = \frac{V_0 \cdot T_1}{T_0} = \frac{56.792 \times 811}{273}$$

$$V_1 = 168.71 \text{ m}^3$$

Entonces:

$$t - T_0 = \frac{10182.95}{168.71 \times 0.1174} = 514.12^\circ\text{C}$$

o también:

$$t - T_0 = \frac{10182.95}{73.127 \times 0.2702} = 515.36^\circ\text{C}$$

El resultado obtenido es similar, por lo que si  $T_0 = 20^\circ\text{C} = T_1$ ,  $T_t = 535^\circ\text{C}$  que es un valor por demás cercano

al asumido para encontrar los valores de los calores específicos en tablas según el postulado de la página anterior.

### DIMENSIONES DE LA CAMARA DE COMBUSTION

Las dimensiones y proporciones del hogar deben ser los más adecuados para que la combustión sea completa y para que el calor de combustión se distribuya regularmente.

La razón de la temperatura real a la ideal durante la combustión es alrededor del 75%, luego:

$$\frac{T_{real}}{T_{ideal}} = \frac{T_e}{T_t} = 0.75$$

$$T_{real} = 0.75 T_t = 0.75 \times 515$$

$$T_e = 386.25^\circ\text{C}$$



Podemos establecer que la temperatura de los productos en la salida de la cámara de combustión será:

$$T_{p2} = \frac{T_t + T_e}{2} = \frac{515 + 386.25}{2}$$

$$T_{p2} = 450^\circ\text{C}$$

Tomando como temperatura inicial, la ambiental ( $T_i = 20^\circ\text{C}$ ), los productos de la combustión a  $535^\circ\text{C}$ , el contenido del vapor de agua de éstos 1.551% (en

peso), las dimensiones de la cámara de combustión 1000 x 900 x 750 mm, la conductancia de convección natural por unidad de superficie es  $h_c = 10$  Kcal/m<sup>2</sup>.hr.°C, la rapidez de flujo de calor de gas a la pared será:

$$\dot{q}_{cc} = \dot{q}_c + \dot{q}_r$$

$$\dot{q}_c = h_c \cdot A_i (T_t - T_p) \quad \text{en Kcal/hr}$$

donde:

$A_i$  = área interior de la cámara = 4.65 m<sup>2</sup>.

$T_p$  = temperatura de los productos de la pared interior de la cámara de combustión.

$$T_p = T_{p2} + T_o = 450 + 20$$

$$T_p = 470^\circ\text{C}$$

$$\dot{q}_c = 10 \times 4.65 (535 - 470)$$

$$\dot{q}_c = 3022.5 \text{ Kcal/hr}$$

Ahora:

$$\dot{q}_r = \sigma \cdot A_i (\epsilon_g \cdot T_t^4 - \alpha_g \cdot T_p) \quad \text{en Kcal/hr}$$

donde:

$\sigma$  = constante de Stefan Boltzman

$$= 4.876 \times 10^{-8} \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{K}^4$$

$\epsilon_g$  = emisividad de los productos en la cámara de combustión

$\alpha_g$  = absorbencia de los productos de combustión

$T_t$  y  $T_p$  en °K

Para el cálculo de la  $\epsilon_g$ , en el gráfico de emisividad del vapor de agua a 1 atm. de presión o presión parcial, ésta la obtenemos a partir del producto  $pL$  (presión x longitud efectiva) y la temperatura  $T_t$ , encontrando que  $\epsilon_g = 0.03$ . En forma similar se determina  $\alpha_g = 0.035$  a  $T_p$ .

Entonces:

$$\dot{q}_r = 4.876 \times 10^{-8} \times 4.65 [0.03(808)^4 - 0.035(743)^4]$$

$$\dot{q}_r = 480.77 \text{ Kcal/hr}$$

y el flujo total del calor del gas es por lo tanto:

$$\dot{q}_{cc} = 480.77 + 3022.5$$

$$\dot{q}_{cc} = 3503.27 \text{ Kcal/hr}$$

#### ESPESOR Y CALIDAD DE REFRACTARIOS

Analizando por medio de la transferencia de calor por las paredes y por convección al medio ambiente, se tiene que la conductividad térmica  $K$  es igual a:

$$K = \frac{L}{A_m \left[ \frac{(T_p - T_o)}{\dot{q}_{cc}} - \frac{1}{A_o h_o} \right]} \quad \text{en Kcal/hr.m.}^\circ\text{C}$$

donde:  $L$  = espesor de pared del refractario.

$A_o$  = área exterior de la cámara de combustión.

$h_o$  = coeficiente de transferencia de calor por convección libre.

$A_m$  = superficie media.

El espesor de pared del ladrillo refractorio es 0.1 m, lo que hace que  $A_o = 7.01 \text{ m}^2$ .

El área media =  $A_m = 0.725 \sqrt{A_o \cdot A_i}$

$$A_m = 4.13 \text{ m}^2$$

Entonces:

$$K = \frac{0.10}{4.13 \left[ \frac{(470-20)}{3503.27} + \frac{1}{7.01 \times 10} \right]}$$

$$K = 0.212 \text{ Kcal/m.hr.}^\circ\text{C}$$

Según tablas de materiales aislantes, corresponde a un refractorio tabique aislante de arcilla blanca.

El calor por conducción a través de la paredes viene dado por:

$$\dot{q} = \frac{K \cdot A_m}{L} (T_p - T_s) = \dot{q}_{cc}$$

de donde:

$$T_s = T_p - \frac{\dot{q}_{cc} \cdot L}{K \cdot A_m}$$

$$T_s = 470 - \frac{3503.27 \times 0.1}{0.212 \times 4.13}$$

$$T_s = 70^\circ\text{C}$$

Siendo esta temperatura peligrosa para el contacto humano por lo que se utilizarán refractarios de mayor espesor.

Un análisis detenido de esto conlleva a que utilizando refractarios con espesor de pared de 0.15 m se alcanza una temperatura de 52 °C que no es peligrosa para el ser humano; y además se encuentra en el rango permisible para hornos.

Por lo tanto se hace necesario cambiar el material refractario de la cámara de combustión por uno 0.15 m de espesor de pared, con coeficiente K de 0.20 Kcal/m.hr. °C.

#### CONTENIDO DE HUMEDAD DE LA ARENA

El contenido de humedad de un sólido (en nuestro caso la arena) usualmente se describe en función del porcentaje en peso de la humedad en base seca, así:

$$H_s = \frac{\text{Peso de la humedad}}{\text{Peso del sólido seco}}$$

En el capítulo II se indicó que el máximo contenido de humedad con que ingresa la arena al secador es el 10% en base húmeda, lo que corresponde en base seca:

$$X_i = \frac{1 \text{ Kg de humedad}}{9 \text{ Kg de sólido seco}} = 0.1111$$

Al tratar de secar la arena hasta 0% de humedad se consumirán innecesariamente mayor tiempo y energía, sin que ello sea indispensable. Experimentalmente se



comprobó que la arena con un contenido de humedad entre 0.5 y 1% en base húmeda es apta para ser utilizada en el arenado seco. Considerando el valor de 1% que en base seca es:

$$X_f = \frac{1 \text{ Kg humedad}}{99 \text{ Kg de sólido seco}} = 0.0101$$

Según tablas de contenidos aproximados de humedad crítica obtenidos en la desecación de varios materiales, expresados en porcentajes de agua sobre la base de aquellos secos, se tiene que para la arena de nuestro estudio con espesor  $Z_s = 0.010 \text{ m}$

$$X_c = 0.02$$

Finalmente, por definición  $X_e = 0$

### TIEMPO DE SECADO

El tiempo total de secado es igual a la sumatoria de los tiempos de secado a intensidad constante e intensidad decreciente.

Para intensidad constante:

$$t_c = \frac{(X_i - X_c) \cdot C_l \cdot \rho_s \cdot Z_s}{h_t (T_e - T_{sup})_m} \text{ en horas}$$

donde:

$$(T_e - T_{sup})_m = \Delta T_m = \frac{(T_e - T_{sup}) - (T_s - T_{sup})}{\ln \frac{(T_e - T_{sup})}{(T_s - T_{sup})}} = \frac{T_e - T_s}{\ln \frac{(T_e - T_{sup})}{(T_s - T_{sup})}}$$

= diferencia media logarítmica de temperaturas entre el gas y el sólido en todo el secador.

$X_i$  = contenido de humedad inicial de la arena

$X_c$  = contenido crítico de humedad de la arena

$h_t$  = coeficiente total de transferencia de calor en el interior del secador.

Para el período de intensidad decreciente:

$$t_f = \frac{(X_c - X_e) \cdot Cl \cdot \rho_s \cdot Z_s}{h_t (T_e - T_{sup})_m} \ln \frac{(X_c - X_e)}{(X_f - X_e)} \quad \text{en horas}$$

donde:  $X_e$  = contenido de humedad de equilibrio en el sólido.

$X_f$  = contenido final de humedad de la arena.

Entonces el tiempo total de secado sera:

$$T_T = t_c + t_f$$

O sea:

$$T_T = \frac{(X_c - X_e) \cdot Cl \cdot \rho_s \cdot Z_s}{h_t (T_e - T_{sup})_m} \left[ \frac{X_i - X_c}{X_c - X_e} + \ln \frac{(X_c - X_e)}{(X_f - X_e)} \right]$$

Siendo:

$h_t$  = coeficiente total de transferencia de calor en el interior del secador.

Es decir que  $h_t$  es igual a la sumatoria de los coeficientes de transferencia por conducción, convección y radiación, esto es:



BIBLIOTECA

$$h_t = h_c + h_r + U_k$$

Sabiendo que:

$h_c$  = función de la velocidad de masa para corriente paralela a la superficie.

$h_r$  = función de las temperaturas absolutas de las superficies radiantes y de secado.

$U_k$  = función de las conductividades térmicas del material de superficie y del sólido a secar.

Calculando estos coeficientes, se encontró finalmente que:

$$h_t = 52.273 \text{ Kcal/m}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C}$$

Por otro lado, la temperatura media de la carga en el proceso de secado viene dado por:

$$T_{mc} = \frac{2}{3} (T_f - T_i) + T_i = \frac{2T_f + T_i}{3}$$

Para conseguir la evaporación de la humedad se hace necesario que:

$$T_{mc} = T_{sup} = 100^\circ\text{C}$$

Entonces:

$$T_{sup} = \frac{2T_f + T_i}{3}$$

de donde:

$$T_f = \frac{3 T_{sup} - T_i}{2}$$

$$T_f = \frac{3(100) - 20}{2}$$

$$T_f = 140^\circ\text{C}$$

Se vió que la temperatura de los productos de la combustión es 5% mas elevada que la temperatura final de la carga, asumiendo entonces  $T_s = 150^\circ\text{C}$ .

Luego:

$$\Delta T_m = \frac{T_e - T_s}{\ln \frac{(T_e - T_{\text{sup}})}{(T_s - T_{\text{sup}})}} = \frac{400 - 150}{\ln \frac{(400 - 100)}{(150 - 100)}}$$

$$\Delta T_m = 140^\circ\text{C}$$

Este resultado indica que  $T_s$  está correctamente elegido ya que se conseguirá mantener el calor interior del secador por encima del punto de ebullición del agua, facilitando el mecanismo de la transferencia de calor. Se puede anotar además, que la temperatura final de la arena efectivamente será  $T_f = 140^\circ\text{C} = \Delta T_m$ .

El valor de  $T_r$  será:

$$T_r = \frac{(0.02-0) \times 539 \times 1620 \times 0.010}{52.273 \times 140} \left[ \frac{0.1111-0.02}{0.02-0} + \frac{\ln(0.02-0)}{(0.0101-0)} \right]$$

$$T_r = 0.125 \text{ hr}$$

$$T_r = 7.5 \text{ min.}$$

PRODUCCION REAL DEL SECADOR

Con los datos encontrados en la sección anterior, se observó que como efectivamente se secan 0.025 m<sup>3</sup>. de arena en 0.125 hr, es decir en el tiempo de permanencia en el cuerpo del secador, se tiene que si se alimenta al secador de 0.025 m<sup>3</sup>. en cada minuto se tendrá una producción de:

$$0.025 \text{ m}^3 \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hr}} = 1.5 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Entonces, el flujo de masa de arena a la entrada será:

$$\dot{m}_m = \rho_m \cdot Q$$

$$\dot{m}_m = 1800 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 1.5 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

$$\dot{m}_m = 2700 \text{ Kg/hr}$$

Y la producción de arena seca a partir del 10% de humedad será:

$$\dot{m}_s = 2700 - 270$$

$$\dot{m}_s = 2430 \text{ Kg/hr}$$

## ANALISIS Y RESTRICCIONES ESTRUCTURALES

A fin de determinar las condiciones óptimas de trabajo de las estructuras fijas y rodantes del secador tamizador existente, analizaré en detalle sus componentes.



BIBLIOTECA

## PESO DE LA ESTRUCTURA RODANTE

Actualmente la estructura metálica cilíndrica rodante está formada por: el cuerpo, las guías, los refuerzos en los extremos y la rueda dentada, por lo que el peso de la estructura será:

$$W_{\text{estructura}} = W_{\text{cuerpo}} + W_{\text{guías}} + W_{\text{refuerzos}} + W_{\text{rueda}}$$

El cuerpo es de plancha de acero naval de 4.75 mm. cuyo diámetro es de 0.8 m. y longitud de 5.72 m.

$$\begin{aligned} A_{\text{cuerpo}} &= 2\pi rL \\ &= 2\pi(0.4 \text{ m})(5.72 \text{ m}) \\ &= 14.375 \text{ m}^2. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{cuerpo}} &= 14.375 \text{ m}^2 \times 7.65 \text{ lb/pie}^2 \times \\ & \quad 1 \text{ Kg}/2.205 \text{ lb} \times 1 \text{ pie}^2/(0.3048 \text{ m}) . \end{aligned}$$

$$W_{\text{cuerpo}} = 536.82 \text{ Kg}.$$

Las guías existentes son seis (06) y están formadas de perfil de acero "C" de 50 x 50 x 100 x 4.75 mm.

$$\begin{aligned} W_{\text{guías}} &= 6(2r)m. \times 7.25 \text{ Kg/m} \\ &= 12(0.4 \text{ m.}) \times 7.25 \text{ Kg/m.} \end{aligned}$$

$$W_{\text{guías}} = 109.33 \text{ Kg}.$$

Los refuerzos de los extremos son dos (02) y están formados de perfil de acero "L" de 50 x 50 x 4.75 mm.

$$\begin{aligned} W_{\text{refuerzos}} &= 2(2\pi r)m \times 3.65 \text{ Kg/m} \\ &= 4\pi(0.4 \text{ m.}) \times 3.65 \text{ Kg/m.} \end{aligned}$$

$$W_{\text{refuerzos}} = 18.35 \text{ Kg}.$$

La rueda dentada es de acero de 8 mm. de espesor y de 50 mm. de altura, considerándola como un anillo, para efectos de cálculos tenemos:

$$\begin{aligned} W_{\text{rueda}} &= (2\pi r)m. \times \text{altura m.} \times 62.20 \text{ Kg/m}^2. \\ &= 2\pi(0.4 \text{ m.}) \times 0.050 \text{ m.} \times 62.20 \text{ Kg/m}^2. \\ W_{\text{rueda}} &= 7.82 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

Luego el peso de la estructura es:

$$\begin{aligned} W_{\text{estructura}} &= 536.82 \text{ Kg} + 109.33 \text{ Kg} + 18.35 \text{ Kg} + \\ &7.82 \text{ Kg} \\ W_{\text{estructura}} &= 672.32 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Como se vió en el apartado 3.2.1, se hace necesario aumentar el área de transferencia de calor de la estructura rodante, por lo que incrementaremos ésta en una longitud de 1.80 m. con sus respectivas guías para apoyo y giro (2u.), además de un revestimiento en plancha de acero de 3 mm., en una longitud de 4.50 m., el mismo que se colocará sobre el material aislante. Para estos efectos despreciaremos el peso del material aislante. Por lo anotado, el peso incrementado será:

$$W_{\text{incrementado}} = W_{\text{cuerpo1}} + W_{\text{guías1}} + W_{\text{revestimiento}}$$

El cuerpo1 es de plancha de acero naval de 4.75 mm.

$$W_{\text{cuerpo1}} = 2\pi rL \text{ m}^2. \times 37.34 \text{ Kg/m}^2.$$

$$= 2\pi(0.4 \text{ m}) (1.80 \text{ m.}) \times 37.34 \text{ Kg/m}^2.$$

$$W_{\text{cuerpo}} = 168.92 \text{ Kg.}$$

Las guías son dos (02) y están formadas de perfil de acero "[ de 50 x 50 x 100 x 4.75 mm.

$$W_{\text{guías}} = 2\pi(2 \text{ r}) \text{ m.} \times 7.25 \text{ Kg/m.}$$

$$= 4\pi(0.4 \text{ m.}) \times 7.25 \text{ Kg/m.}$$

$$W_{\text{guías}} = 36.44 \text{ Kg.}$$

El revestimiento será de plancha de acero de 3 mm.

$$W_{\text{revestimiento}} = 2\pi r L \text{ m}^2. \times 24.90 \text{ Kg/m}^2$$

$$= 2\pi(0.4 \text{ m.}) (4.5 \text{ m.}) \times 24.90 \text{ Kg/m}^2.$$

$$W_{\text{revestimiento}} = 281.61 \text{ Kg.}$$

Luego, el peso de la estructura incrementada es:

$$W_{\text{incrementado}} = 168.92 \text{ Kg.} + 36.44 \text{ Kg.} + 281.61 \text{ Kg.}$$

$$W_{\text{incrementado}} = 486.97 \text{ Kg.}$$

El peso total de la estructura será la suma de los pesos de la estructura, el de la incrementada más el peso de la arena a secar dentro de la estructura metálica cilíndrica, es decir:

$$W_{\text{total}} = W_{\text{estructura}} + W_{\text{incrementado}} + W_{\text{arena}}$$

Como vimos en el apartado 3.1.2.2, la máxima densidad de la arena húmeda es 1800 Kg/m<sup>3</sup>., entonces:

$$W_{\text{arena}} = 1800 \text{ Kg/m}^3. \times 0.5 \text{ m}^3. \times 2 \text{ (factor de$$



seguridad)

Warena = 1800 Kg.

Entonces, el peso total de la estructura metálica cilíndrica rodante será:

$$W_{total} = 672.32 \text{ Kg} + 486.97 \text{ Kg.} + 1800 \text{ Kg.}$$

$$W_{total} = 2959.29 \text{ Kg.}$$

REACCIONES EN LOS SOPORTES RODANTES Y EN LAS COLUMNAS DE SUSTENTACION

Primero se analizarán las reacciones en los soportes rodantes (rodillos) en la estructura mejorada.

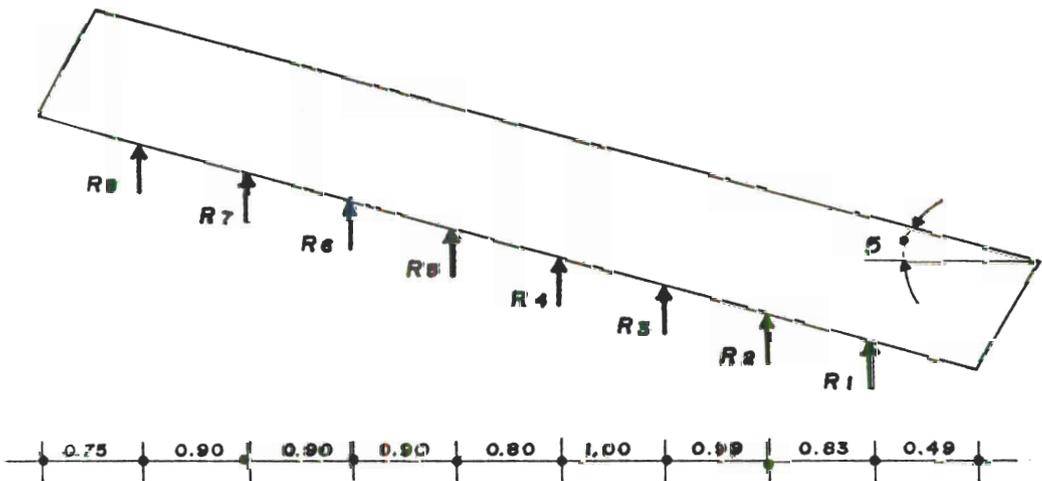


FIGURA # 8: Reacciones en los soportes rodantes

A continuación, se analizará como un solo cuerpo la estructura, así:

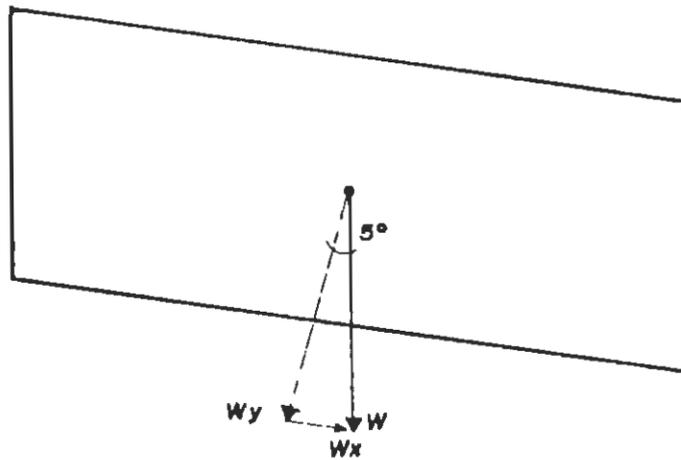


FIGURA II 9: Diagrama de Cuerpo libre.

Descomponiendo el peso en los planos tanto vertical como horizontal, tenemos:

$$W_v = W \cos \theta$$

$$= 2959.29 \cos 5^\circ$$

$$W_v = 2948.03 \text{ Kg}$$

$$W_h = W \sin \theta$$

$$= 2959.29 \sin 5^\circ$$

$$W_h = 257.92 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$0 = R1 + R2 + R3 + R4 + R5 + R6 + R7 + R8 + R9 + R10 + R11 + R12 + R13 + R14 + R15 + R16$$

$$\text{Como } R1 = R2 = \dots = R16$$

$$0 = 16 R1$$

$$R1 = \frac{W_v}{16}$$

$$R1 = \frac{2948.03 \text{ Kg}}{16}$$

$$R1 = 184.25 \text{ Kg.}$$

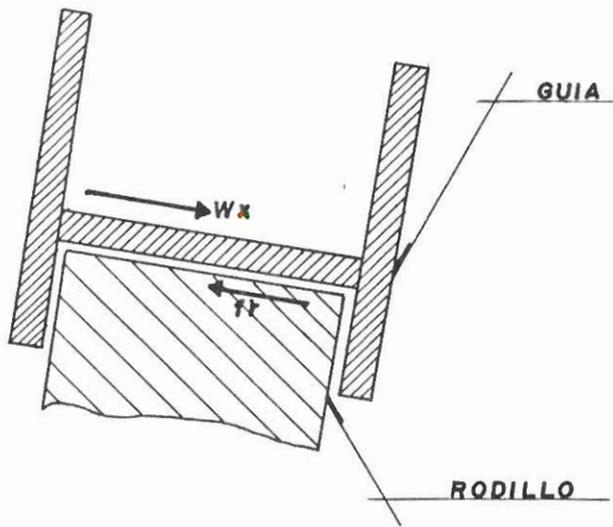


FIGURA # 10: Reacciones en la guía y rodillo.

$$\Sigma F_x = 0$$

$$W_x - f_r = 0$$

Caso los rodillos son iguales:

$$W_x - 16 f_{r1} = 0$$

$$f_{r1} = \frac{W_x}{16} = \frac{257.92 \text{ Kg}}{16}$$

$$f_{r1} = 16.12 \text{ Kg.}$$

Del corte A - A' de la figura #4, se observa que la reacción en el plano vertical R1 será la misma para la columna.

Para consideraciones de cálculos, se ha tomado la columna de mayor esbeltez, por ser ésta la más crítica, entonces:

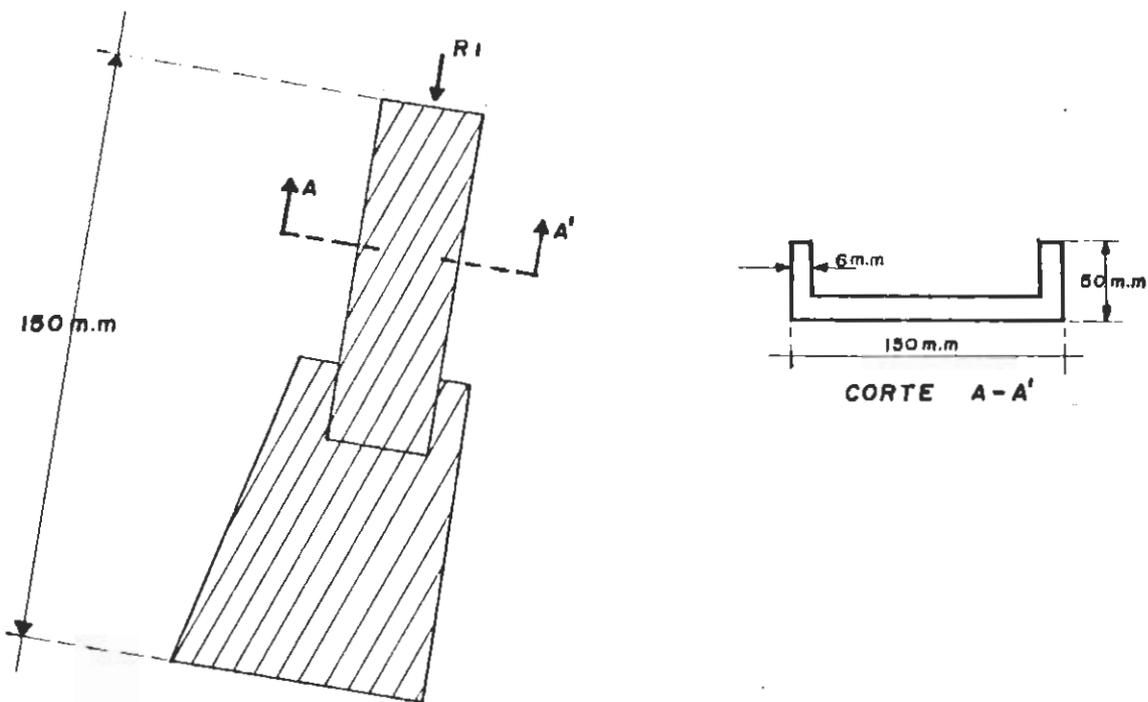


FIGURA #11: Columna de sustentación.

Para un análisis preliminar del dimensionamiento de las columnas, entonces, se calculará el momento de inercia del área transversal:

$$I = \frac{F \cdot L_0^2 \cdot n_c}{\pi^2 \cdot E}$$

donde F = carga efectiva

$L_0 = 2l$ ; l = longitud de la columna

$n_c$  = factor de seguridad (4 - 6)

E = Modulo de elasticidad

Entonces:

$$I = \frac{(184.25 \text{ Kg} \times (2 \times 150 \text{ cm})^2 \times 6}{\pi^2 \times 2.1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$I = 4.80 \text{ cm}^4.$$

Por otro lado, para el perfil de acero (columna) empleado, de 50 x 50 x 150 x 6 mm., de acuerdo a las tablas de propiedades para diseño de canales de acero, el momento de inercia  $I$  es de 29.1 cm<sup>4</sup>, lo que nos da una idea clara del sobre dimensionamiento de las columnas de sustentación.

El dimensionamiento para las columnas adicionales, que servirán de apoyo del segmento de la estructura esférica cilíndrica a aumentar, se hará de acuerdo al siguiente procedimiento:

Relación de esbeltez  $\lambda$

$$\lambda = \frac{l_0}{r}$$

$$\lambda = 2(150 \text{ cm}) \sqrt{\frac{15.42 \text{ cm}^2}{29.10 \text{ cm}^4}}$$

$$\lambda = 218.33$$

Del valor encontrado, se observa que la columna se encuentra en el rango de las "esbeltas" ( $\lambda \geq 100$ ), por lo que el esfuerzo permisible por pandeo  $\sigma_p$ , es:

$$\sigma_p = \frac{\pi^2 EI}{l_0^2 A}$$

$$= \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2 \times 29.1 \text{ cm}^4}{(2 \times 150 \text{ cm.})^2 \times 15.42 \text{ cm}^2.}$$

$$\sigma_p = 434.59 \text{ Kg/cm}^2.$$

Sabemos que si  $\sigma_p \geq F_n/A$ , la columna existente soportará la carga efectiva, veamos:

$$F_n/A = 184.25 \text{ Kg.} \times 6/15.42 \text{ cm}^2. = 71.69 \text{ Kg/cm}^2.$$

Como  $\sigma_p \geq F_n/A$ , entonces la columna soportará la carga de 184.25 Kg.

Por otro lado, de acuerdo a las propiedades mecánicas de los metales, el esfuerzo de compresión ( $\sigma_c$ ) del acero dulce, considerando el tipo de carga a soportar (alternante), está en el rango de 45 - 70 N/mm<sup>2</sup>., o sea: 459.18 - 714.28 Kg/cm<sup>2</sup>., que comparado con el valor obtenido (434.59 Kg/cm<sup>2</sup>.) deducimos que el material de la columna es el apropiado para el caso analizado.

A fin de mejorar las columnas de sustentación, y habiendo ratificado que las existentes estaban sobredimensionadas, se cambiará el espesor de las nuevas, por uno menor.

Originalmente teníamos un perfil "I" de 150 x 50 x 50 x 6 mm., en base a cálculos, se llegó a determinar que el más conveniente es uno de 150 x 50 x 50 x 3mm.

#### DIMENSIONAMIENTO DE LOS SOPORTES RODANTES

Los soportes rodantes están conformados por tres elementos a saber: el rodillo, el pin y el rodamiento.

En la figura siguiente se encuentra dicho conjunto.

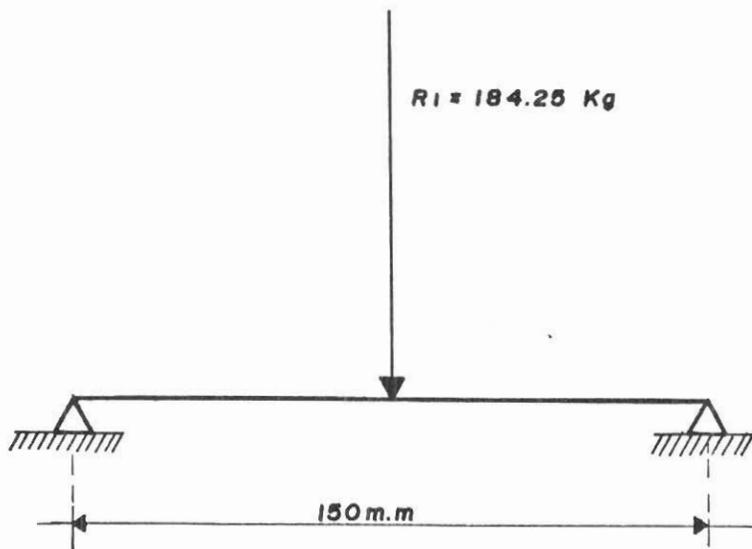


FIGURA # 12: Conjunto del soporte rodante.

Analizemos uno a uno estos elementos:

#### EL PIN

El pin es de acero inoxidable de 20 mm. de diámetro, apoyado en dos soportes rígidos separados una distancia de 150 mm., lo cual se grafica en la figura # 13.

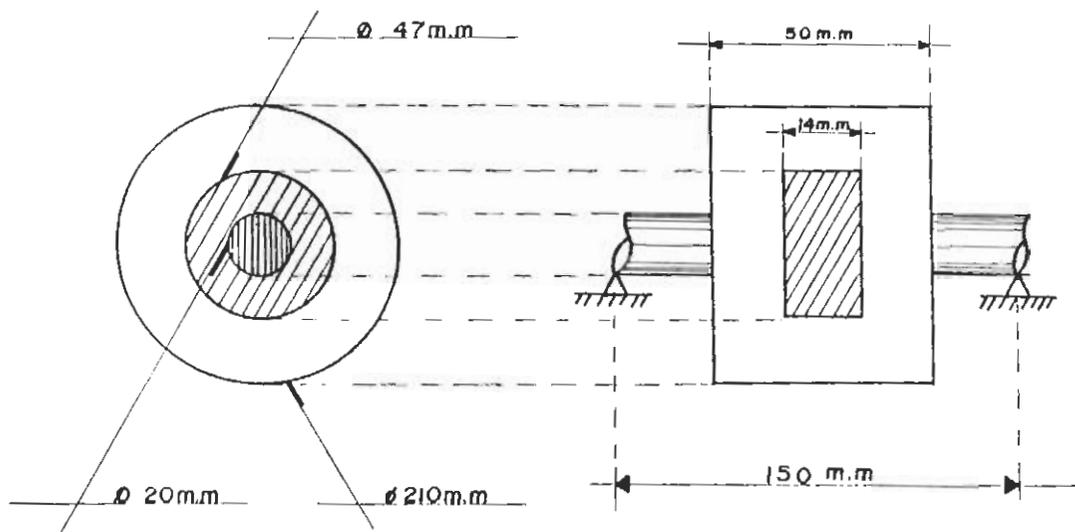


FIGURA # 13: Apoyos del pin.

La deflexión máxima es:

$$f = \frac{Fl^3}{48 EI}$$

donde  $I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi (20\text{ cm})^4}{64} = 0.785 \text{ cm}^4$ .

$$f = \frac{184.25 \text{ Kg} \times (15 \text{ cm})^3}{48 \times 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2 \times 0.785 \text{ cm}^4}$$

$$f = 0.008 \text{ cm} = 0.08 \text{ mm}$$

El resultado obtenido se observa que la deflexión es muy pequeña, lo cual permitirá un perfecto funcionamiento del rodamiento.

### 10. RODAMIENTO

Este elemento solucionará el problema de fricciones, vibraciones, y ruidos, ya que el conjunto anterior carecía de éste.

Se seleccionó el rodamiento a utilizar, partiendo del diámetro del pin (20 mm.), además de elegir uno del tipo rígido de bolas por cuanto el movimiento es únicamente axial; y sabiendo que la carga estática a soportar es de 184.25 Kg.

Por tanto, se escogió uno con las siguientes dimensiones y características (Catálogo General SKF).

Dimensiones Principales: diámetro exterior 47 mm.  
diámetro interior 20 mm.  
ancho de la pista 14 mm.

Capacidad de carga: Dinámica: 12700 N = 1295.92 Kg.  
Estática: 6200 N = 632.65 Kg.

Estableciéndose un factor de seguridad de 3 a 1, lo que dará una larga vida útil.

#### EL RODILLO (ANILLO)

En la siguiente figura se anotará un esquema del elemento primario que transmite la carga de la estructura rodante.

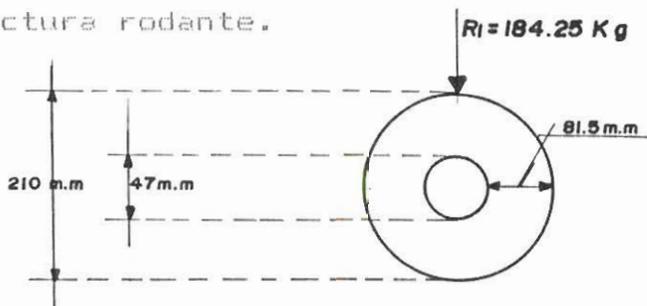


FIGURA # 14: Anillo circular de soporte

El cálculo de las dimensiones del anillo será realizado, tomando como referencia la fórmula general para determinar el esfuerzo unitario en una pieza curvada.

$$\sigma = \frac{M}{R(A'-A)} \left( \frac{A'}{A} - \frac{R}{y+R} \right)$$

donde:

$M$  = momento de flexión.

$R$  = radio medio de curvatura

$A$  = área de la sección

$y$  = distancia de la fibra mas alejada al eje neutro de la sección

$$A' = 2 R(R - \sqrt{R^2 - r^2})$$

$$r = \frac{D_{ext} - D_{int}}{4}$$

La fórmula indicada sirve en este caso, pero por conocerse el momento de flexión ( $M = FR$ ) y además estar sometida cada sección a la carga estática  $F$  en  $\theta$ , los esfuerzos unitarios son los siguientes:

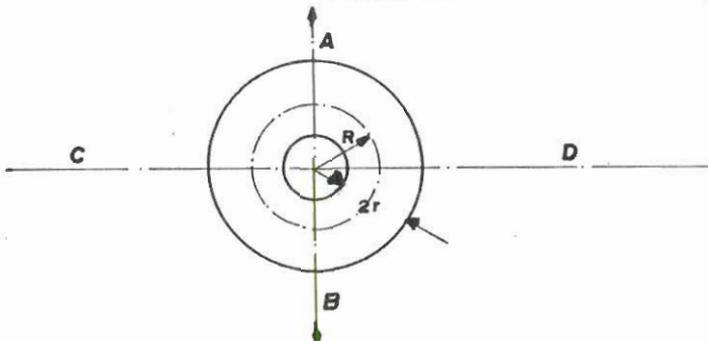


FIGURA # 15: Secciones del rodillo a analizar

En las secciones A y B:

$$\sigma_c' \text{ en el interior} = \frac{0.318 F}{(A'-A)} \left( \frac{R}{R-r} - \frac{A'}{A} \right)$$

$$\sigma_t' \text{ en el exterior} = \frac{0.318 F}{(A'-A)} \left( \frac{A'}{A} - \frac{R}{R+r} \right)$$

En las secciones C y D:

$$\sigma_t' \text{ en el interior} = \frac{0.182 F}{A'-A} \left( \frac{R}{R-r} - \frac{A'}{A} \right) + \frac{F}{2A}$$

$$\sigma_c' \text{ en el exterior} = \frac{0.182 F}{A'-A} \left( \frac{A'}{A} - \frac{R}{R+r} \right) + \frac{F}{2A}$$

Entonces:

$$A' = 2\pi(64.25)(64.25 - \sqrt{(64.25)^2 - (40.75)^2})$$

$$A' = 5885.87 \text{ mm}^2.$$

$$A = b \times h = 81.5 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}.$$

$$A = 4075.0 \text{ mm}^2.$$

$$\sigma_c' = \frac{0.318(184.25)}{(5885.87-4075)} \left( \frac{64.25}{64.25-40.75} - \frac{5885.87}{4075} \right)$$

$$= 0.04173 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \times 100 \frac{\text{mm}^2}{\text{cm}^2}$$

$$= 4.17 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_t' = \frac{0.318 \times 184.25 \text{ Kg}}{(5885.87-4075)\text{mm}} \left( \frac{5885.87 \text{ mm}^2}{4075 \text{ mm}^2} - \frac{64.25 \text{ mm}}{64.25+40.75\text{mm}} \right)$$

$$= 0.02693 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \times 100 \frac{\text{mm}^2}{\text{cm}^2}$$

$$= 2.69 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_t' = \frac{0.182 \times 184.25}{(5885.87-4075)} \left( \frac{64.25}{64.25-40.75} - \frac{5885.87}{4075} \right) + \frac{184.25}{2(4075)}$$

$$= 0.04649 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \times 100 \frac{\text{mm}^2}{\text{cm}^2}$$

$$= 4.65 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_c = \frac{0.182 \times 184.25}{(5885.87 - 4075)} \left( \frac{5885.87}{4075} - \frac{64.25}{64.25 + 40.75} \right) - \frac{184.25}{2(4075)}$$

$$\sigma_c \approx 0$$

Observando las propiedades mecánicas del hierro fundido, material del que se haya constituido el rodillo soporte, vemos que los esfuerzos permisibles de tensión y de compresión están en el rango de 20-30 N/mm<sup>2</sup>, o sea 204.08 - 306.12 Kg/cm<sup>2</sup>, valores que, comparados con los hallados mediante cálculos anteriores, existe un factor de seguridad elevado por las condiciones de fundición.

## CALCULO DE LOS ELEMENTOS MECANICOS FLEXIBLES Y ENGRANAJE DEL SISTEMA DE ROTACION

Antes de efectuar los cálculos de los elementos del sistema de rotación de la estructura metálica cilíndrica, se hará una breve descripción de cada uno de ellos.

### LA CADENA

Tipo: De rodillos estandar, un solo cordón  
 Número de cadena: 50  
 Ancho: 9.52 mm.

Resistencia a la tensión: 21700 N = 2214.29 Kg  
Peso medio: 10.1 N/m = 1.03 Kg/m  
Diámetro del rodillo: 10.16 mm  
Paso: 15.88 mm  
Longitud: 3900.0 mm

#### LA CATALINA IMPULSORA

Número de dientes N: 24  
Diámetro de paso D: 115 mm  
Angulo de paso : 15 .  
Paso p: 15.88 mm

#### LA CATALINA IMPULSADA

Número de dientes N: 166  
Diámetro de paso D: 750 mm  
Angulo de paso : 2.16  
Paso p: 15.88 mm

#### LA POLEA

Número de canales: 3  
Diámetro: 320 mm.

#### LA BANDA

Tipo: En "V"  
Ancho: 16.76 mm  
Espesor: 10.41 mm  
Longitud de la banda: 1360 mm

Intervalo de potencia: 0.7 a 10.0 HP

Para una polea de diámetro 320 mm y a una velocidad de banda de 1000 y 2000 RPM se requieren potencias de 3.00 y 3.46 HP respectivamente.

#### EL MOTOR

Potencia: 10 HP

Velocidad: 450 RPM

Estas son las características del motor que originalmente accionó la rotación del sistema.

Además, se analizará y se efectuarán los cálculos de la velocidad del sistema propuesto.

#### CATALINA - CATALINA IMPULSORA - CATALINA IMPULSADA

Experimentalmente se determinó que la velocidad de la catalina impulsada es de 40 RPM.

Suponemos que:

El número de dientes de la catalina impulsada = 166

El número de dientes de la catalina impulsora = 24

Las revoluciones de la catalina impulsora =  $N = ?$

Entonces:

$$\frac{N_{impulsora}}{N_{impulsada}} = \frac{T_{impulsada}}{T_{impulsora}}$$

$$N_{\text{impulsora}} = N_{\text{impulsada}} \frac{D_{\text{impulsada}}}{D_{\text{impulsora}}}$$

$$= 40 \text{ RPM} \times \frac{166}{24}$$

$$N_{\text{impulsora}} = 276.67 \text{ RPM}$$



### BANDA - POLEA IMPULSORA - POLEA IMPULSADA

Sabemos que:

El diámetro de la polea impulsora =  $D = 200$

El diámetro de la polea impulsada =  $D = 320$

Las revoluciones de la polea impulsada =  $N = 276.67$   
RPM

Las revoluciones de la polea impulsora =  $N = ?$

$$\frac{D_{\text{impulsada}}}{D_{\text{impulsora}}} = \frac{N_{\text{impulsada}}}{N_{\text{impulsora}}}$$

$$N_{\text{impulsada}} = N_{\text{impulsora}} \left( \frac{D_{\text{impulsada}}}{D_{\text{impulsora}}} \right)$$

$$N_{\text{impulsada}} = 276.67 \text{ RPM} \times \frac{320 \text{ mm}}{200 \text{ mm}}$$

$$N_{\text{impulsada}} = 442.67 \text{ RPM}$$

$$N_{\text{impulsora}} = 442.67 \text{ RPM}$$

Por lo que el motor girará aproximadamente a esta última velocidad.

### DIMENSIONAMIENTO DE LA CATALINA IMPULSORA

Este análisis dimensional servirá para verificar si estuvo correctamente seleccionada y construida la catalina impulsora original.

El paso de la cadena =  $P = 15.88 \text{ mm}$

El diámetro nominal del rodillo =  $d' = 10.16 \text{ mm}$

El número de dientes =  $T = 24$  (catalina impulsora)

$$r = \frac{1.005 d' + 0.0762 \text{ mm}}{2}$$

$$\alpha = 35^\circ + \frac{60^\circ}{T}$$

$$\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{T}$$

$$\theta = \frac{180^\circ}{T}$$

$$a) = 0.8 d'$$

$$a) = 1.24 d'$$

El diámetro exterior de la catalina =  $P (0.6 + \text{ctg } \frac{180^\circ}{T})$

El diámetro de paso  $D = P / \text{sen } \theta = P / \text{sen } 180^\circ / T$

Reemplazando valores en estas fórmulas se tiene:

$$r = \frac{1.005 (10.16 \text{ mm}) + 0.0762 \text{ mm}}{2} = 5.14 \text{ mm}$$

$$\alpha = 35^\circ + \frac{60^\circ}{24} = 37.5^\circ$$

$$\beta = 18^\circ - \frac{56^\circ}{24} = 15.67^\circ$$

$$\theta = \frac{180^\circ}{24} = 7.5^\circ$$

$$a) = 0.8 \times 10.16 \text{ mm} = 8.13 \text{ mm}$$

$$a) = 1.24 \times 10.16 \text{ mm} = 12.60 \text{ mm}$$

$$b) = \frac{15.88 \text{ mm}}{\text{Sen } 180^\circ / 24} = 121.66 \text{ mm}$$

$$c) \text{ exterior} = 15.88 \text{ mm} (0.6 + \text{ctg } \frac{180^\circ}{24}) = 150.15 \text{ mm}$$

## DIMENSIONAMIENTO DE LA CATALINA IMPULSADA

El paso de la cadena =  $P = 15.88 \text{ mm}$

El diámetro nominal del rodillo =  $d' = 10.16 \text{ mm}$

El número de dientes =  $T = 166$  (catalina impulsada)

$$r = \frac{1.005(10.16\text{mm}) + 0.0762\text{mm}}{2} = 5.14 \text{ mm}$$

$$\alpha = 35 + \frac{60}{166} = 35.36$$

$$\beta = 18 - \frac{56}{166} = 17.66$$

$$\theta = \frac{180}{166} = 1.08$$

$$ac = 0.8 \times 10.16 \text{ mm} = 8.13 \text{ mm}$$

$$ab = 1.24 \times 10.16 \text{ mm} = 12.60 \text{ mm}$$

$$D = \frac{15.88 \text{ mm}}{\text{Sen } 180^\circ/166} = 839.14 \text{ mm}$$

$$D_{\text{exterior}} = 15.88 \text{ mm} \left( 0.6 + \text{ctg } \frac{180^\circ}{166} \right) = 848.52 \text{ mm}$$

De los valores hallados, ratificamos que las dimensiones de las catalinas impulsora e impulsada corresponden a las ya existentes.

## LONGITUD DE LA CADENA

En base a los parámetros anotados podemos obtener la longitud de la cadena a partir de la siguiente fórmula:

$$L = p \left[ \frac{2c}{p} + \frac{N1+N2}{2} + \frac{(N2-N1)^2}{4\pi^2(c/p)} \right]$$

donde:

L = longitud de la cadena

p = paso de la cadena

c = distancia entre centros

H1 = número de dientes en la rueda menor

H2 = número de dientes en la rueda mayor



BIBLIOTECA

por lo que:

$$L = 15.88 \text{ mm} \left[ \frac{2 \times 76.5 \text{ mm}}{15.88 \text{ mm}} + \frac{24 + 166}{2} + \frac{(166 - 24)^2}{4 \left( \frac{76.5 \text{ mm}}{15.88 \text{ mm}} \right)} \right]$$

$$L = 3345.12 \text{ mm}$$

#### VELOCIDAD DE LA CADENA

La velocidad de la cadena  $V$  en metros/minuto viene

dada por la fórmula:

$$V = \frac{\pi D n}{1000} = \frac{N p n}{1000}$$

donde:

$N$  = número de dientes de la rueda

$p$  = paso de la cadena en mm

$n$  = velocidad de la rueda en RPM

Entonces:

$$V = \frac{24 \times 15.88 \text{ mm} \times 276.67 \text{ RPM}}{1000}$$

$$V = 105.44 \text{ m/min} = 1.76 \text{ m/seg}$$

## GRUPO DE POTENCIA PARA LA CADENA EXISTENTE

Según la tabla de capacidad de potencia de cadenas de rodillos de un solo cordón, tenemos que para una cadena ANSI 50 con una velocidad de 300 RPM, su potencia nominal es de 2.99 HP.

Empleando el factor de corrección de acuerdo al número de dientes de la catalina impulsora, tenemos que la potencia nominal es:

$$\begin{aligned} \text{Potencia Nominal} &= K \times 2.99 \text{ HP} \\ &= 1.41 \times 2.99 \text{ HP} \\ \text{Potencia Nominal} &= 4.22 \text{ HP} \end{aligned}$$

## CÁLCULO DE LA FUERZA Y POTENCIA REQUERIDA PARA MOVER LA ESTRUCTURA RODANTE

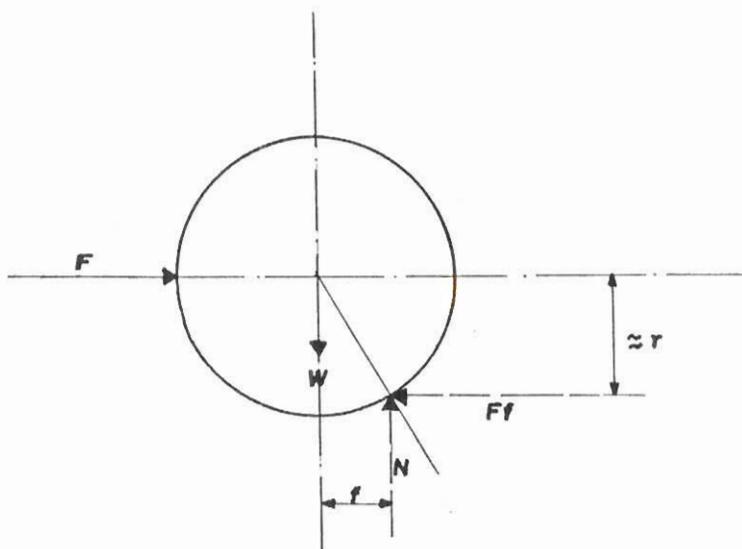


FIGURA #16: Descomposición de fuerzas de la estructura cilíndrica rodante.

La fuerza de fricción rodante  $F$  viene dada por la siguiente ecuación:

$$F = (175)W = (17r)W$$

donde:

$r$  = brazo de palanca de la fuerza de fricción rodante

En nuestro caso se tiene 16 apoyos por lo que:

$$F = 16 (17r)W$$

$$F = 16 \times \frac{325 \text{ mm}}{300 \text{ mm}} \times 184.25 \text{ Kg}$$

$$F = 1197.63 \text{ Kg}$$

Por lo tanto:

$H = F \times r =$  fuerza de fricción  $\times$  radio de la rueda impulsora,

$$H = 1197.63 \text{ Kg} \times 0.13 \text{ m} = 155.69 \text{ Kg}$$

donde la fuerza hallada es igual a la fuerza periférica de la rueda dentada y  $H$  el momento torsor.

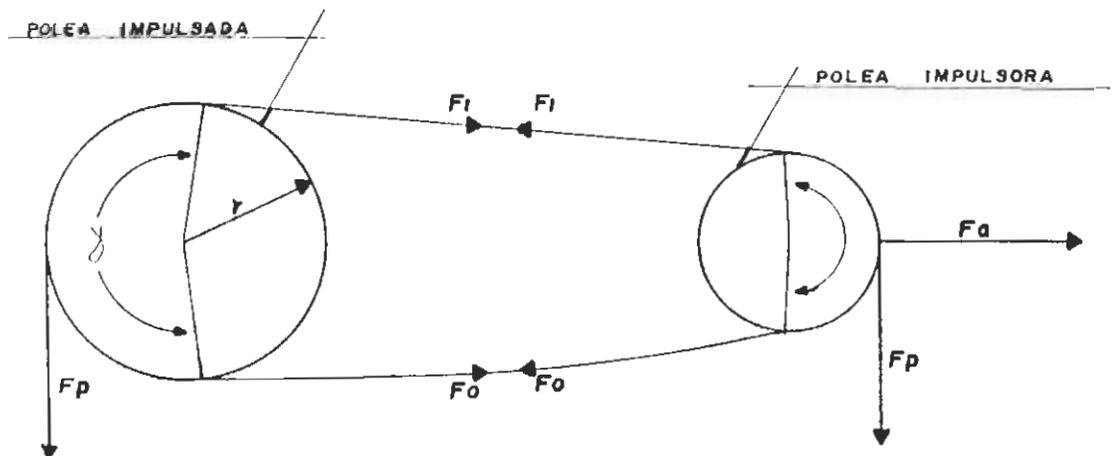


FIGURA # 17 : Transmisión de potencia por banda

En la figura #17 se representan las fuerzas que se producen en el sistema de transmisión de potencia por fricción.

En continuación se describen las fórmulas que serán aplicadas para la resolución del sistema:

$$F_p = H_i$$

donde  $F_p$  = fuerza periférica

$H_i$  = momento de impulsión

$r$  = radio de la polea impulsadora

$$F_0 = \frac{F_p}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

$$F_1 = F_p \frac{e}{e^{\mu\alpha} - 1}$$

donde  $e = 2.71828$  (base de los logaritmos naturales)

$\mu$  = coeficiente de fricción de deslizamiento

$$= 0.22 + 0.012 V$$

$\alpha$  = ángulo de contacto en radianes

$F_0$  = tensión menor

$F_1$  = tensión mayor

$V$  = velocidad de la banda en m/seg.

El momento torsor en el sistema de cadenas producido en la rueda dentada impulsora es igual al momento de impulsión en el sistema de banda, tenemos:

$$H_i = H_c = 155.69 \text{ Kg}$$

$$F_p = \frac{H_i}{r} = \frac{155.69 \text{ Kg}}{0.160 \text{ m}}$$

$$F_p = 973.06 \text{ Kg}$$

$$u = 0.22 + 0.012 V$$

$$V = W r$$

$$= 276.67 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times 0.16 \text{ m}$$

$$V = 4.64 \text{ m/seg}$$

$$u = 0.22 + 0.012 (4.64)$$

$$u = 0.276$$

Una vez medido el ángulo de contacto se determinó que el mismo es igual a 3.665 rad.

$$F_0 = \frac{F_p}{e^{u\alpha} - 1} = \frac{973.06 \text{ Kg}}{e^{0.276 \times 3.665} - 1}$$

$$F_0 = 556.09 \text{ Kg}$$

$$F_1 = F_p \frac{e^{u\alpha}}{e^{u\alpha} - 1} = 973.06 \text{ Kg} \times \frac{e^{0.276 \times 3.665}}{e^{0.276 \times 3.665} - 1}$$

$$F_1 = 1529.15 \text{ Kg}$$

Entonces, la potencia requerida será:

$$HP = \frac{(F_1 - F_0) V}{33000}$$

donde V es la velocidad de la polea impulsora; siendo el diámetro de ésta 200 mm y la velocidad angular de 442.67 rev/min, por lo que:

$$V = W.r = 442.67 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \times \frac{2}{1 \text{ rev}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \times 0.100 \text{ m}$$

$$V = 4.63 \text{ m/seg} = 277.80 \text{ m/min}$$

Luego:

$$HP = \frac{(1529.15 - 556.09) \times 277.80}{33000}$$

Por lo tanto el motor a utilizarse sera uno de 8 HP de potencia.

### 3.3 SELECCION DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL SECADOR

De los análisis y resultados del apartado anterior podemos enfatizar que:

El quemador a utilizarse será a diesel por sus facilidades de obtención y almacenamiento, sus características, bajo precio y bajo índice de peligrosidad; de las mismas características que el original, es decir, que se hace necesario efectuar en aquel un mantenimiento adecuado.

Los refractarios a emplearse en la cámara de combustión serán del tipo "tabique aislante de arcilla blanca" con espesor de pared de 0.15 m.

Las nuevas columnas de sustentación serán construidas en material de acero de dimensiones 150 x 50 x 50 x 3 mm. Será necesario adquirir rodamientos SKF del tipo "rígido de bolas" de diámetros 47 mm exterior y 20 mm interior; y, capacidades de carga 12700 N (dinámica) y 1200 N (estática) con la finalidad de solucionar el problema de fricciones, vibraciones y ruidos.

Los elementos mecánicos flexibles y engranaje de acuerdo a sus características serán los mismos originales.

El motor de accionamiento del cuerpo cilíndrico por sus facilidades será uno eléctrico de 8 HP y 450 RPM y no de 10 HP como originalmente se concibió.



CA

## CAPITULO IV

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 4.1 CONCLUSIONES

Los resultados del estudio de optimización del secador-tamizador original han demostrado que la producción de arena del 10% de humedad será de 2430 kg/hr (1.5 m<sup>3</sup>/hr), que es la producción requerida.

La demanda y la producción de arena seca son suficientes para justificar la optimización del secador.

La inversión será fácilmente recuperada en poco tiempo, ya que se reducirán los tiempos de secado de la arena y por ende los tiempos de permanencia serán reducidos, obteniéndose

mejores ingresos.

Se ha elegido el diesel como combustible por sus características, poder calorífico, precio, facilidades de obtención; y, por su bajo índice de peligrosidad.

La mano de obra será utilizada en menor escala con lo que se consigue mayor eficiencia y mejor distribución de los recursos humanos.

#### 4.2 RECOMENDACIONES



Cuando por motivos de trabajo uno de los diques deba utilizarse fuera de Guayaquil, el secador podrá ser fácilmente transportado.

Para automatizar aún más el proceso de secado de la arena es recomendable la adquisición de un transportador de arena.

Dentro de los planes de desarrollo del Astillero está la adquisición de un dique flotante de 20000 toneladas para carenar buques de alto calado y mercantes; el secador-tamizador servirá de modelo para la construcción de uno de mayor capacidad cuando sea el caso.

## BIBLIOGRAFIA Y REFERENCIAS

1. Ginepro, K., MANUAL DE FORMULAS TECNICAS, 18a. edición, México, Representaciones y Servicios de Ingeniería, 1972.
2. Ginepro, K., ANALISIS DE PLANTAS, 1980.
3. Ginepro y Keyes, TABLAS DE VAPOR, 1977 (ESPOL).
4. Ginepro, D., D., PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, 9a edición, México, Continental, 1974.
5. Ginepro, F., PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR, México, Herrera, 1970.
6. Ginepro, Doughtie, V., ELEMENTOS DE MECANISMOS, México, Continental, 1974.
7. Ginepro, F., ELEMENTOS DE TERMODINAMICA Y TRANSFERENCIA DE CALOR, Cccsa.
8. Ginepro, F., RESISTENCIA DE MATERIALES, México, Harla, 1974.
9. Ginepro, J., DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA, 2a edición, México, McGraw - Hill, 1975.