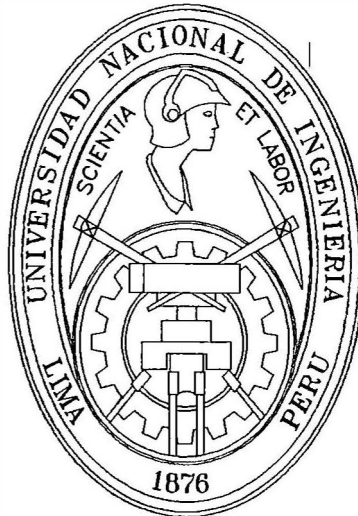


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**“DISEÑO DE UN SECADOR TIPO ROTATUBOS PARA HARINA DE PESCADO
CON CAPACIDAD DE EVAPORACION DE 8000 KG. AGUA / HR.**

TESIS

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO

ENRIQUE WILLIAM CHAVEZ VARGAS

PROMOCION 1996-II

LIMA-PERU

2011

Digitalizado por:

**Consortio Digital del
Conocimiento MebLatam,
Hemisferio y Dalse**

INDICE

PROLOGO	1
1. INTRODUCCIÓN	3
1.1. PLANTAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.2. OBJETIVO	4
1.3. ALCANCE	5
1.4. LIMITACIONES	5
2. PRODUCCIÓN DE LA HARINA DE PESCADO	6
2.1. DESCRIPCION DEL PROCESO	6
2.1.1. DESCARGA Y ALMACENAMIENTO	6
2.1.2. PROCESAMIENTO DE SOLIDOS	8
2.1.3. PROCESAMIENTO DE LIQUIDOS	12
2.2. DESCRIPCION DEL PRODUCTO	15
2.3. UTILIZACION DEL PRODUCTO	17
3. SISTEMAS DE SECADO EN LA INDUSTRIA DE HARINA DE PESCADO	19
3.1. DEFINICION	19
3.2. MECANISMO DEL SECADO	20
3.3. CLASIFICACION Y SELECCION DE SECADORES	21
3.4. SISTEMAS DE SECADO EN LA INDUSTRIA	25
4. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	29
4.1. CARACTERÍSTICAS GENERALES	29
4.2. GEOMETRIA ELEMENTOS PRINCIPALES	30
4.2.1. CARCAZA	30
4.2.2. HAZ DE TUBOS	33
4.2.3. DISTRIBUIDOR CENTRAL	36

4.2.4. PALETAS DE LEVANTE Y AVANCE	37
4.2.5. BAFLES, TAPA DESCARGA Y TAPA ENTRADA	40
4.2.6. PISTA DE RODADURA	43
4.2.7. SISTEMA DE POLINES	44
4.2.8. SISTEMA DE TRANSMISION	46
4.3. GEOMETRIA ELEMENTOS AUXILIARES	48
5. DIMENSIONADO DEL EQUIPO	50
5.1. CALCULOS PRELIMINARES	50
5.2. CALCULO ELEMENTOS PRINCIPALES	55
5.2.1. CARCAZA (Arreglo Anillo Separador)	55
5.2.2. HAZ DE TUBOS (Arreglo Tipo Bundle)	62
5.2.3. DISTRIBUIDOR CENTRAL	77
5.2.4. PALETAS DE LEVANTE Y AVANCE	81
5.2.5. BAFLES, TAPA DESCARGA Y TAPA ENTRADA	83
5.2.6. PISTA DE RODADURA (Tipo Sección Llena)	101
5.2.7. SISTEMA DE POLINES	114
5.2.8. SISTEMA DE TRANSMISION (Transmisión por Cadena)	128
6. VERIFICACION DEL DISEÑO POR METODO DE ELEMENTOS FINITOS	150
6.1. INTRODUCCION	150
6.2. FUNDAMENTO TEORICO	151
6.3. ANALISIS Y MODELAMIENTO ELEMENTOS PRINCIPALES	151
6.4. ANALISIS DE LOS RESULTADOS	166
7. EVALUACIÓN ECONÓMICA	170
7.1. METRADO Y PESO DEL EQUIPO	170
7.2. CALCULO DEL PRECIO DEL EQUIPO	177

CONCLUSIONES	180
RECOMENDACIONES	181
BIBLIOGRAFIA	182
PLANOS	
NRO SRT – 001 ENSAMBLE GENERAL	
NRO SRT – 002 CARCAZA	
NRO SRT – 003 HAZ DE TUBOS, TUBERIA Y MANIFOLD ALIM.	
NRO SRT – 004 PISTA DE RODADURA Y CATALINA	
NRO SRT – 005 SISTEMA DE POLINES	

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1:	Descarga y Almacenamiento Anchoqueta	7
Figura 2.2:	Diagrama Proceso Productivo de Harina STEAM DRIED y FAQ	11
Figura 2.3:	Planta Evaporadora del Tipo Película Descendente	14
Figura 2.4:	Tipo de Harina de Pescado según Proceso Secado	16
Figura 2.5:	Utilización de la Harina de Pescado según Especies	18
Figura 3.1:	Típica Curva de Velocidad de Secado, Condiciones constantes	21
Figura 3.2:	Clasificación Según Categorías Principales	23
Figura 3.3:	Clasificación Según Forma Alimentación	23
Figura 3.4:	Clasificación Según Operación por Lotes	24
Figura 3.5:	Clasificación Según Operación Continua	24
Figura 3.6:	Balance Masas para Secado (3) Etapas	26
Figura 3.7:	Balance Masas para Secado (2) Etapas	27
Figura 4.1:	Secador Indirecto Tipo Rotatubos	30
Figura 4.2:	Arreglo Carcaza Tipo Stayer	31
Figura 4.3:	Arreglo Carcaza Tipo Media Caña	31
Figura 4.4:	Arreglo Carcaza Tipo Anillo Separador	31
Figura 4.5:	Tipo de Arreglos para el Haz de Tubos	33
Figura 4.6:	Haz de Tubos Tipo Bundle	34
Figura 4.7:	Arreglos de Tubos para los Haz de Tubos	35
Figura 4.8:	Arreglo Placa Porta Tubos	36
Figura 4.9:	Arreglo Distribuidor Central	37
Figura 4.10:	Tipos de Paletas de Levante	38

Figura 4.11:	Distribución Paletas de Levante en Casco	39
Figura 4.12:	Arreglo de Baffle (Placa Guía de Tubos)	40
Figura 4.13:	Arreglo Tapa Descarga	41
Figura 4.14:	Arreglo Tapa Entrada	42
Figura 4.15:	Tipos de Arreglos para Pistas de Rodadura	43
Figura 4.16:	Arreglo del Polin Radial Doble	44
Figura 4.17:	Arreglo del Polin Axial	45
Figura 4.18:	Estructura Soporte para Pista Rodadura Flotante	45
Figura 4.19:	Estructura Soporte para Pista Rodadura Fija	46
Figura 4.20:	Arreglo Sistema Transmisión	47
Figura 4.21:	Arreglo Caja Alimentación	48
Figura 5.1:	Distribución del Consumo Vapor en el Equipo	51
Figura 5.2:	Curvas de Capacidad Evaporación " C_t "	56
Figura 5.3:	Dimensionamiento de la Carcaza	61
Figura 5.4:	Arreglo de Haz de Tubos	64
Figura 5.5:	Arreglo de Placa Portatubos para Tubos $\varnothing 2"$	65
Figura 5.6:	Arreglo de Placa Portatubos para Tubos $\varnothing 2\frac{1}{2}"$	66
Figura 5.7:	Arreglo de Placa Portatubos para Tubos $\varnothing 3"$	67
Figura 5.8:	Arreglo de Placa Portatubos para Tubos $\varnothing 4"$	67
Figura 5.9:	Geometría de Cabezal (Toroesferica)	70
Figura 5.10:	Dimensionamiento del Haz de Tubos Tipo Bundle	76
Figura 5.11:	Geometría de Tapa cuerpo	78
Figura 5.12:	Dimensionamiento del Distribuidor Central	80
Figura 5.13:	Dimensionamiento de Paletas Levante	82
Figura 5.14:	Diagrama Cuerpo Libre del Arreglo Baffles	83
Figura 5.15:	Diagrama Momento Flector	90

Figura 5.16:	Diagrama Fuerza Cortante	90
Figura 5.17:	Diagrama Cuerpo Libre Apoyo 1 a 2 – Deflexión	91
Figura 5.18:	D.C.L Baffle a Tensión “Posición más Desfavorable	93
Figura 5.19:	Dimensionamiento de Placa Guía de Tubos (Baffle)	96
Figura 5.20:	Dimensionamiento Propuesto de Placa Araña	97
Figura 5.21:	Formulas Placas Circulares Planas de espesor cte.	98
Figura 5.22:	Dimensionamiento de Tapa Entrada	100
Figura 5.23:	Arreglo de Pistas Rodadura y Transmisión en la carcaza	101
Figura 5.24:	Fuerzas actuantes en las Pistas de Rodadura	101
Figura 5.25:	DCL Sistema de Transmisión por Cadena	102
Figura 5.26:	DCL del Secador (Carcaza + Pistas + Transmisión)	102
Figura 5.27:	DCL de Sector Pista de Rodadura	109
Figura 5.28:	Sección de Pista de Rodadura	112
Figura 5.29:	Dimensionamiento de Pista Rodadura	113
Figura 5.30:	Dimensionamiento de Apoyo Pista (Omegas)	113
Figura 5.31:	Dimensionamiento de Polines	114
Figura 5.32:	Recomendaciones Miles Horas Vida para varias Clases Maquinas	117
Figura 5.33:	DCL Eje Central Sistema Polines	119
Figura 5.34:	DCL Placa Guía Sistema Polines	120
Figura 5.35:	Diagramas Momento Flector “M” y Momento Flector e Inercia “M/I”	121
Figura 5.36:	Tabla Selección Tipo Rodamiento – Eje Central	125
Figura 5.37:	Factor Seguridad Estático “ s_0 ”	126
Figura 5.38:	Tabla Selección Rodamiento	126
Figura 5.39:	Dimensionamiento Polín Doble Radial	127

Figura 5.40:	Carta Selección "Roller Chain Drives"	
	Estándar (Z= 25 T.)	129
Figura 5.41:	Carta Selección de Engineering Steel Chain	
	Drives (Z= 18 T.)	130
Figura 5.42:	Tabla de Potencia Cadena nro. 240 – Paso 3"	131
Figura 5.43:	Tabla de Potencia Cadena nro. 3315 – Paso 4.073"	131
Figura 5.44:	Dimensiones Cadena Tipo	
	Engineering Steel Drive Chains	133
Figura 5.45:	Tabla de Selección Reductor SEW	135
Figura 5.46:	Forma Montaje de Reductor SEW	136
Figura 5.47:	D.C.L del Contra – Eje	137
Figura 5.48:	D.F.C y D.M.F del Contra – Eje	138
Figura 5.49:	Tabla Coeficientes "A" y "b" para calculo	
	de Coeficiente Superficie " $C_{superficie}$ "	139
Figura 5.50:	Valores de " \sqrt{a} " para Flexión y Torsión	140
Figura 5.51:	Valores de "A" y "b" para " K_t " por Flexión	141
Figura 5.52:	Valores de "A" y "b" para " K_{ts} " por Torsión	141
Figura 5.53:	Geometría Propuesta del Contra – Eje	143
Figura 5.54:	Torsión y Diagrama Momento Flector	
	para Contra – Eje	144
Figura 5.55:	Recomendaciones Miles Horas Vida para Maquinas	148
Figura 5.56:	Datos Técnicos del Soporte SNL 3036	149
Figura 6.1:	Carga y Restricción para Bafle (Placa Guía de Tubos)	153
Figura 6.2:	Distribución de los Esfuerzos	
	Bafle (Placa Guía de Tubos)	154

Figura 6.3:	Gradiente de Desplazamientos	
	Bafle (Placa Guía de Tubos)	154
Figura 6.4:	Carga y Restricción para Tapa Descarga	155
Figura 6.5:	Distribución de los Esfuerzos Tapa Descarga	156
Figura 6.6:	Gradiente de Desplazamientos Tapa Descarga	157
Figura 6.7:	Carga y Restricción para Tapa Entrada	158
Figura 6.8:	Distribución de los Esfuerzos Tapa Entrada	159
Figura 6.9:	Gradiente de Desplazamientos Tapa Entrada	160
Figura 6.10:	Carga y Restricción para Pista Rodadura	161
Figura 6.11:	Distribución de los Esfuerzos Pista de Rodadura	162
Figura 6.12:	Gradiente de Desplazamientos Pista de Rodadura	163
Figura 6.13:	Carga y Restricción para Polín Doble	164
Figura 6.14:	Distribución de los Esfuerzos Polín Doble	165
Figura 6.15:	Gradiente de Desplazamientos Polín Doble	166
Figura 6.16:	Distribución de los Esfuerzos de la	
	Tapa Entrada Modificada	167
Figura 6.17:	Gradiente de Desplazamientos de la	
	Tapa Entrada Modificada	168
Figura 6.18:	Distribución de los Esfuerzos de la	
	Pista Rodadura Modificada	169

INDICE DE TABLAS

Tabla 3.1:	Descarga y Almacenamiento Anchoqueta	25
Tabla 5.1:	Calculo Diámetro y Longitud Casco	55
Tabla 5.2:	Presión de Colapso del Casco por Presión Externa	58
Tabla 5.3:	Presión Máxima del Casco por Presión Interna	59
Tabla 5.4:	Calculo Diámetro Tubería Conductora de Vapor	63
Tabla 5.5:	Rango de Numero de Haz de Tubos según Área Transferencia	65
Tabla 5.6:	Calculo Espesor Cabezal Según ASME	70
Tabla 5.7:	Calculo Espesor de Placa Porta Tubos - Flexión (Tema A131)	71
Tabla 5.8:	Calculo Presión Efectiva Diferencial Diseño " P_e " (Tema A155)	72
Tabla 5.9:	Calculo Presión Equivalente Diferencial Expansión " P_d " (Tema A151)	73
Tabla 5.10:	Calculo Presión Efectiva Diseño Lado Cabezal " P_s " (Tema A153)	74
Tabla 5.11:	Calculo Presión Efectiva Diseño Lado Tubo " P_t " (Tema A154)	75
Tabla 5.12:	Calculo Espesor de Placa Porta Tubos - Corte (Tema A132)	76
Tabla 5.13:	Presión Máxima del Cuerpo Cilíndrico por Presión Interna	77
Tabla 5.14:	Calculo Espesor Tapa Cuerpo Según ASME	79
Tabla 5.15:	Calculo Diámetro Tubo para Ingreso de Vapor	80

Tabla 5.16:	Calculo Numero (n_f) y Altura (h_f) Paletas Levante	81
Tabla 5.17:	Calculo Carga Uniformemente Distribuida Lineal Aplicada al Haz de Tubos	84
Tabla 5.18:	Calculo de Momentos Flectores en los Apoyos	87
Tabla 5.19:	Calculo de las Reacciones en los Apoyos	90
Tabla 5.20:	Valores Preliminares a usar en Ecuación de los (3) Momentos	92
Tabla 5.21:	Deflexiones según Tubo de Vapor Seleccionado	93
Tabla 5.22:	Fuerzas de Tensión Permisibles	95
Tabla 5.23:	Cuadro Comparativo de Fuerzas	95
Tabla 5.24:	Cuadro Deflexiones y Esfuerzos	99
Tabla 5.25:	Calculo de las Reacciones en los Apoyos	104
Tabla 5.26:	Calculo de Carga debido al peso de las Partes Móviles	105
Tabla 5.27:	Calculo de la Potencia y Velocidad Rotacional de Giro de la Carcaza	108
Tabla 5.28:	Calculo de los Factores de Fuerza y deflexión (G_4 , G_5 y G_6)	111
Tabla 5.29:	Calculo de Fuerza, Momento y Deflexión (H_b , M_f y Y)	112
Tabla 5.30:	Calculo de la Capacidad Requerida de Carga Dinámica "C"	118
Tabla 5.31:	Selección de Rodamientos Tipo Rodillos Esféricos	118
Tabla 5.32:	Calculo Deflexiones en Eje Central	123
Tabla 5.33:	Momento " M_a " y Torsión Principal " T_a "	144
Tabla 5.34:	Calculo Diámetros del Contra – Eje	145
Tabla 5.35:	Calculo de la Capacidad Requerida de	

	Carga Dinámica "C"	148
Tabla 5.36:	Selección de Soportes de Pie SKF	148
Tabla 6.1:	Información de malla para Bafle	153
Tabla 6.2:	Información de malla para Tapa Descarga	156
Tabla 6.3:	Información de malla para Tapa Entrada	159
Tabla 6.4:	Información de malla para Pista Rodadura	162
Tabla 6.5:	Información de malla para Sistema de Polines	165
Tabla 6.6:	Resumen de los Resultados Obtenidos	166
Tabla 7.1:	Metrado Secador Rotatubos	171
Tabla 7.2:	Peso Aproximado del Secador Rotatubos	176
Tabla 7.3:	Costo Material Básico	177
Tabla 7.4:	Costo Material Consumible	177
Tabla 7.5:	Costo Equipamiento	178
Tabla 7.6:	Costo Mano de Obra	178
Tabla 7.7:	Costo Servicios	178
Tabla 7.8:	Costo Directo	179
Tabla 7.9:	Costo G.G y Ganancias	179
Tabla 7.10:	Valor del Equipo	179

PROLOGO

El presente trabajo de Tesis, Titulada "*Diseño de un Secador tipo Rotatubos para Harina de Pescado con capacidad de evaporación de 8000 kgH₂O/Hr*" propone el diseño del secador, utilizando la metodología del diseño mecánico apoyado en herramientas computacionales según la teoría de elementos finitos; para un mejor entendimiento se ha dividido en siete Capítulos:

Primer Capítulo "Introducción"; se indica el propósito de la tesis, lo que se espera demostrar, el método del trabajo, los alcances y limitaciones del estudio.

Segundo Capitulo "Producción de la Harina de Pescado"; se describe los Procesos Productivos desde la descarga de la Materia Prima (Anchoveta) hasta su transformación (Harina de Pescado), la Descripción del Producto en base a su composición química de los diferentes tipos de harina y finalmente la Utilización del Producto en cuanto a su alcance en la cadena alimenticia.

Tercer Capítulo "Sistemas de Secado en la Industria de la Harina de Pescado"; se describe el Mecanismo de Secado según la curva característica, la Clasificación y Selección de Secadores según el contenido de humedad/temperatura y finalmente los Sistemas de Secado existentes en la Industria Nacional.

Cuarto Capitulo "Descripción del Equipo" se describe las Características Generales resaltando las mejores cualidades del equipo, Geometría Elementos Principales que son las partes móviles y finalmente la Geometría Elementos Auxiliares que son las partes fijas del equipo, para todos estos elementos la geometría propuesta esta en función de diseños típicos.

Quinto Capitulo "Dimensionado del Equipo" se describe los Cálculos Preliminares basados en la Transferencia de Calor siendo el parámetro mas importante la Capacidad Esperada del Equipo, Calculo Elementos Principales basados en la Mecánica Aplicada y metodologías de fabricantes.

Sexto Capítulo "Verificación del Diseño empleando el Método de Elementos Finitos" se describe el Fundamento Teórico de forma muy general, Modelamiento de Elementos Principales para esto se usara los Software SolidWorks para la Geometría y CosmosWorks para el Modelamiento y finalmente el Análisis de los Resultados.

Sétimo Capítulo "Evaluación Económica" teniendo en consideración los Cálculos y Optimización del diseño se elabora un Costeo Total del Equipo.

Finalmente se elaboran los Planos de Ensamble General, Dimensiones Principales y Detalles Constructivos.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente la producción mundial de harina de pescado se ubica en un rango de 6 a 7 millones de toneladas métricas (TM) anuales lo que implica un nivel de captura anual de 25 a 30 millones de TM de pescado de tipo industrial.

Cerca del 80% de la producción mundial de harina de pescado se concentra en solo en algunos países, siendo el Perú el principal productor de harina de pescado en el mundo (30% del total), seguido de Chile (15%), China, Tailandia, EEUU, Islandia y Dinamarca (fuente IFFO).

Antes del 2009, del total de la producción de Harina de Pescado el 52% correspondió a la harina FAQ Standard; (Secado Directo con gases de combustión) y 48% a la harina de calidad prime (Secado Indirecto con Vapor), esto motivo que el estado con la finalidad de impulsar la mejora continua en los niveles de desempeño ambiental promueva que los titulares de las plantas pesqueras adopten un sistema de gestión ambiental acordes con la naturaleza y magnitud de sus operaciones, dándose la promulgación de la Resolución Ministerial n° 621-2008-Produce; donde

en resumen se les pide a los operadores de las plantas cambiar el sistema tradicional de secado directo (Harinas FAQ) por el secado indirecto (Harina Prime), cuyos gases y vahos de secado se empleen como fuente de energía en la planta evaporadora de agua de cola de película descendente u otro sistema que permita reducir y eliminar de manera eficiente la emisión de gases y vahos con material particulado a la atmósfera, dando como plazo máximo hasta el 2013 según cronograma dado por ubicaciones de las plantas.

Esto generó una fuerte demanda en el mercado de Equipos de Secado Indirecto para la Harina de Pescado tales como Secadores Rota Discos, Secadores Rota Tubos y Secadores de Aire Caliente; en donde los proveedores en su mayoría son extranjeros tales como Atlas Stord, Alfa Laval, Enercom, Esmital y otros.

Dado la oportunidad del mercado una empresa peruana se plantea el objetivo de ser el proveedor nacional en la industria para estos equipos.

Analizando la demanda se encontró que los equipos de mayor necesidad eran los Secadores Rotatubos o Secadores Rotadiscos, por ser los usados en las primeras etapas de secado (la demanda del secador de aire caliente ya estaba satisfecha dado que el secado directo usaba en la etapa final estos equipos).

Como parte de la solución se plantea el Proyecto de Diseño de un Secador Tipo Rotatubos, acorde a las necesidades de la industria pesquera.

1.2. OBJETIVO

El objetivo del presente trabajo es Diseñar un Secador Indirecto del Tipo Rotatubos con Capacidad de Evaporación de 8000 Kg Agua/Hr para el secado de la harina de pescado, basados en la metodología del diseño mecánico y apoyado en la tecnología de computadoras para mejorar y optimizar el proceso de diseño.

1.3. ALCANCE

El alcance del presente trabajo se basa en proponer una geometría preliminar de las diferentes partes principales y auxiliares (Descripción del Equipo) según diseños existentes e información de fabricantes, Luego con la capacidad de evaporación definida se obtiene las dimensiones principales, definida las dimensiones con ayuda del diseño mecánico se valida la geometría propuesta (Dimensionado del Equipo) y finalmente con ayuda del Método de Elementos Finitos se realiza el Modelamiento del Equipo (Verificación del Diseño).

1.4. LIMITACIONES

Las limitaciones del presente trabajo son:

Las deformaciones térmicas dadas en las diferentes partes del equipo serán despreciadas, ya que la temperatura máxima de trabajo del equipo es aprox. 115°C (Vapor a máxima presión de 10 PSI) y la temperatura máxima del material usado en la fabricación sin afectar sus propiedades mecánicas es 343°C (según ASME Sección II Parte D).

Los modelamientos se realizaran solo a ciertas partes del equipo ya que debido a su geometría compleja no es posible analizar por las diferentes teorías de la mecánica de materiales.

Dado que los cálculos por Elementos Finitos necesitan hardware y software de gran capacidad, no se realizara el modelamiento del equipo completo con todas sus partes.

CAPITULO II

PRODUCCION DE HARINA DE PESCADO

2.1. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

En su forma más simple, el proceso de una planta de harina de pescado consiste en la deshidratación de la materia prima y separación de las grasas y aceites, lo que permite obtener como productos finales la harina y el aceite de pescado. Para mayor claridad se describirá en detalle los procesos involucrados, de acuerdo a la siguiente agrupación de actividades:

2.1.1 DESCARGA Y ALMACENAMIENTO

La forma más común utilizada en la industria pesquera es un pontón flotante o "chata", debidamente fondeado en la cercanía de la playa, el cual dispone a bordo de un equipo de bombeo aspirante-impelente, que permite transportar la materia prima utilizando agua como vehículo, a través de una tubería de gran diámetro sobre el fondo marino y hasta la playa. Ya en tierra, el flujo de agua y pescado es entregado en un desaguador rotativo y la materia prima ya drenada, es almacenada en pozas o piscinas, desde donde serán alimentadas en forma gradual al proceso.

Son de vital importancia en esta fase, la velocidad de descarga de la bomba de modo de permitir que los barcos puedan retornar a las operaciones de captura a la mayor brevedad, la correcta selección y operación de la bomba de modo de minimizar el daño mecánico causado al pescado durante el transporte, y la eficiencia de los sistemas desagüadores para llegar a los pozas con la mínima cantidad de agua, la cual acelerará el proceso de descomposición del pescado y recargará el procesamiento de los líquidos. Asimismo, las pozas o piscinas deberán tener las condiciones adecuadas para la preservación de la materia prima, y posibilitar una fácil alimentación y un adecuado control en su ingreso al proceso.

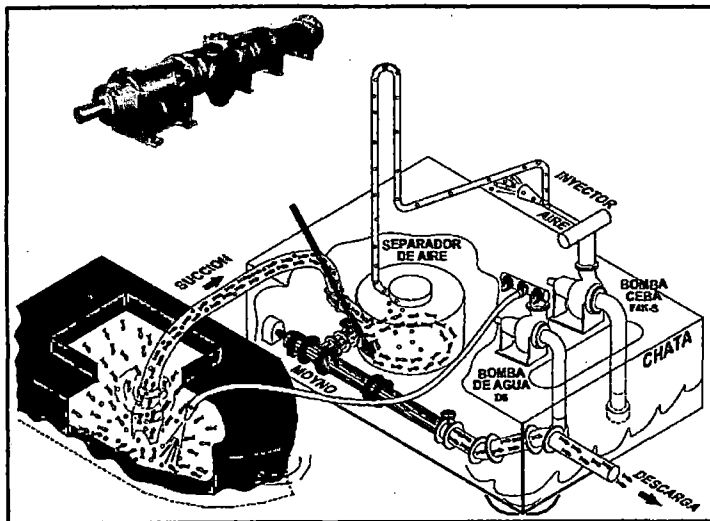
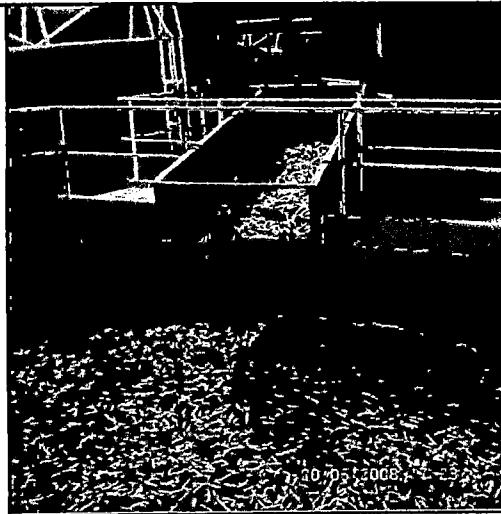


Figura 2.1: Descarga y Almacenamiento Anchoveta



2.1.2. PROCESAMIENTO DE SÓLIDOS

A partir de la materia prima almacenada en pozos, se regulará la alimentación a los equipos de proceso de sólidos, siendo la frescura y el estado general del pescado, la principal variable de decisión para la obtención de un producto de alta calidad.

El cocedor deberá recibir una alimentación continua de modo de garantizar su completo llenado, y mediante la regulación del vapor aportado y la velocidad del tornillo de avance, entregará el pescado con el grado requerido de cocción, que a su vez, permita la máxima liberación del contenido de agua intracelular.

Esta etapa inicial es de gran importancia para la obtención de un producto de alta calidad, al posibilitar un buen prensado posterior y por lo tanto, minimizar el contenido de grasa en la harina, manteniendo las óptimas características nutricionales de ella.

La siguiente etapa persigue separar la mayor cantidad posible de agua y aceite, mediante el drenado en tamices vibradores (prestrainer) y la prensa de pescado, cuya alimentación y velocidad deben también regularse cuidadosamente para obtener una baja proporción de humedad y grasa en la descarga, aspectos fundamentales para la calidad del producto y la correcta operación de los equipos de procesamiento de líquidos.

El producto intermedio, así obtenido, se conoce como torta o queque de prensa, y debe ser desmenuzado o desintegrado en un molino húmedo.

Este equipo permite disgregar muy finamente el queque proveniente de la prensa, lo que facilita el contacto con el medio de secado en la etapa posterior, haciéndolo más eficiente y posibilitando la obtención de la calidad requerida.

En la actualidad algunas plantas no utilizan el molino ya que el keke es enviado directo a los secadores tipo rotadiscos donde es desmenuzado.

El objetivo del proceso de secado es retirar la humedad contenida en la torta de prensa, hasta el nivel deseado en el producto final. Describiremos primeramente el secado en equipos del tipo indirecto, los cuales, por sus características, permite evaporar el agua contenida en la torta de prensa en un proceso de baja temperatura, lo que garantiza el control del proceso para obtener óptimas características del producto final.

El tipo de secador indirecto más ampliamente usado en la industria pesquera es el de tubos de vapor, consistente en un tambor rotatorio con varios haces de tubos longitudinales, en el cual la harina fluye en forma continua en contacto con la pared de los tubos. Los vapores generados por la evaporación del agua contenida en la torta de prensa son extraídos por un ventilador que los transporta hacia la planta evaporadora.

Este tipo de secadores son frecuentemente operados en conjunto con una planta evaporadora del tipo película descendente, que se describirá más adelante, de modo que los vapores generados durante el proceso de secado sean utilizados como medio de calefacción en ella, con el consiguiente ahorro de energía con respecto a los sistemas tradicionales de evaporación.

La baja temperatura a que es mantenida la harina durante todo el proceso de secado en estos equipos, asegura un mínimo deterioro de la calidad proteica de la harina, obteniéndose altos índices de digestibilidad, contenido de aminoácidos esenciales y baja bio toxicidad, factores cada vez más relevantes en el mercado y que determinan diferenciales de precios significativos con respecto a las harinas obtenidas por los procesos tradicionales.

Alternativamente, se puede utilizar un secado del tipo directo, que consiste en un cilindro rotatorio a través del cual circula un flujo de aire caliente producido por un generador de gases calientes. La carga es introducida por un extremo y agitada permanentemente por las aletas longitudinales del tambor para transferir la humedad a la corriente de aire en un proceso que la mantiene a baja temperatura, y con un tiempo de residencia muy breve, es entregada en la caja de humos, con la humedad final y la calidad máxima que permita la materia prima disponible.

La harina finalmente es sometida a un proceso de molienda de acuerdo a la granulometría deseada, es tratada con una proporción estrictamente controlada de etoxiquina, como agente antioxidante para inhibir el enranciamiento de las grasas, y ensacada en bolsas de malla de polipropileno, cuya capacidad varía de acuerdo a los mercados de destino.

En la figura 2.2 se muestra el diagrama de proceso productivo de harina FAQ y STEAM DRIED (según el proceso de secado).

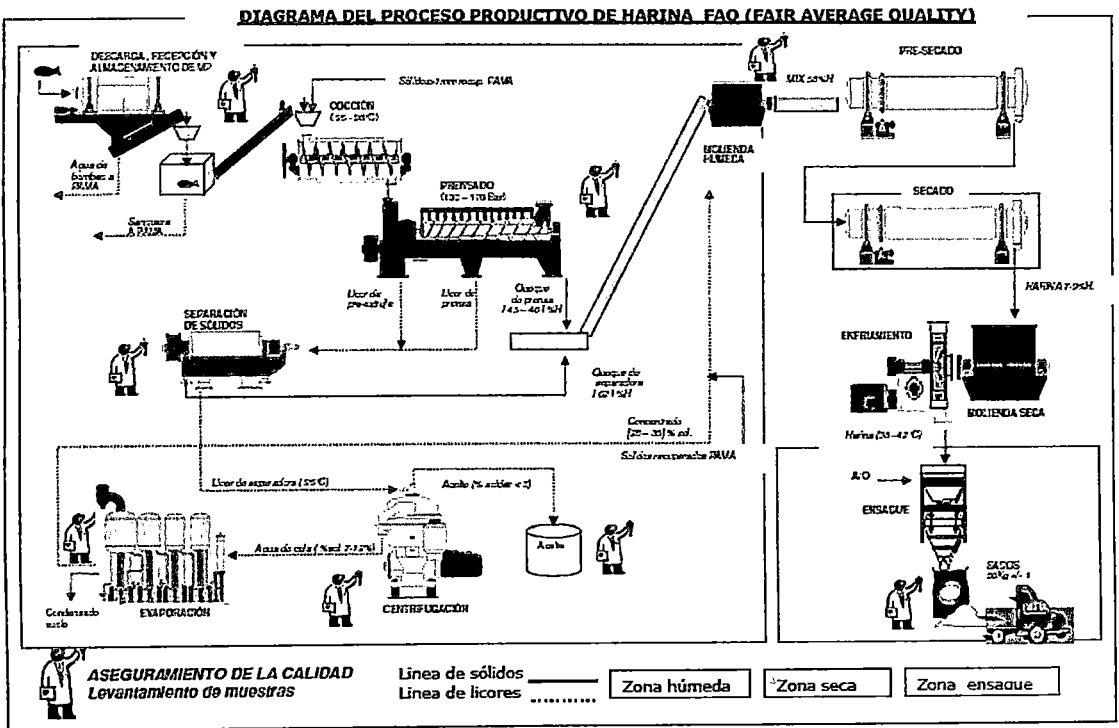
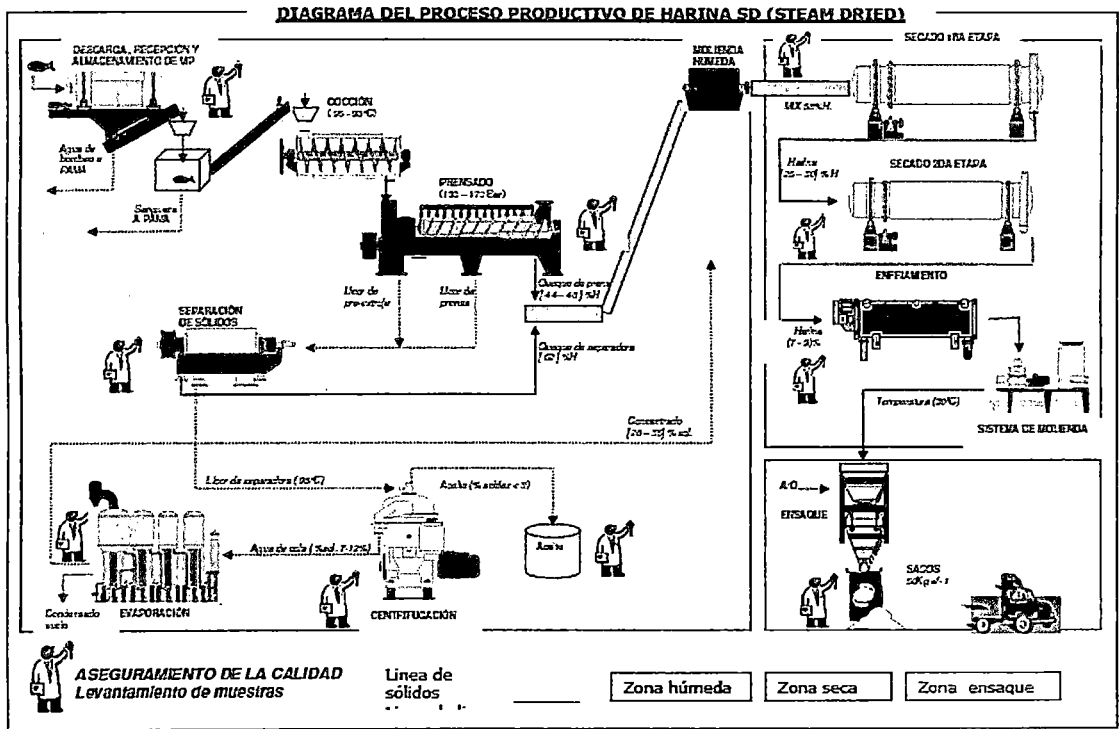


Fig. 2.2: Diagrama Proceso Productivo de Harina STEAM DRIED y FAQ
(Fuente Pesquera COPEINCA)

2.1.3. PROCESAMIENTO DE LÍQUIDOS

A partir del líquido separado en la etapa de prensado, conocido como licor de prensa, cuyo contenido de sólidos y grasas hace altamente rentable su procesamiento, se procede en tres etapas sucesivas a recuperar los sólidos en suspensión, el aceite y los sólidos disueltos.

La primera de ellas, la desbarradora, consiste básicamente en un tambor que gira a alta velocidad, en el cual las partículas más finas de sólidos no retenidas en el prensado, son separadas por fuerza centrífuga y entregadas a un transportador que las reincorpora a la torta de prensa, previo al proceso de secado.

Son variables críticas para este proceso, el correcto estado de las cribas de la prensa, de modo de entregar a desbarradoras la mínima cantidad posible de sólidos, y la temperatura a la que son alimentados, para facilitar la separación. El líquido así obtenido es alimentado posteriormente a la separadora, la cual, también en un proceso centrífugo, produce una separación de fases entre el aceite y el agua con sólidos disueltos.

Las variables a controlar en este proceso son, la temperatura de alimentación, al igual que en el caso anterior, y la selección del diámetro óptimo del disco de gravedad, el cual regula el punto de separación en la interfase.

Este punto es un compromiso entre la cantidad de agua y sólidos que se obtiene en el aceite, y la cantidad de éste en el agua de cola, y por lo tanto en el concentrado que se obtendrá posteriormente.

Finalmente, el agua de cola (agua y sólidos disueltos) es concentrada en un evaporador de múltiples efectos, obteniéndose un líquido con un alto

contenido de sólidos, que se adiciona a la torta de prensa antes del secado, y en las etapas intermedias de éste.

Cabe destacar que el aporte de los sólidos solubles provenientes del agua de cola, significan un incremento de la producción de harina de la planta, superior al 20% para la misma cantidad de materia prima procesada.

La tecnología más moderna en esta área, ya mencionada anteriormente, es el evaporador de película descendente, el cual utiliza como medio de calefacción la energía de los vapores generados en el proceso de secado con secadores del tipo indirecto.

Su principio de operación se basa en una gran intensidad de transferencia de calor con pequeños diferenciales de temperatura entre la pared del tubo y el líquido a concentrar, al alimentar cada tubo con una delgada película de líquido, distribuida homogéneamente, cuyos vapores propios producen un rápido arrastre a lo largo del tubo, y por lo tanto una rápida concentración y mínimo tiempo de contacto con la pared caliente.

Este sistema, además del importante ahorro de energía ya mencionado, permite obtener un concentrado de alta calidad, y posibilitada que los procesos de puesta en marcha y detención del equipo sean muy breves, dada la pequeña cantidad de líquido que contiene, en relación con el evaporador del tipo tradicional.

La planta evaporadora es equipada con un sistema de limpieza química automatizada de modo de mantener limpias las superficies de intercambio de calor, y por lo tanto la eficiencia térmica del conjunto.

Durante el proceso, se debe controlar cuidadosamente los niveles de líquido en cada uno de los efectos, de forma tal de que se produzca una rápida agitación que facilite la separación del vapor.

Este tipo de plantas requieren ser sometidas a limpieza química y mecánica en forma periódica para mantener su nivel de eficiencia.

En la figura 2.3 se muestra una Planta Evaporadora del Tipo Película Descendente.

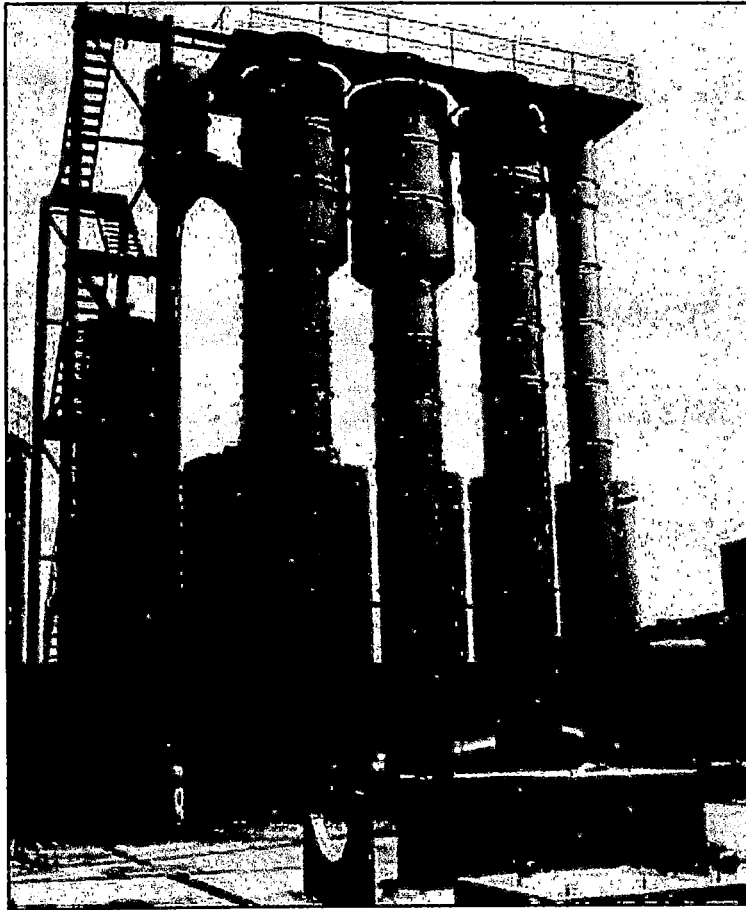


Fig. 2.3: Planta Evaporadora del Tipo Película Descendente

2.2. DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO

La harina de pescado es una harina hecha mediante el cocido y molido de pescado crudo fresco y de desechos de pescado. El aceite de pescado es un líquido claro marrón/amarillento obtenido al exprimir pescado cocido y generalmente es refinado.

La harina y el aceite de pescado se producen de la captura de peces para los cuales existe poca o ninguna demanda para el consumo humano y también de desechos de pescado generados durante el procesamiento de pescado para la alimentación humana.

Los peces enteros son principalmente pequeños, oleaginosos y huesudos y en gran parte no comestibles, por ejemplo, la anchoveta, el jurel, el menhaden, el capelán y el lanzón.

Estos peces almacenan aceite en su carne, entre el 10% y 15% de la harina de pescado del mundo es producida de desechos. Esto se produce a partir de cualquier pescado blanco que sea bajo en aceite (la mayor parte del aceite está en el hígado que se utiliza para la producción de aceite, por ejemplo, el hígado de bacalao) o de los desechos de peces oleaginosos tales como el arenque, la caballa etc.

La harina de pescado es normalmente un polvo o harina marrón compuesto normalmente por entre 60% y 72% de proteína, entre 5% y 12% de grasa y entre 10% y 20% de ceniza. Los productores proveen detalles del tipo de materia prima utilizada y del contenido típico de nutrientes.

En la figura 2.4 se muestra los Tipos de Harina de Pescado y su composición según el Proceso de Secado (FAQ y STEAM DRIED):

HARINA DE PESCADO SECADA A FUEGO DIRECTO (FAQ)

	GOOD FAQ	FAQ-SM	FAQ-LM
PROTEINA	67% Min	66% Min	65% Máx
GRASA	10% Máx	10% Máx	12% Máx
HUMEDAD	10% Máx	10% Máx	10% Máx
SAL + ARENA	5% Máx	5% Máx	5% Máx
ARENA SOLA	2% Máx	2% Máx	2% Máx
CENIZAS	17% Máx	-	-
TVN	120 mg N/100gr Máx	150 mg N/100gr Máx	-
FFA	10% Máx	10% Máx	-
HISTAMINA	1000 ppm Máx	2000 ppm Máx	-
ANTIOXIDANTE	150 ppm min	150 ppm min	150 ppm min

HARINA DE PESCADO SECADA AL VAPOR (STEAM DRIED)

	SUPERPRIME	PRIME	VALLEY OF	TRAILBLAZER	STANDARD
PROTEINA	68% Min	67% Min	67% Min	67% Min	67-66-65 % Min
GRASA	10% Máx	10% Máx	10% Máx	10% Máx	12% Máx
HUMEDAD	10% Máx	10% Máx	10% Máx	10% Máx	10% Máx
SAL + ARENA	4% Máx	5% Máx	5% Máx	5% Máx	5% Máx
ARENA SOLA	1% Máx	2% Máx	2% Máx	2% Máx	2% Máx
CENIZAS	16% Máx	17% Máx	17% Máx	17% Máx	-
TVN	100 Mg/100gr Máx	120 mg N/100gr Máx	120 mg N/100gr Máx	150 mg N/100gr Máx	-
FFA	7.5% Máx	10% Máx	10% Máx	10% Máx	-
HISTAMINA	500 ppm Máx	1000 ppm Máx	-	-	-
ANTIOXIDANTE	150 ppm min	150 ppm min	150 ppm min	150 ppm min	150 ppm min

Fig. 2.4: Tipo de Harina de Pescado según Proceso Secado (STEAM DRIED y FAQ).

(Fuente: Pesquera TASA)

2.3. UTILIZACIÓN DEL PRODUCTO

Prácticamente toda la harina de pescado se utiliza como ingrediente de alto valor proteico en la alimentación de animales terrestres de crianza y para peces de criadero (acuicultura).

El aceite de pescado se utiliza principalmente en piensos para peces de criadero pero también se utiliza para elaborar cápsulas que contienen los ácidos grasos omega-3, como suplemento para la salud humana.

Los pescados oleaginosos son la fuente principal de omega-3, el EPA y el DHA, que se reconocen mundialmente como factor dominante en la salud humana.

Una parte importante de los peces oleaginosos capturados no es comestible.

Gracias a la producción de harina y aceite de pescado, el EPA y el DHA vuelven a la cadena alimenticia humana vía suplementos de aceite de pescado, así como vía peces cultivados e incluso el ganado. Esto es equivalente a la mitad de todo el EPA y el DHA proporcionados por peces silvestres comestibles.

El aceite de pescado es rico en los ácidos grasos omega-3, el EPA y el DHA. Éstos han sido el tema de numerosos estudios demostrando que confieren varios beneficios a la salud - particularmente a la salud cardiovascular (la circulación del corazón y de la sangre). Una fuente dietética se ha demostrado a ser beneficiosa para el desarrollo de los bebés/infantes - especialmente para el sistema nervioso incluyendo el cerebro y los ojos. El EPA y el DHA provenientes del aceite de pescado son antiinflamatorios, previniendo o mejorando condiciones tales como el asma, la artritis reumatoide, el lupus, la soriasis, la enfermedad de Crohn etc.

La mayoría del aceite de pescado (alrededor del 80%) se utiliza en la acuicultura junto con la harina de pescado - especialmente para las especies carnívoras. El EPA y el DHA son utilizados por los peces/crustáceos cultivados y son depositados en gran parte en el músculo o el hígado. Esto los vuelve con eficacia a la cadena

del alimento humana. Actualmente se producen unos 20 millones de toneladas de la acuicultura.

En la figura 2.5 se muestra la proporción de usos de la harina de pescado:

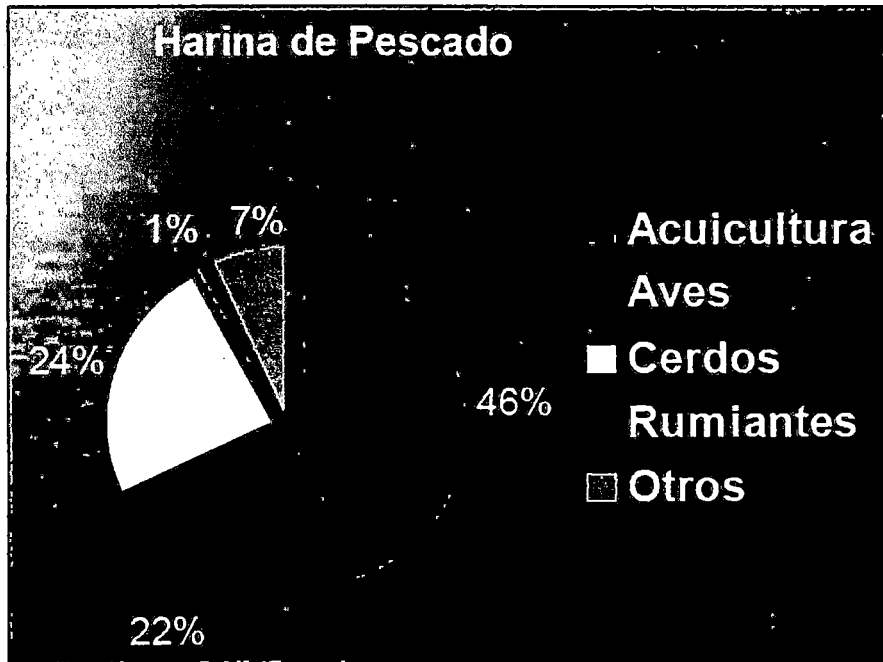


Figura 2.5: Utilización de la Harina de Pescado según Especies
(Fuente: IFFO)

CAPITULO III

SISTEMA DE SECADO EN LA INDUSTRIA DE HARINA DE PESCADO

3.1. DEFINICION

El secado es quizás la más antigua, común y diversa de las operaciones unitarias de ingeniería química. Más de cuatrocientos tipos de secadores se han reportado en la literatura y más de cien tipos distintos están comúnmente disponibles.

El secado se produce al efectuar la vaporización del líquido mediante el suministro de calor a la materia prima húmeda.

El calor puede ser suministrado por convección (secadores directos), por conducción (contacto o secadores indirectos), radiación o volumétricamente mediante la colocación de la tela mojada en el microondas o de radiofrecuencia campo electromagnético. Más del 85% de los secadores industriales son de tipo convectivo con aire caliente o gases de combustión directa como medio de secado y encima del 99% de las aplicaciones involucra remoción de agua.

El secado es una de las operaciones unitarias más intensivas en consumo de energía debido al alto calor latente de vaporización y la ineficiencia inherente de utilizar aire caliente como el (más común) medio de secado.

El rango de consumo de energía para Secado va desde 5% para los procesos de la industria química hasta 35% para las operaciones de la industria papelera.

Las variables externas esenciales son la temperatura, humedad, velocidad y dirección del flujo de aire, la forma del sólido, la conveniencia de la agitación, y el método de apoyo del sólido durante la operación de secado.

3.2. MECANISMO DE SECADO

La humedad en un sólido cualquiera puede estar desligada o ligada.

Hay dos métodos para remover la humedad desligada: la evaporación y vaporización.

La evaporación se produce cuando la presión de vapor de la humedad en la superficie sólida es igual a la presión parcial del agua en el aire. Esto se debe al aumento de la temperatura de la humedad hasta punto de ebullición. Si el material que está siendo secado es sensible al calor, entonces la temperatura a la cual la evaporación ocurre puede ser disminuida, bajando la presión (evaporación a vacío). Si la presión disminuye más allá del punto triple, entonces la fase líquida no puede existir y la humedad en el producto es congelada.

En segundo lugar, es la vaporización el secado se lleva a cabo por convección, es decir, haciendo pasar el aire caliente sobre el producto. El aire es enfriado por el producto y la humedad es transferida hacia el aire. En este caso la presión de vapor de humedad sobre el sólido es menor que la presión parcial del agua en el aire.

Una necesidad preliminar para la selección de un adecuado tipo de secador y el diseño y el tamaño es la determinación de las características de secado.

Otra información requerida son las características de manejo de sólidos, equilibrio de humedad del sólido, y sensibilidad del material a la temperatura, junto con los límites de temperatura alcanzable con la fuente de calor en particular.

La figura 3.1 representa una típica curva de secado como una función del tiempo.

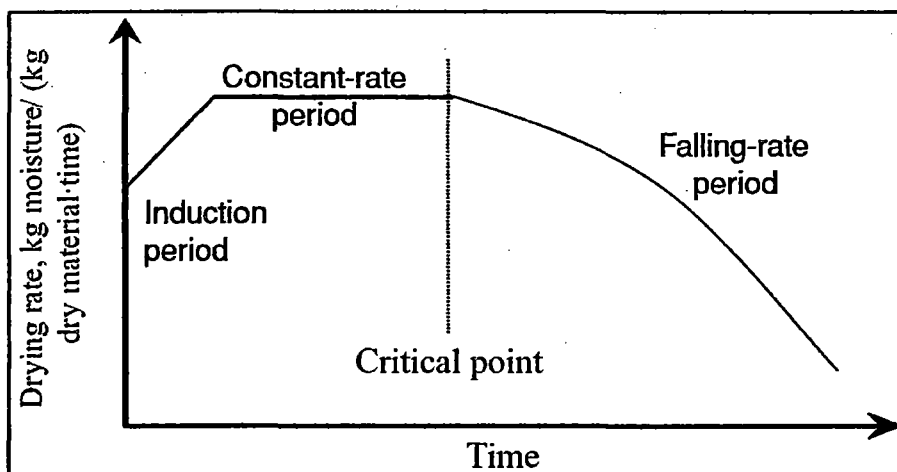


Figura 3.1: Típica Curva de Velocidad de Secado, condiciones constantes

De la figura 3.1; el primer periodo de secado es llamado el periodo de inducción. Este periodo ocurre cuando el material esta calentado a principios del secado. El segundo periodo de secado es llamado el periodo de velocidad constante. Durante este periodo, la superficie se mantiene húmeda lo suficiente para mantener la presión de vapor de agua en la superficie. Una vez que la superficie se ha secado lo suficiente, la velocidad de secado disminuye y se produce el periodo de velocidad decreciente. Este período también se puede denominar como secado obstaculizado.

3.3. CLASIFICACION Y SELECCION DE SECADORES

Con muy pocas excepciones, la mayoría de los productos de la industria de hoy en día sufren de secado en algún momento u otra. Un producto debe ser adecuado para cualquier posterior procesamiento o venta. Los materiales deben

tener un contenido de humedad en particular para su transformación, moldeado o paletizado. Los productos deben secarse a un adecuado bajo contenido de humedad para el envasado satisfactorio. Cada vez que los productos se calientan a altas temperaturas, como en procesos de cerámica y metalúrgica un pre secado por delante en temperaturas más bajas de los hornos de cocción es ventajoso para el ahorro de energía. El excesivo secado es un desperdicio, ya que resulta en la degradación del producto, como en el caso del papel y la madera.

La elección del contenido final de humedad es dictada en gran medida por los requisitos de almacenamiento y la estabilidad. El contenido final de humedad determina el tiempo de secado y las condiciones necesarias para el secado.

Los Secadores se pueden clasificar de varias maneras. La eficaz clasificación es de vital importancia en la selección del secador más apropiado para la función y la comprensión de los principios fundamentales sobre los que opera. Las categorías principales son las siguientes:

Forma de alimentación y producto; partícula (sólido o líquido), plancha, bloque.

Modo de Operación; por lotes o continuo.

Modo de transferencia de calor; convectivo (directa), conductor (indirectos), radiación, o dieléctrico.

Condición de los sólidos; cama estática, cama móvil, fluido o dispersa. **Contacto**

Gas-sólido; flujo paralelo, flujo perpendicular o a través de circulación.

Patrón caudal de gas; flujo cruzado, corriente directo, o contracorriente.

Un cuadro de clasificación de los secadores se muestra en la figura 3.2

Classification of Drying Equipment				
Dryer group	Feed type	Dryer type	Heating mode	Synonyms and variants
Batch tray Nonagitated	Particulate	Cross-circulated tray	Cross-circulation	Atmospheric tray
		Perforated tray	Through-circulation	Through-circulation, drying room
Batch agitated Mechanical agitation	Particulate	Contact/vacuum tray	Conduction	Vacuum oven, vacuum shelf
		Vertical pan	Conduction	Vertical agitated
		Conical	Conduction	Sidescrow, Nauta
		Spherical	Conduction	Turbosphere
Continuous tray Nonagitated	Particulate	Horizontal pan	Conduction	Batch paddle, ploughshare
		Turbo-tray	Cross-circulation	Rotating tray/shelf, Wyssmoot Turbo-dryer
		Plate	Conduction	Kraus-Maffei
Continuous band/travel Nonagitated	Particulate	Caroussé	Through-circulation	Wenger
		Moving bed	Through-circulation	Tower, silo, gravity
		Tunnel	Cross-circulation	Moisture truck/rolleys
Continuous agitated Mechanical agitation	Particulate	Perforated band	Through-circulation	Atmospheric band/belt, vibrated bed
		Contact/vacuum band	Conduction	Vacuum belt, vibrated tray
		Paddle, low-speed	Conduction	Horizontal agitated, Disc, Porceptine, Nara
Continuous rotary Rotational agitation	Particulate	Paddle, high-speed	Conduction	Solidaire
		High-speed coxaxetive paddle	Through-circulation	Rapid, Forberg
		Indirect rotary	Conduction	Steam-tube, Loutsville
Continuous dispersion Airborne transport	Particulate	Rotary knives	Through-circulation	Rotatoron
		Cascading rotary	Dispersion	Direct rotary, rotary drum
		Fluidized bed	Dispersion	Well-mixed/plug-flow fluid bed
Continuous special	Particulate	Vibratized bed	Dispersion	Vibrated fluid bed
		Pneumatic conveying	Dispersion	Flash, stag, swept mill
		Spin-floch	Dispersion	Swirl fluidizer
		Spouted bed	Dispersion	Circulating fluid bed
		(Freeze)	Conduction	Continuous freezer
Continuous liquid feed	Liquid/slurry	Radiofrequency/microwave	Radiation	Dielectric
		Spray	Dispersion	Atomizing
		Spray/fluidized bed	Dispersion	Spray/belt
		Fluid bed granulator	Dispersion	Recirculating inert balls
		Thin-film	Conduction	Evaporator-dryer, wiped-film, LUWA
Continuous sheet/film	Film/sheet	Drum	Conduction	Film-drum
		(Filter-dryer)	Conduction	Nutsche, Busemann
		Centrifuge-dryer	Through-circulation	Heckel
		Cylinder	Conduction	Paper machine, roller
		Yankee	Conduction	Impingement
		Hotzy through	Through-circulation	
		Stentler	Through-circulation	Teeter, range (textiles)
		Floation	Through-circulation	Coarda, floating web
		Continuous oven	Conduction	Festoon, Spooner oven
		Infrared	Radiation	Curing

Figura 3.2: Clasificación Según Categorías Principales

Clasificación según forma de alimentación se tiene: (ver figura 3.3)

Nature of Feed	Dryer Selection versus Feedstock Form									Formed Solids	
	Liquids			Cakes		Free-Flowing Solids					
	Solution	Slurry	Pastes	Centrifuge	Filter	Powder	Granule	Fragile Crystal	Pellet		Fiber
<i>Convection Dryers</i>											
Belt conveyer dryer							x	x	x	x	x
Flash dryer				x	x	x	x				x
Fluid bed dryer	x	x		x	x	x	x		x		
Rotary dryer				x	x	x	x		x	x	
Spray dryer	x	x	x								
Tray dryer (batch)				x	x	x	x	x	x	x	x
Tray dryer (continuous)				x	x	x	x	x	x	x	
<i>Conduction Dryers</i>											
Drum dryer	x	x	x								
Steam jacket rotary dryer				x	x	x	x		x	x	
Steam tube rotary dryer				x	x	x	x		x	x	
Tray dryer (batch)				x	x	x	x	x	x	x	x
Tray dryer (continuous)				x	x	x	x	x	x	x	

Figura 3.3: Clasificación Según Forma Alimentación

Clasificación según su modo de operación se tiene: (ver figura 3.4 y 3.5)

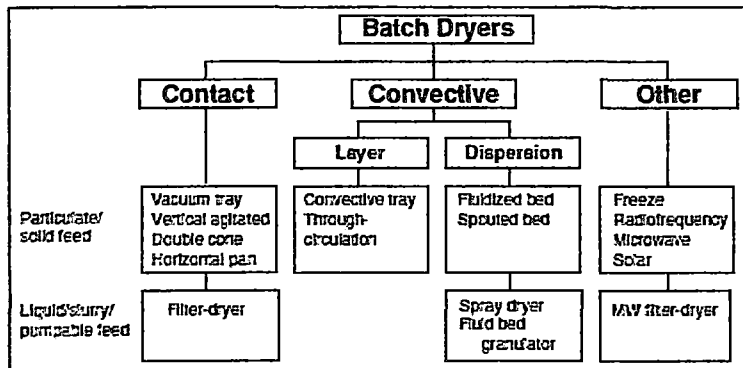


Figura 3.4: Clasificación Según Operación por Lotes

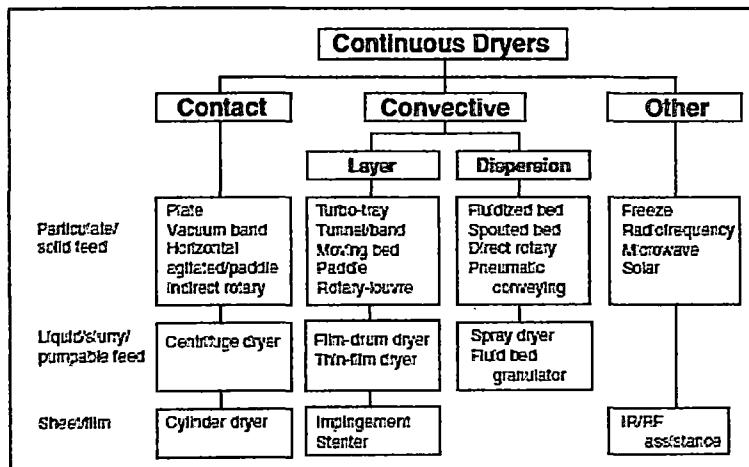


Figura 3.5: Clasificación Según Operación Continua

De acuerdo a la forma de producción (continua) y alimentación (partícula/cake filtrado) de nuestro secador y según las figuras 3.3, 3.4 y 3.5 el Secador Rotativo Indirecto de Tubos cumple con la clasificación para la selección del material a secar.

3.4. SISTEMAS DE SECADO EN LA INDUSTRIA

Actualmente las empresas Pesqueras Nacionales productoras de Harina de Pescado utilizan varias etapas de secado en su proceso productivo en la tabla 3.1 se muestra las más utilizadas:

Tipo Harina	1ra Etapa	2da Etapa	3ra Etapa	Usuarios	Opción
	Tipo Secador % Humedad	Tipo Secador %Humedad	Tipo Secador %Humedad		
FAQ	Gases Combustión 54% - 21%	Aire Caliente 21% - 8%	No aplica	Varios	1
Steam Dried	Rotadiscos 54% - 45%	Rotatubos 45% - 21%	Aire Caliente 21% - 8%	Tasa Diamante	2
	Rotatubos o Rotadiscos 54% - 21%	Aire Caliente 21% - 8%	No aplica	Austral Copeinca	3

De la Tabla 3.1 las opciones 2 y 3 usan Secadores del Tipo Rotatubos en el proceso de secado, la opción 1 no usa, pero según la reglamentación actual (Resolución ministerial n° 621-2008-Produce) este proceso de secado debe ser reemplazado por el sistema Steam Dried.

Asimismo para las opciones 2 y 3 se muestra como ejemplo el Balance de Masas para una Planta Típica de 120 Ton/Hr. (Ver Figuras 3.6 y 3.7 respectivamente).

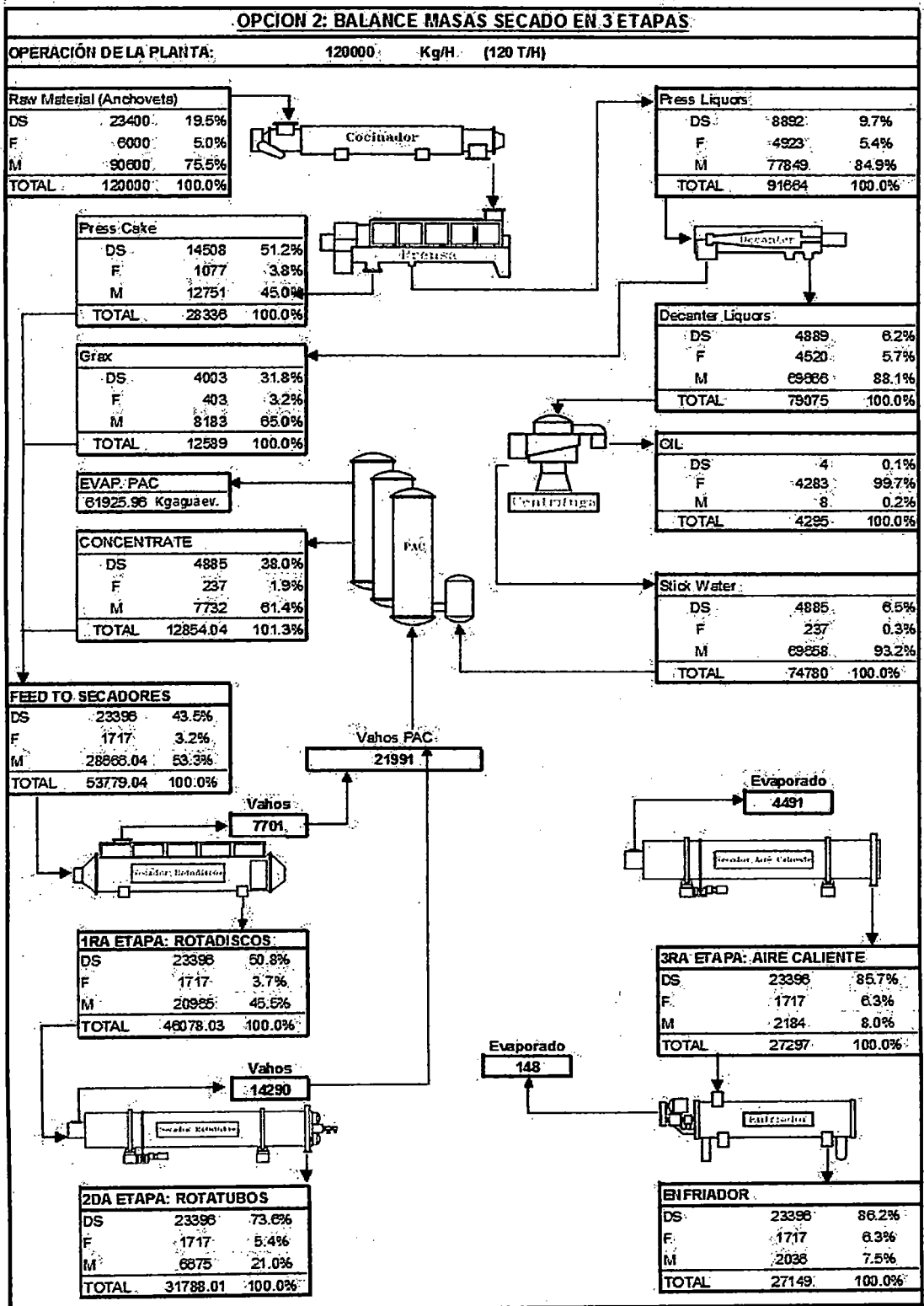


Figura 3.6: Balance Masas para Secado (3) Etapas (Opcion 2)

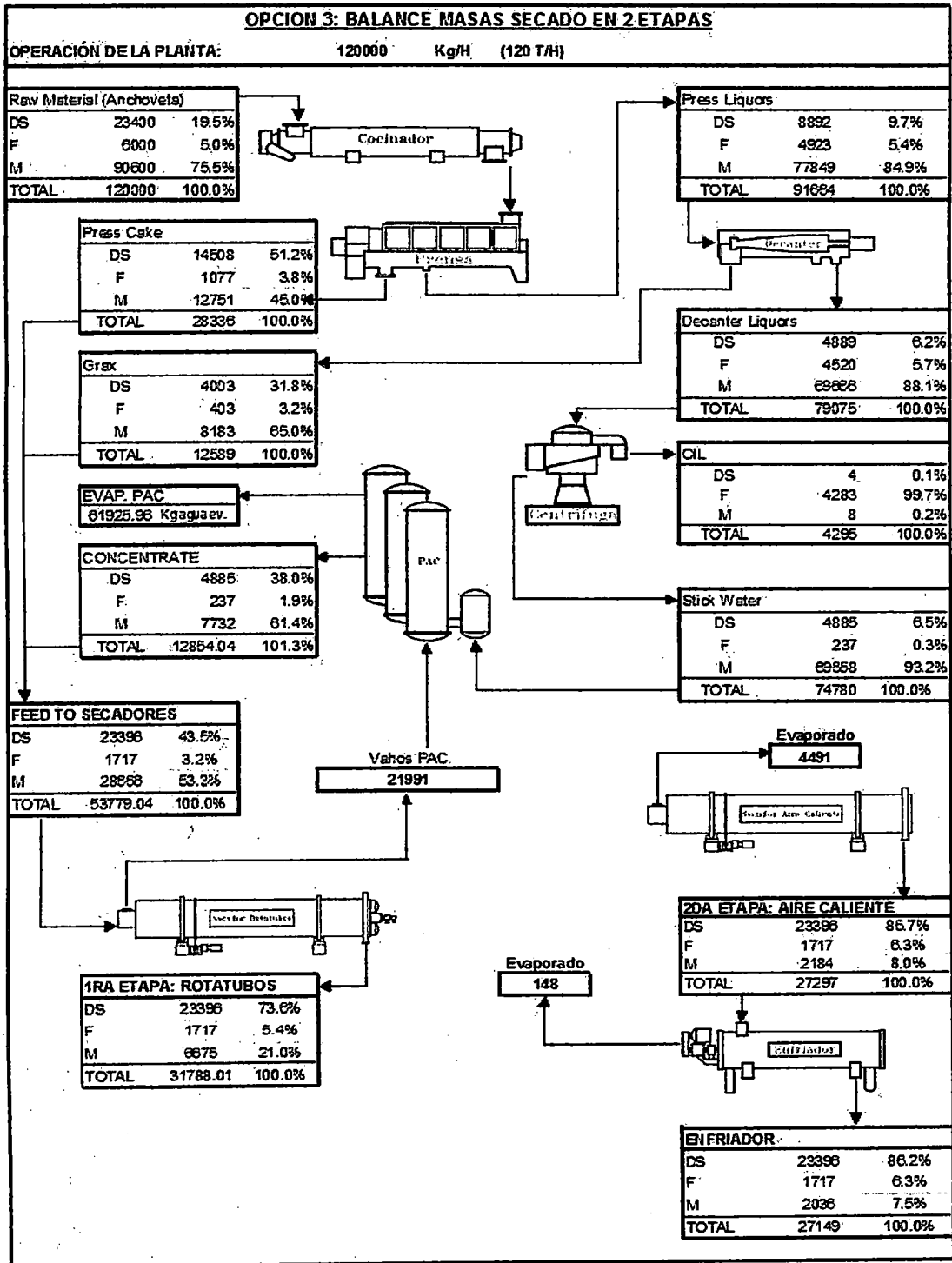


Figura 3.7: Balance Masas para Secado (2) Etapas (Opción 3)

De los Balances de Masas Figura 3.6 y 3.7 se puede obtener la cantidad de Equipos Secadores Tipo Rotatubos que se usarían para cada proceso de secado:

Opción 2 (Figura 3.6):

Cantidad de Agua a Evaporar (Vahos) = 14290 Kg. Agua/Hr.

Capacidad del Secador = 8000 Kg. Agua/Hr.

$$\text{Numero Secadores Rotatubos} = 2 \left(\frac{\text{Vahos}}{\text{Capacidad}} = \frac{14290}{8000} = 1.78 \right).$$

Opción 3 (Figura 3.7):

Cantidad de Agua a Evaporar (Vahos) = 21991 Kg. Agua/Hr.

Capacidad del Secador = 8000 Kg. Agua/Hr.

$$\text{Numero Secadores Rotatubos} = 3 \left(\frac{\text{Vahos}}{\text{Capacidad}} = \frac{21991}{8000} = 2.75 \right) \text{ o}$$

$$\text{Numero Secadores Rotadiscos (*)} = 8 \left(\frac{\text{Vahos}}{\text{Capacidad}} = \frac{21991}{2800} = 7.85 \right).$$

(*) La capacidad usada para el cálculo de la cantidad de Secadores Rotadiscos es correspondiente a los que actualmente se ofrecen en el mercado.

Según los Sistemas de Secado existentes y analizados de la industria se demuestra que los "Secadores Rotatubos" son pieza fundamental o complementaria del Secado en el Proceso Productivo de la Harina de Pescado.

CAPITULO IV

DESCRIPCION DEL EQUIPO

4.1. CARACTERÍSTICAS GENERALES.-

El Secador Rotatubos es un equipo del tipo conductivo porque el calor entregado al producto fluye por conducción a través de una superficie metálica desde el medio de aporte de calor, por lo tanto su secado es indirecto, está especialmente diseñado para el deshidratado de la mezcla de torta de prensa y soluble concentrado en la fabricación de harina y aceite de pescado. El equipo consiste de un cilindro de doble pared (Carcaza) ligeramente inclinado con respecto a la horizontal (1° a 5°) para facilitar el transporte de la materia prima húmeda a través de su cuerpo, en cuyo interior se ubica longitudinalmente tubos de vapor (Haz de Tubos) que giran conjuntamente con el cuerpo. Tanto los tubos como el cuerpo del secador son alimentados con vapor proveniente del caldero (Ver fig. 4.1).

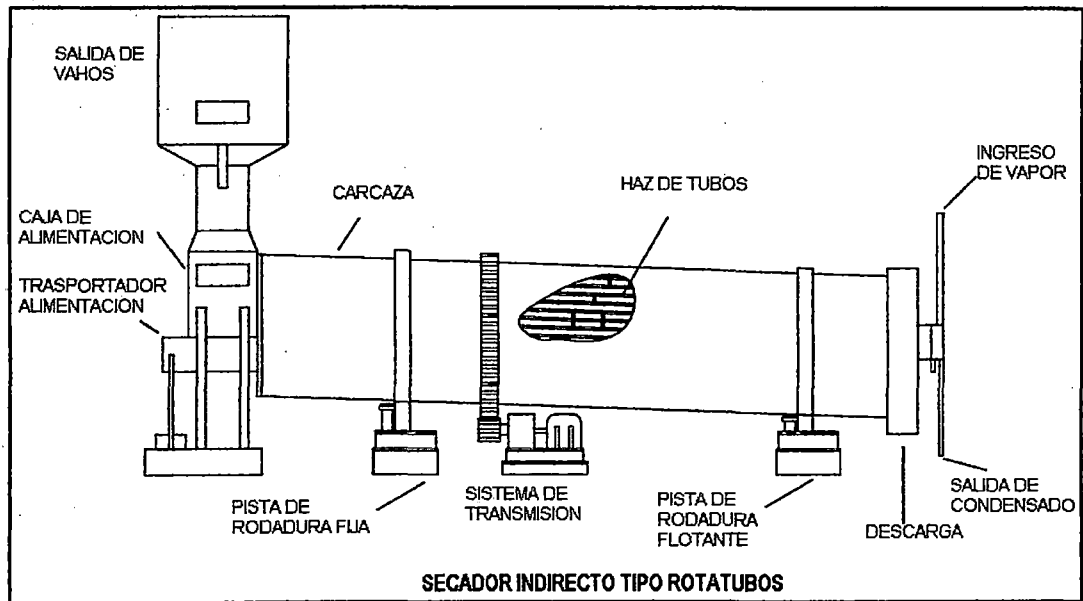


Figura 4.1: Secador Indirecto Tipo Rotatubos

4.2. GEOMETRIA ELEMENTOS PRINCIPALES.-

Para nuestro diseño los Elementos Principales serán las partes móviles del equipo las cuales son:

4.2.1. CARCAZA:

La Carcaza es la parte principal del Secador ya sea del lado de resistencia estructural como de operación del equipo, consiste de un cilindro de doble pared, siendo el CASCO la pared interior y la CHAQUETA la parte exterior, el espacio entre ellos es alimentado con vapor de agua generalmente.

En la unión del Casco y Chaqueta existen varios tipos de arreglos los más usados y/o encontrados en la industria son:

Casco con Chaqueta unida mediante STAYER:

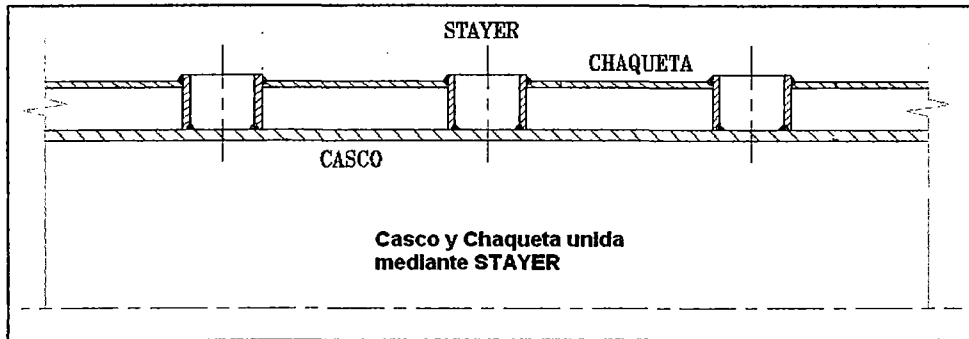


Figura 4.2: Arreglo Carcaza Tipo Stayer

Casco con Chaqueta tipo MEDIA CAÑA:

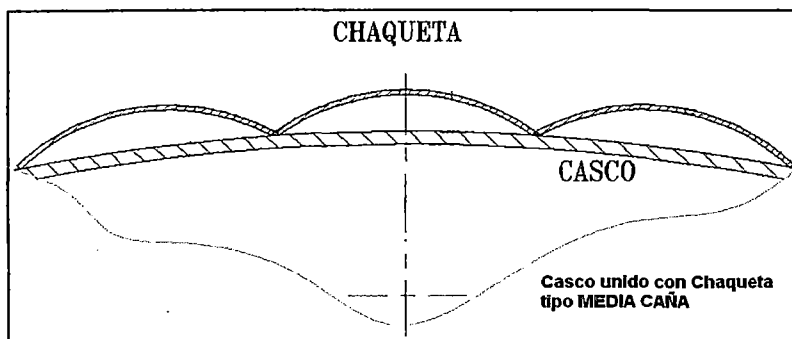


Figura nro. 4.3: Arreglo Carcaza Tipo Media Caña

Casco con Chaqueta unida mediante ANILLO SEPARADOR:

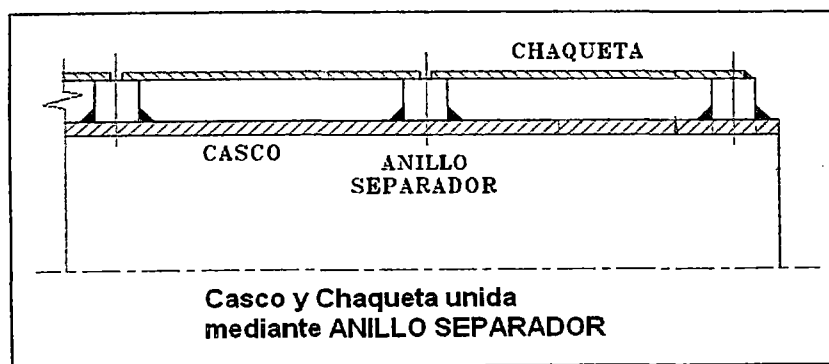


Figura 4.4: Arreglo Carcaza Tipo Anillo Separador

Para nuestro diseño de la Carcaza del Secador será el Arreglo Casco y Chaqueta Unida mediante Anillo Separador (ver figura 4.4).

El material usado para la fabricación de las partes de la Carcaza es acero estructural ASTM A-36.

Las Partes que Conforman la **Carcaza** son:

Casco: Es un Cilindro Interior conformado por varios Anillos Rolados Cerrados los cuales serán armados y soldados.

Chaqueta: Es un Cilindro Exterior conformado por varios Anillos Rolados Cerrados los cuales serán armados y soldados.

Anillo separador: Es un Anillo Rolado de Sección Cuadrada que va soldado entre el casco y chaqueta en intervalos a lo largo de su longitud, permite disminuir el espesor del casco ya que aporta rigidez estructural, además genera el espacio para que el vapor pueda realizar la transferencia de calor por conducción al material.

Las dimensiones principales (diámetro, longitud y espesor) de la carcaza serán calculadas en la sección 5.2.1.

4.2.2. HAZ de TUBOS:

Consiste de un banco de tubos alimentados y calentados con vapor y ubicados simétricamente alrededor del perímetro de la carcaza, existen varios tipos de arreglos los más usados y/o encontrados en la industria son: Haz de tubos CONCENTRICOS y Haz de tubos tipo BUNDLE (Ver Figura 4.5), con la descarga del condensado por gravedad hacia un distribuidor tipo manifold o bayoneta.

Actualmente los tipo "BUNDLE" son los más usados, estos son tubos montados en bancos o paquetes que permite ingresar y realizar una fácil manutención, en algunos diseños el banco puede ser retirado efectuando la reparación en el exterior del secador y permitiendo que éste siga funcionando. Nuestro diseño usara un arreglo de (6) Haz de Tubos tipo Bundle.

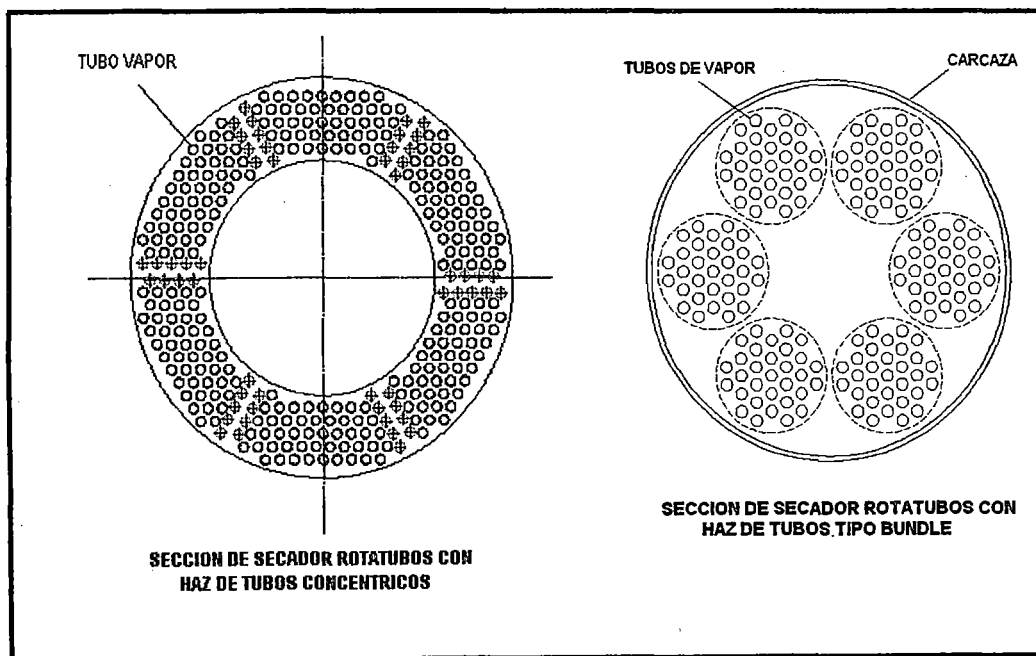


Figura: 4.5 Tipo de Arreglos para el Haz de Tubos

Los Haz de Tubos Tipo Bundle, están soportado en un extremo (placa porta – tubos lado descarga) por la Placa – Araña, a lo largo de los haz de tubos apoyado en los Bafles y en otro extremo está en voladizo.

El material usado para la fabricación del Haz de Tubos es el acero estructural ASTM A-36 (Planchas) y A-106 (Tubos).

Para mejor entendimiento del Haz de Tubos Tipo "Bundle" se tiene:

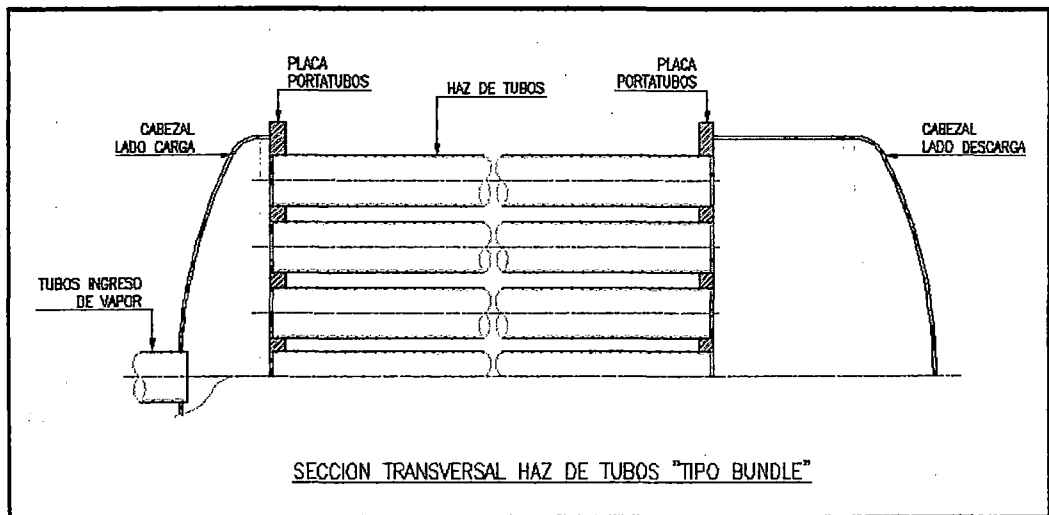


Figura 4.6: Haz de Tubos Tipo Bundle

Las Partes que Conforman el **Haz de Tubos** son:

Tubo ingreso de vapor: Son los encargados de llevar el Vapor desde el Distribuidor Central hacia el Haz de Tubos, para nuestro arreglo usaremos (6) tubos ya que nuestro arreglo es de (6) Haz de Tubos Tipo Bundle.

Haz de tubos: Son el medio para realizar la transferencia de calor por conducción entre el vapor y el material, Los tubos están dispuestos en un paquete y se mantienen en su lugar por la placa porta tubo. El número de

tubos que se pueden colocar dentro del Cabezal depende del tipo de arreglo de tubos, diámetro tubo, el paso y el diámetro del casco.

Los Tipos de Arreglos de Tubos comunes según "TEMA" son:

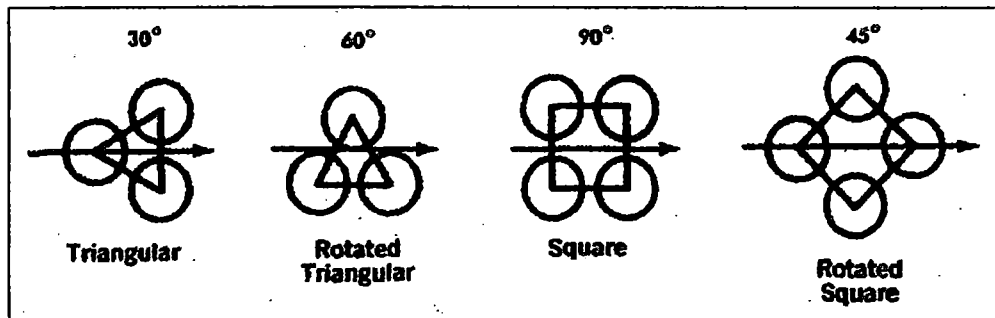


Figura 4.7: Arreglos de Tubos para los Haz de Tubos

Donde el Arreglo Triangular es más compacto y mejor para la transferencia de calor de la superficie por unidad de longitud, el Arreglo Cuadrangular es mejor para realizar limpieza mecánica.

Para nuestro diseño usaremos el Arreglo tipo Triangular Equilátero.

El Paso de los Tubos "P" (mm) según TEMA es:

$$P_{\text{mínimo}} = 1.25D_e \quad \text{Otros recomiendan: } 1.25D_e < P < 1.5D_e$$

Donde: $D_e = \text{Diámetro Exterior del Haz de Tubos}$

Para el nuestro diseño usaremos: $P = 1.5D_e$

Placa Portatubos: La Placa Porta – Tubos conecta el haz de Tubos por sus extremos con los cabezales para que así pueda fluir el vapor y condensado, en nuestro diseño la Placa Porta –Tubos, tiene Arreglo y Paso del Haz de tubos según:

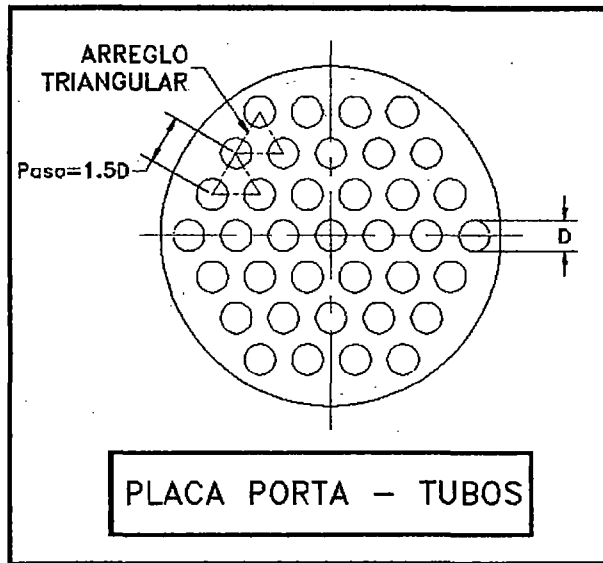


Figura 4.8: Arreglo Placa Porta Tubos

Cabezales: Los Cabezales están constituidos por tapa bombeada, casco cilíndrico y conexiones, su función es distribuir el vapor (cabezal lado carga) proveniente del distribuidor central a los haces de tubos y recoger por gravedad el vapor condensado (cabezal lado descarga) que será devuelto al distribuidor central.

Las dimensiones principales (diámetro, longitud y espesor) para el Haz de Tubos Tipo Bundle serán calculadas en la sección 5.2.

4.2.3. DISTRIBUIDOR CENTRAL:

Su función principal es distribuir la Alimentación del Vapor y recoger la descarga del Condensado del Haz de Tubos y Chaquetas.

El distribuidor central será fijado a la Placa – Araña por intermedio de una Brida de Conexión.

Las partes que conforman el Distribuidor Central son: Cuerpo Cilíndrico, Tapas Bombeadas, Ejes Soporte de Juntas Rotativas, Boquillas de Conexiones y Brida de Conexión.

Para mejor entendimiento se muestra el distribuidor central en vista de elevación:

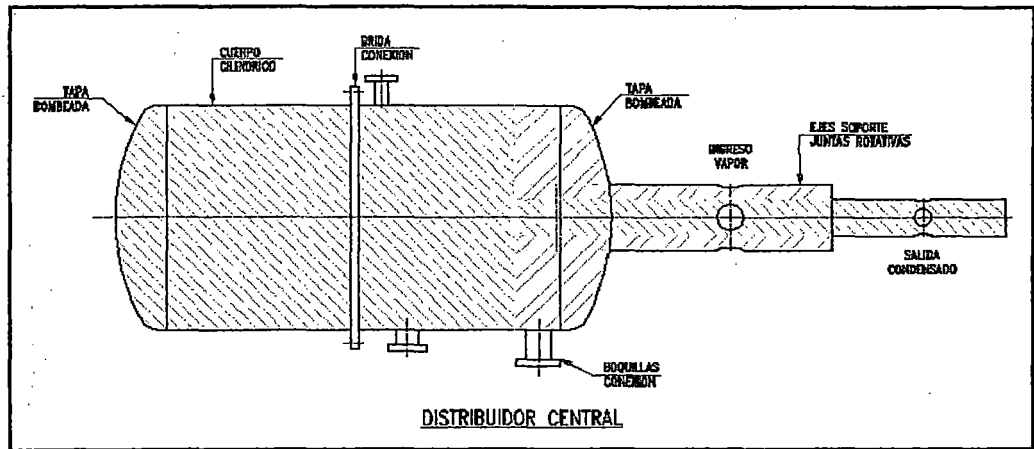


Figura 4.9: Arreglo Distribuidor Central

El material usado para la fabricación del Distribuidor Central es el acero estructural ASTM A-36 (Planchas), A-53 Grado B (Tubos) y AISI 1020 (Barras Perforadas).

4.2.4. PALETAS DE LEVANTE y AVANCE:

Las Paletas de Levante: Existen varios tipos de paletas de levante, las más comunes son: (según "Handbook of Industrial Drying" by Arun S. Mujumdar):

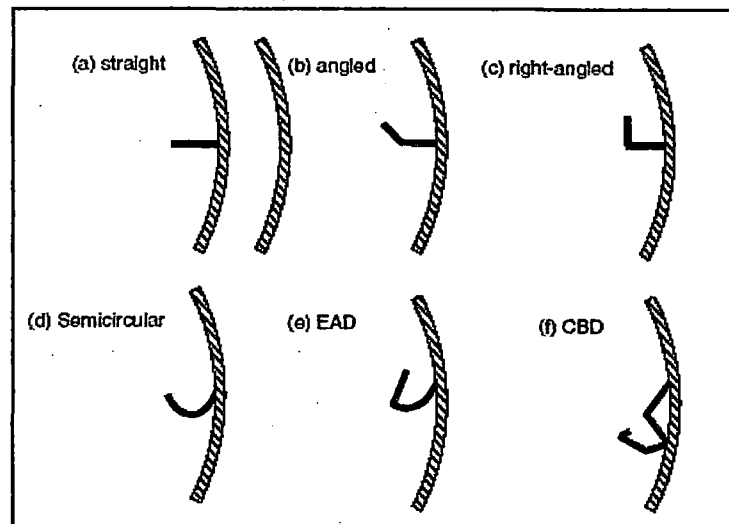


Figura 4.10: Tipos de Paletas de Levante

Las paletas tipo "a, b, c y d" son con frecuencia las más utilizados en los secadores rotatorios en cascada.

Es una práctica común emplear paletas de diferentes diseños a lo largo de secador para dar cabida a las características cambiantes del material y para una mejor distribución durante el secado.

Nuestro diseño tiene Paletas de Levante del tipo "b" y "c" intercaladas alrededor del perímetro interior y a lo largo del casco.

Para mejor entendimiento de la distribución de paletas de levante en el caco se tiene:

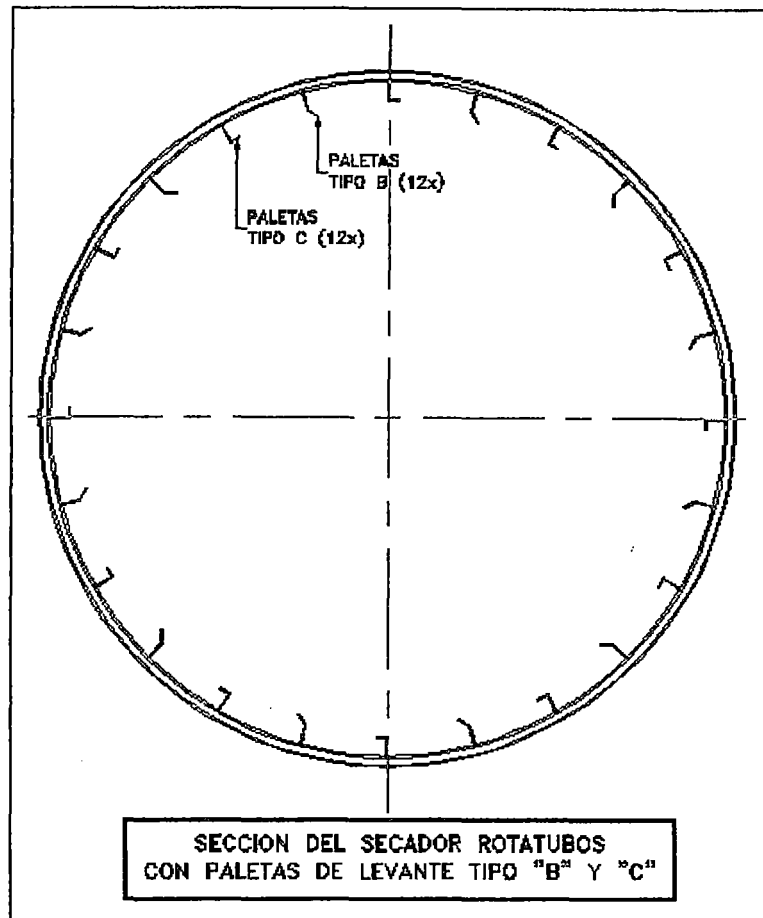


Figura 4.11: Distribución Paletas de Levante en Casco

Las Paletas de Avance, están ubicadas en zona del Casco lado alimentación (entre la tapa de entrada y un extremo del Haz de Tubos), son las que transportan la harina que viene del Transportador Helicoidal, haciendo que esta recorra la mayor área posible, aprovechando así mejor la transferencia de calor con el casco.

El material usado para la fabricación de las Paletas de Levante y Avance es el acero estructural ASTM A-36.

4.2.5. BAFLES, TAPA DESCARGA y TAPA DE ENTRADA:

Son elementos que van unidos al casco de la Carcaza y son:

Los **Baffles** tienen dos funciones principales:

Soportar los haz de tubos para darle rigidez estructural previniendo las fallas debido a la vibración inducida por el flujo y deflexión, además dividen el flujo del material para obtener un alto coeficiente de transferencia de calor del Haz de Tubos.

En nuestro diseño para apoyar el Arreglo de (6) Haz de Tubos Tipo Bundle usamos (3) baffles, los cuales están separados igualmente y girados cada 120° , a su vez el juego de cada (3) baffles están separados distancias iguales a lo largo de los haz de tubos.

Para una mejor entendimiento del Baffle se tiene:

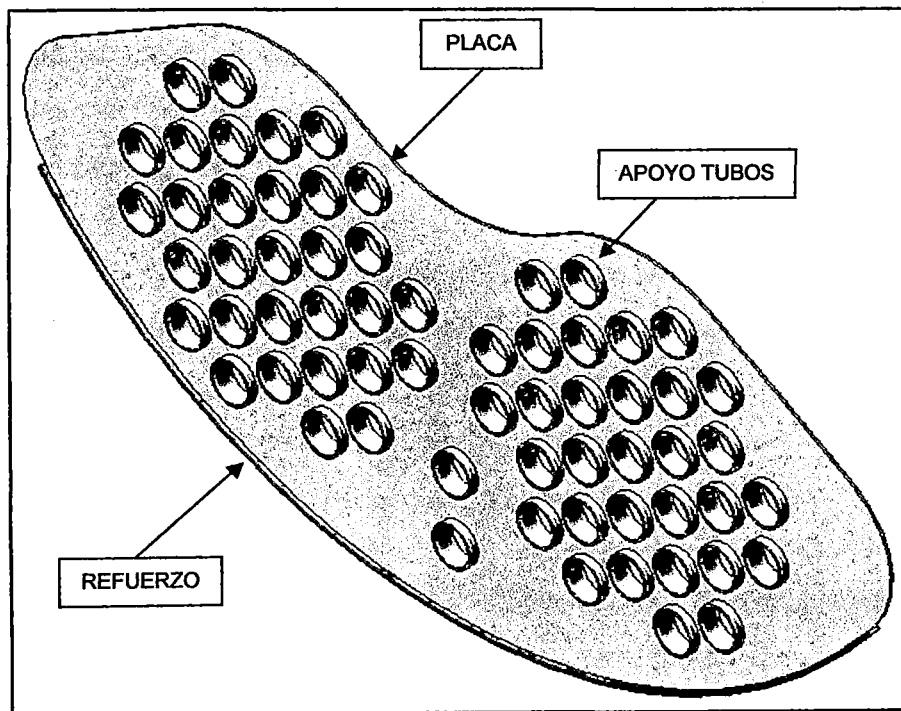


Figura 4.12: Arreglo de Baffle (Placa Guía de Tubos)

El material usado para la fabricación de los Baffles es el acero estructural ASTM A-36 (Planchas) y A-53 Grado B (Apoyo Tubos)

La **Tapa Descarga** está conformado por Placa – Araña y Brida Central, es la que se encarga de soportar un extremo del Haz de Tubos Tipo Bundle por intermedio de la Placa Portatubos, al Distribuidor Central por intermedio de la Brida Central y los (6) Tubos de Vapor, ayuda a rigidizar la carcaza ya que va soldada al casco en el lado descarga.

Para un mejor entendimiento de la Tapa Descarga se tiene:

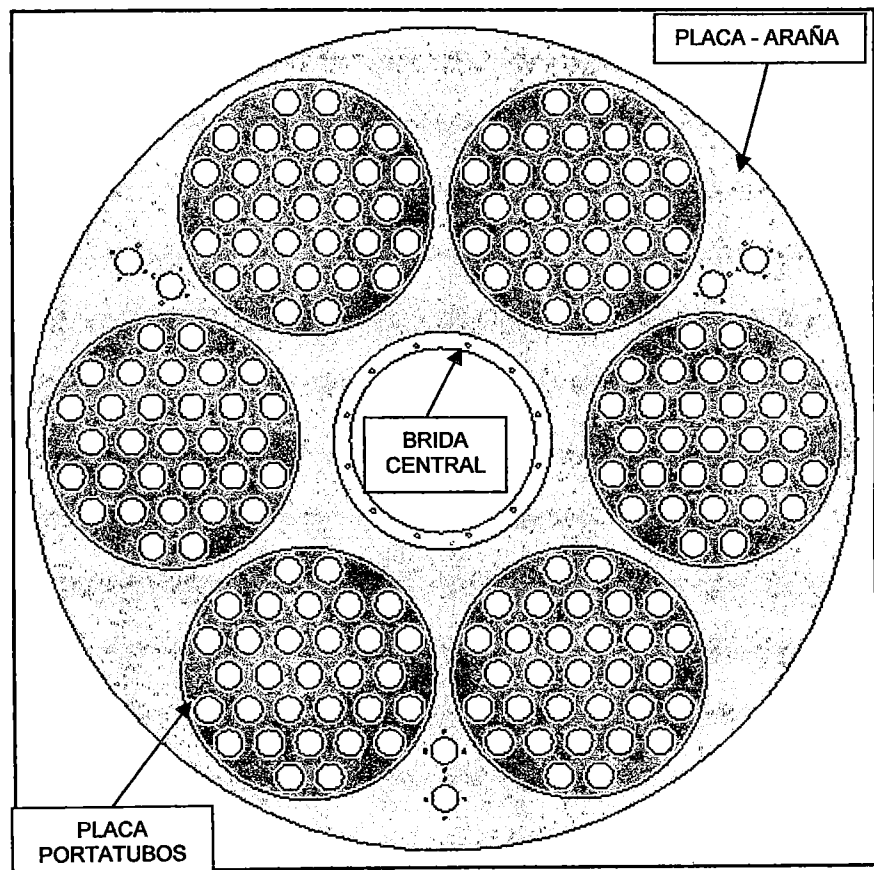


Figura 4.13: "Arreglo Tapa Descarga"

El material usado para la fabricación de la Tapa Descarga es el acero estructural ASTM A-36.

La **Tapa de Entrada** es una plancha rebordeada con un agujero central (por donde ingresara el Cake de Harina por medio del Alimentador Helicoidal) y brida central (en donde se empernara un Sello que servirá para hermetizar la Caja Alimentación fija con la Carcaza que rota), la tapa ayuda a rigidizar la carcaza ya que va soldada al casco en el lado carga.

Para un mejor entendimiento de la Tapa de Entrada se tiene:

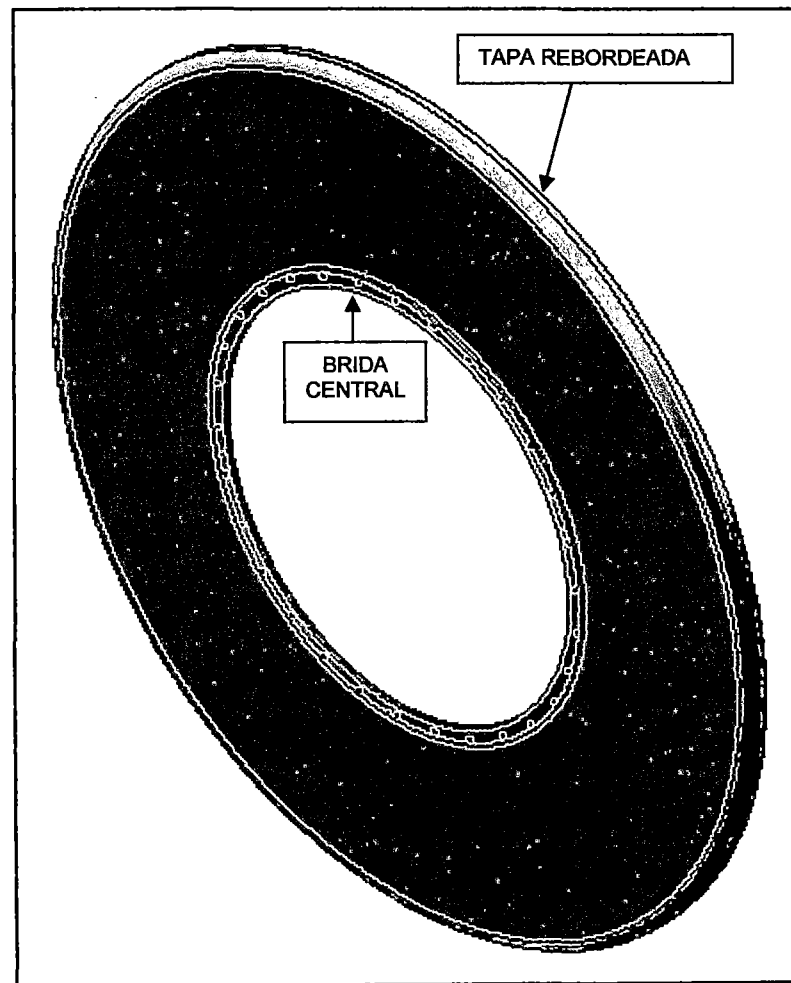


Figura 4.14: "ARREGLO TAPA ENTRADA"

El material usado para la fabricación de la Tapa de Entrada es el acero estructural ASTM A-36.

4.2.6. PISTAS DE RODADURA:

En la industria de Secadores existen varios tipos de Pista de Rodadura siendo los más utilizados el Anillo de sección Tipo Cajón y el Anillo de sección Llena, en ambos la pista va unido y centrado a la Carcaza por medio de Cuñas u Omegas distribuidas simétricamente alrededor su perímetro (en nuestro diseño usaremos 16 omegas), como pieza en el equipo se cuenta con (2) Pistas una Fija y otra Móvil las cuales giran apoyadas simétricamente cada una por (2) Sistema de Polines que cuentan a la vez con (4) Rodillos de Apoyo.

Para un mejor entendimiento las secciones típicas de la Pista de Rodadura se tiene:

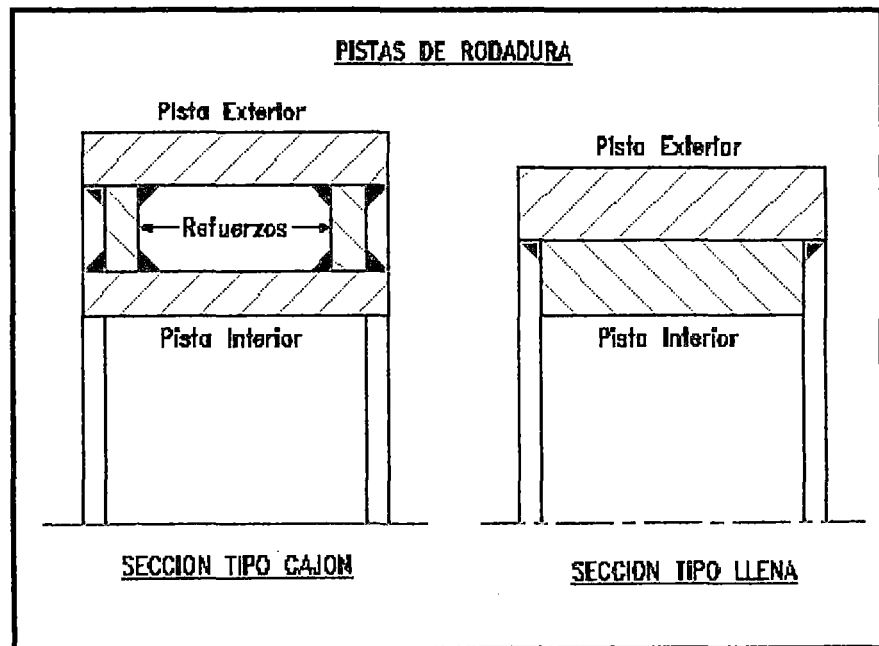


Figura 4.15: Tipos de Arreglos para Pistas de Rodadura

Nuestro Diseño usara Pista Rodadura Tipo Sección Llena que está conformado por Pista y Apoyo de Pista.

El material usado para la fabricación de la Pista de Rodadura es el acero estructural ASTM A-36.

4.2.7. SISTEMA DE POLINES:

El Sistema de Polines está conformado por: Polines Dobles Radiales, Polines Axiales y Estructura Soporte.

Polines Dobles Radiales: Encargado de Soportar al Equipo por intermedio de las Pistas de Rodadura, para esto deberá absorber las cargas radiales generadas en la operación, con (2) Polines Radiales por cada Pista Rodadura. Los tipos más usados y/o encontrados en la industria son los Polines Radiales Simples y Dobles, nuestro diseño usara los Polines Dobles Radiales el cual está conformado por Polines, Ejes, Placa de Unión y Rodamientos.

Para un mejor entendimiento del Polin Doble Radial se tiene:

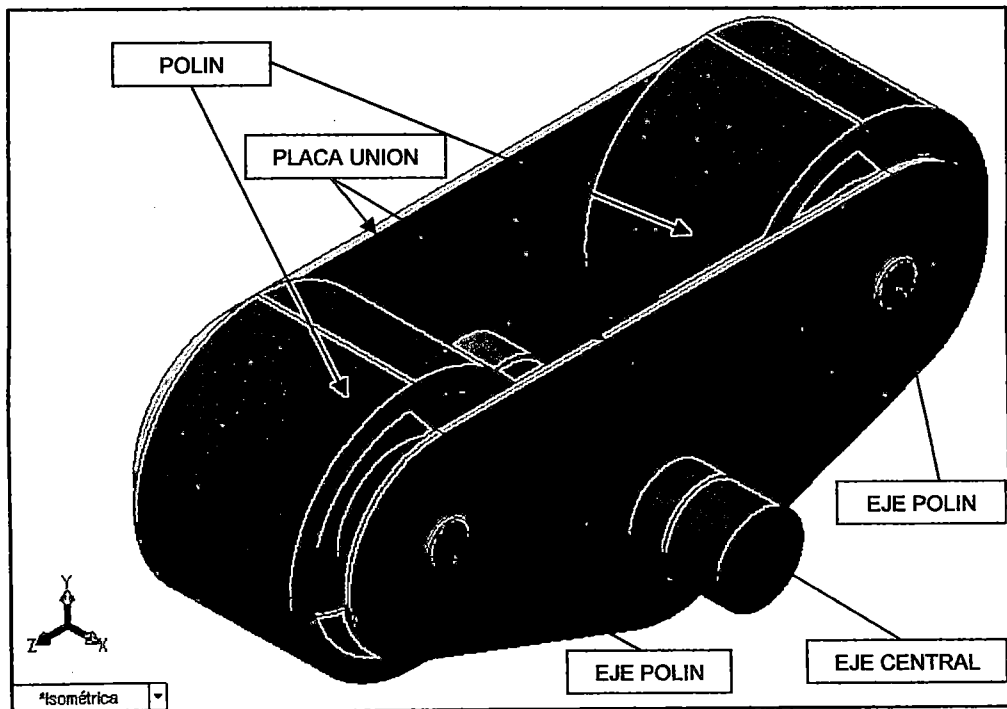


Figura 4.16: "Arreglo del Polín Radial Doble"

El material usado para la fabricación del Polín Doble propuesto es Placa Unión acero estructural ASTM A-36, Polines y Ejes SAE 1045.

Polines Axiales: Actúan como Topes para absorber las cargas axiales debido a la operación inclinada del equipo, el equipo cuenta con (2) Polines Axiales para la Pista Rodadura Fija.

Para un mejor entendimiento del Polin Axial ver se tiene:

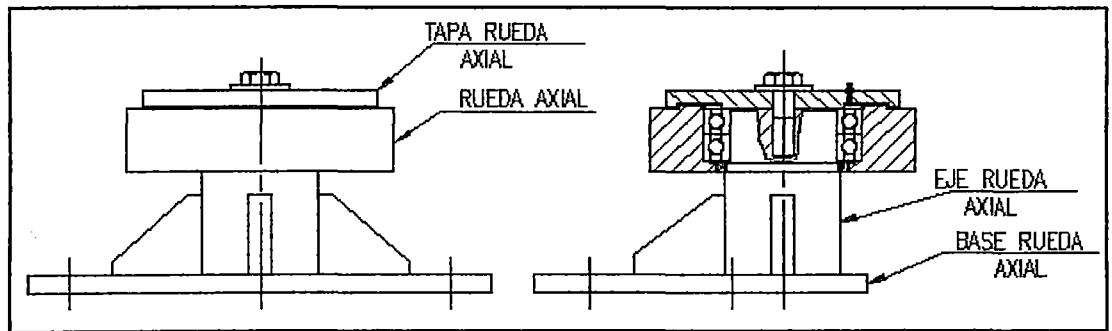


Figura 4.17: "Arreglo del POLIN AXIAL"

El material usado para la fabricación del Polín Axial propuesto es Plancha Base acero estructural ASTM A-36, Ruedas y Ejes SAE 1045.

Estructura Soporte Polines: Es sobre la que descansa los Polines Radiales y Axiales, hay (2) Tipos de Estructura una para cada Pista de Rodadura. Para un mejor entendimiento de la Estructura Soporte se tiene:

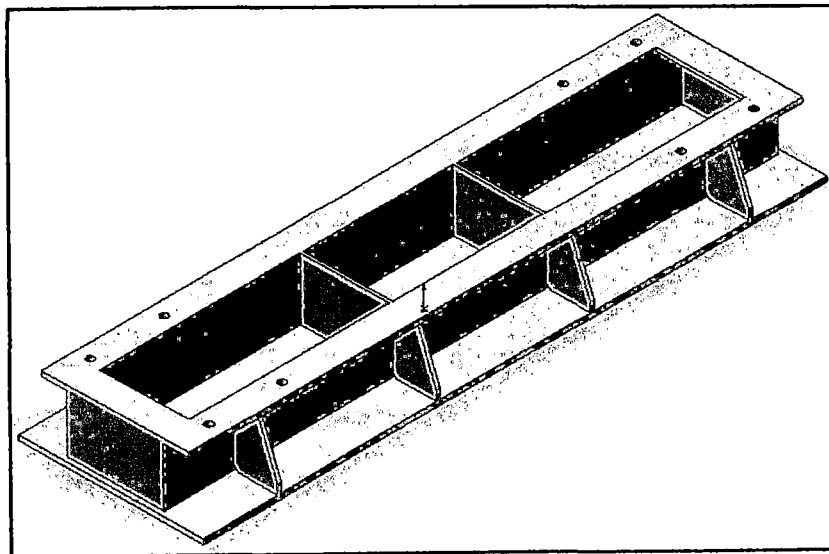


Figura 4.18: "Estructura Soporte para Pista Rodadura Flotante"

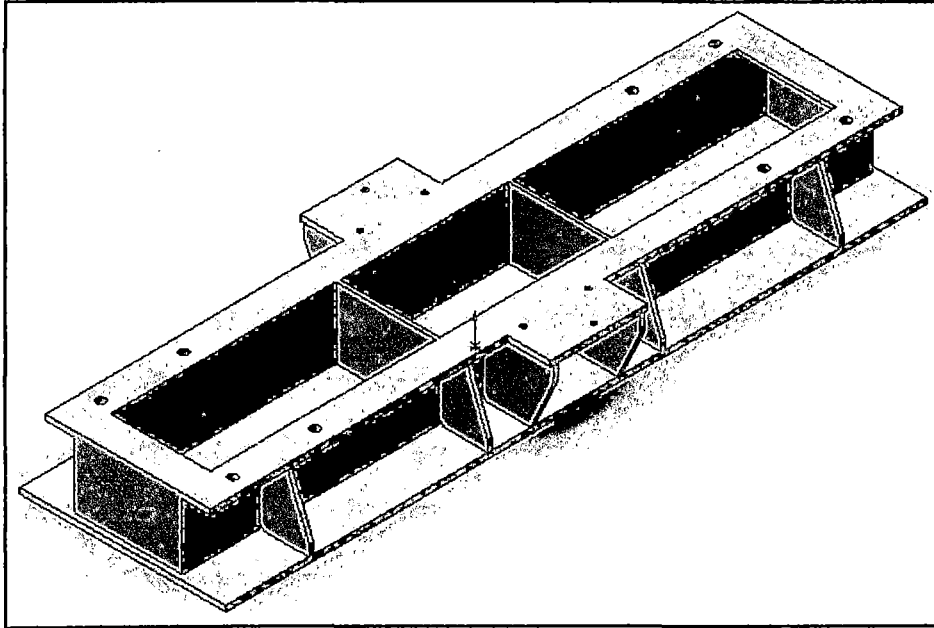


Figura 4.19: "Estructura Soporte para Pista Rodadura Fija"

El material usado para la fabricación de la Estructura Soporte propuesto es Acero Estructural ASTM A-36.

4.2.8. SISTEMA DE TRANSMISION:

El sistema de Transmisión es el mecanismo encargado de transmitir energía desde el motor al equipo Secador, la transmisión utilizada será por engrane.

Existen varios tipos de transmisión los más encontrados en la industria son: Transmisión por Engranajes y Transmisión por Cadena, siendo actualmente este ultimo el más usado debido a las llamadas cadenas de potencia tipo "Engineering Steel Chain Drives" las cuales usan (1) sola hilera de cadena en comparación a las llamadas cadenas tipo "Roller Chain Drives" que usan varias hileras para una misma potencia de operación, además el avance en la tecnología de Reductores Compactos (mayor relación de reducción) y los

llamados Shaft Mounted (Eje Hueco) permite que este tipo de transmisión sea confiable, seguro y ocupe menor espacio.

Los elementos que conforman la transmisión del Secador son:

Ruedas Dentadas (Catalina y Piñón), Cadena de Transmisión, Contra Eje, Soportes de Pie, Base Soporte (Motoreductor y Contra eje) y Motoreductor Tipo "Shaft Mounted".

Para un mejor entendimiento del Sistema Transmision se tiene:

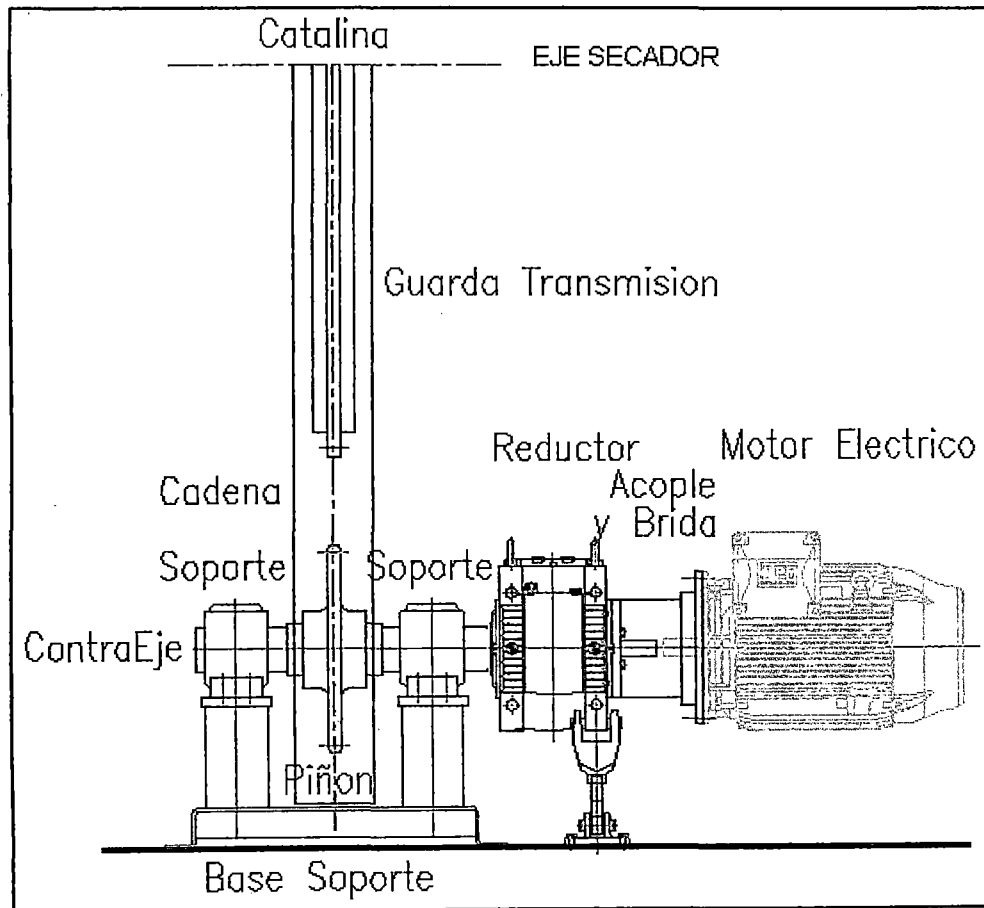


Figura 4.20: "Arreglo Sistema Transmisión"

4.3 GEOMETRIA ELEMENTOS AUXILIARES:

Para nuestro diseño los Elementos Auxiliares serán las partes fijas del equipo las cuales son:

CAJA DE ALIMENTACION:

La Caja de Alimentacion es un recipiente que permite la salida de los vahos (agua evaporada) proveniente de la carcaza hacia la Planta de Agua de Cola por intermedio de un Equipo Exhaustor, asimismo sirve de apoyo al T.H para permitir la alimentacion del Keke al Equipo Secador. Para un mejor entendimiento de la Caja de Alimentacion se tiene:

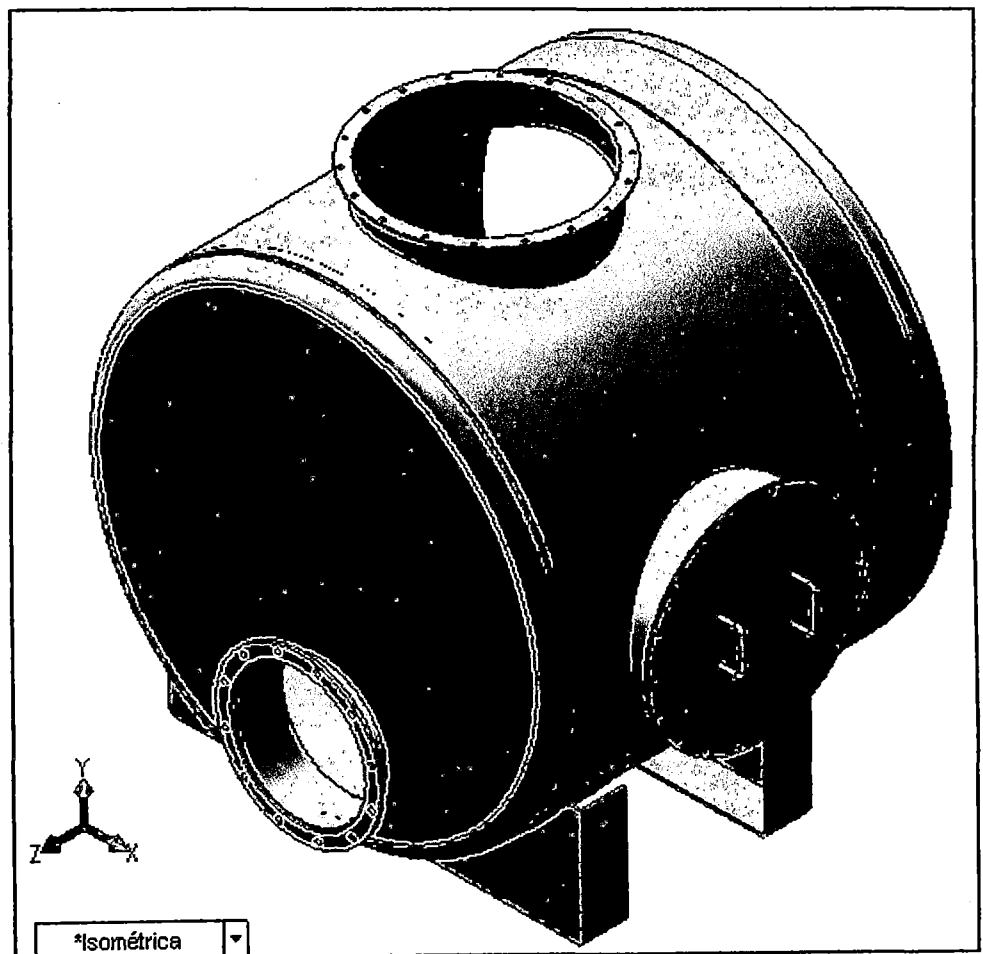


Figura 4.21: "ARREGLO CAJA ALIMENTACION"

CAJA DE DESCARGA:

La Caja de Descarga es una tolva que recibe la Harina ya secada y lo entrega a un transportador helicoidal que lleva la harina al proceso de ensacado, tiene un jebe sellador que permite la hermeticidad entre la carcaza, esta soportada por 4 Apoyos.

GUARDA DE TRANSMISION:

La Guarda para Transmision es una caja que protege los elementos de trasmision y a su vez sirve como elemento de seguridad para la correcta operación del equipo.

CAPITULO V

DIMENSIONADO DEL EQUIPO

5.1. CALCULOS PRELIMINARES:

Distribución del Consumo de Vapor "m°" (Kg/Hr):

Según la Descripción del Equipo (capítulo IV) las áreas de transferencia de calor que consumen vapor son la Carcaza (Chaqueta) y (6) Haz de Tubos.

Por referencia práctica el secador consume aproximadamente:

$$m^{\circ} = 1.5 \times W_2 = 1.5 \times 8000 = 12000 \text{ Kg vapor/Hr.}$$

Donde:

W_2 : Capacidad de Evaporación del Secador = 8000 Kg/Hr.

A continuación se muestra la distribución del consumo de vapor del equipo:

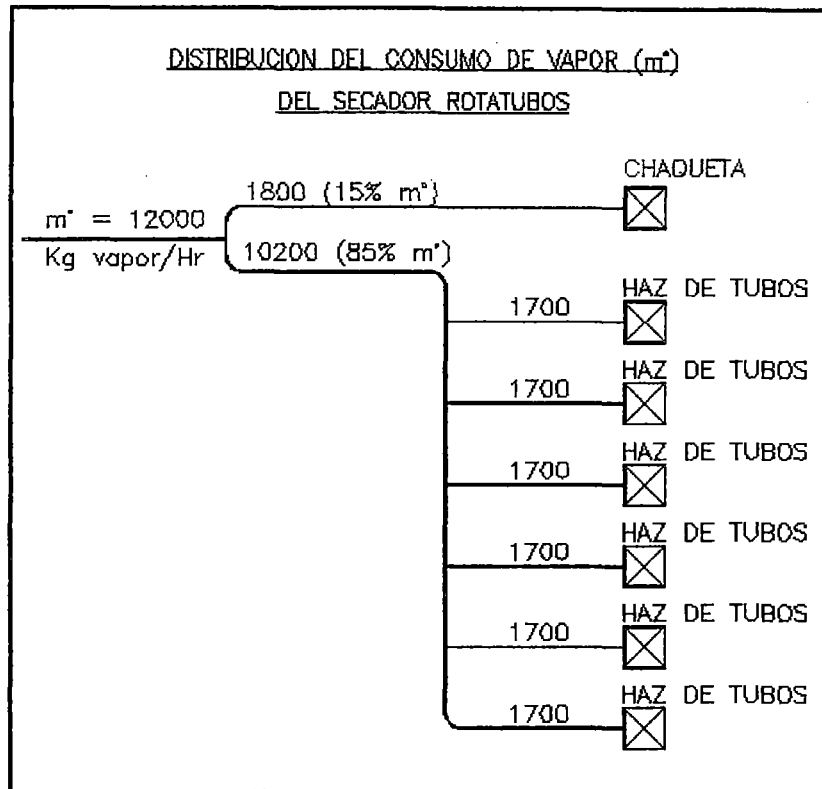


Figura 5.1: Distribución del Consumo Vapor en el Equipo.

Calculo de la Capacidad Esperada "C_s" (Kg/Hr - m²):

Unos de los parámetros más importantes para el dimensionado del secador es la Capacidad Esperada, la cual se relaciona con la transferencia de calor del equipo.

Entendemos como Capacidad Esperada del Secador (C_s), a la cantidad de agua a evaporar (W_2) por área total de transferencia de calor (A).

$$C_s = \frac{W_2}{A}$$

Por Transferencia Calor, el Calor necesario total (Q_n) para el secado de la Harina y el Calor Transferido (Q_t) del Vapor a través del secador son iguales.

➤ **Calor Necesario Total " Q_n " (KJ/Hr).-**

$$Q_n = Q_1 + Q_2 + Q_3$$

$$Q_1 = W_1 \times C_{Pharina} \times (T_{SH} - T_{EC})$$

$$Q_2 = W_2 \times C_{Pagua} \times (T_{VA} - T_{EA}) + W_2 \times h_{fg}$$

$$Q_3 = W_2 \times (h_{g1} - h_{g2})$$

Donde:

Q_1 : Calor necesario para calentar el Cake de Harina (KJ/Hr)

Q_2 : Calor necesario para evaporar el agua (KJ/Hr)

Q_3 : Calor necesario para recalentar el Vapor (KJ/Hr)

W_1 : Cantidad de Harina que sale del secador (Kg/Hr)

W_2 : Cantidad de Agua a evaporar (Kg/Hr)

$C_{Pharina}$: Calor específico de la Harina = 2.596 KJ/Kg-°K

C_{agua} : Calor específico del Agua = 4.187 KJ/Kg-°K

T_{SH} : Temperatura de salida de la harina = 80 °C = 353 °K

T_{EC} : Temperatura de entrada del cake = 65 °C = 338 °K

T_{VA} : Temperatura de evaporación del agua = 100°C = 373 °K

T_{EA} : Temperatura de ingreso = 80 °C = 353 °K

h_{fg} : Calor latente del agua a 100 °C = 2258 KJ/Kg

h_{g1} : Calor total del vapor de agua a 150 °C = 2748.7 KJ/Kg

h_{g2} : Calor total del vapor de agua a 100 °C = 2675.5 KJ/Kg

Asimismo asumimos: $W_1 \cong 2W_2$

Tomado del Libro Handbook Industrial Drying - Capitulo 6: Indirect Dryers por Sakamon Devahastin and Arun S. Mujumdar - Tabla 6.4: Indirect Steam-Tube Dryer Performance Data.

Agrupando y reemplazando en las ecuaciones se tiene:

$$Q_n = W_2 \{ 2C_{pharina} \times (T_{SH} - T_{EC}) + C_{pagua} \times (T_{VA} - T_{EA}) + h_{fg} + h_{g1} - h_{g2} \}$$

➤ **Calor Transferido "Q_t" (KJ/Hr).-**

$$Q_t = 3.6 \times U \times A \times (T_1 - T_2)$$

Donde:

U: Coeficiente Global de Transferencia calor = 30 a 85 W/ m²- °K

Tomado del Libro Handbook Industrial Drying - Capítulo 6: Indirect Dryers por Sakamon Devahastin and Arun S. Mujumdar.

A: Superficie Total de Calentamiento (m²)

T₁: Temperatura Medio Transferencia Calor a 6 bar ≅ 160 °C = 432 °K

T₂: Temperatura producto a secar = 80°C = 353 °K

➤ **Calor necesario = Calor transferido (Q_n = Q_t)**

Agrupando las ecuaciones se tiene:

$$C_s = \frac{W_2}{A} = \frac{3.6 \times U \times (T_1 - T_2)}{2C_{pharina} \times (T_{SH} - T_{EC}) + C_{pagua} \times (T_{VA} - T_{EA}) + h_{fg} + h_{g1} - h_{g2}}$$

Para U = 30 se tiene:

$$C_s = \frac{3.6 \times 30 \times (432 - 353)}{2 \times 2.596 \times (353 - 338) + 4.187 \times (373 - 353) + 2258 + 2748.7 - 2675.5}$$

$$C_s = 3.4 \frac{Kg}{Hr - m^2}$$

Para U = 85 se tiene:

$$C_s = \frac{3.6 \times 85 \times (432 - 353)}{2 \times 2.596 \times (353 - 338) + 4.187 \times (373 - 353) + 2258 + 2748.7 - 2675.5}$$

$$C_s = 9.7 \frac{Kg}{Hr - m^2}$$

Resumiendo los valores de C_s *varian de 3.4 hasta 9.7.*

Calculo Superficie Total Transferencia de Calor "A" (m²):

Despejando la Superficie Total Transferencia de Calor de la ecuación de la Capacidad Esperada (C_s) obtenemos:

$$A = \frac{W_2}{C_s}$$

Donde:

W_2 : Capacidad de Evaporación del Secador = 8000 Kg/Hr

C_s : Capacidad esperada

Para C_s : 3.4 $A \cong 2350 \text{ m}^2$

Para C_s : 9.7 $A \cong 825 \text{ m}^2$

Resumiendo los valores de "**A**" *varían desde 825 m² hasta 2350 m².*

5.2. CALCULO ELEMENTOS PRINCIPALES.-

5.2.1. CARCAZA (Arreglo por Anillo Separador):

Calculo Diámetro Interior "D" y Largo "L" del Casco (mt.):

Para la estimación de las dimensiones usamos las sgtes relaciones:

$$\text{➤ } C_t = \frac{W_2}{V} = 30 - 80 \text{ Kg}_{\text{agua}}/\text{Hr} - \text{m}^3 \text{ (*) } \text{ y } \frac{L}{D} = 4 - 10 \text{ (*)}$$

$$\text{➤ } V = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L$$

(*): Tomado del libro Handbook Industrial Drying by Arun S. Mujumdar

Capitulo 1: Tabla 1.4 y Capitulo 6.2.

Donde:

C_t : Capacidad Evaporación Típica

W_2 : Capacidad de Evaporación de Agua del Secador = 8000 Kg/Hr

V_{casco} : Volumen del Casco (m^3)

D : Diámetro interior del Casco (mt) L : Largo del Casco (mt)

Arreglando y despejando obtenemos: $D^2 \times L = \frac{4 \times W_2}{\pi \times C_t}$

Dando valores a "D" y " C_t " se tiene:

C_t	$D^2 \times L$ (m^3)	D (m)	3	3.2	3.4	3.6	3.8	4
			L (m)	L/D	L (m)	L/D	L (m)	L/D
30	340	L (m)	37.7	33.2	29.4	26.2	23.5	21.2
		L/D	12.6	10.4	9.2	7.3	6.2	5.3
40	255	L (m)	28.3	24.9	22.0	19.6	17.6	15.9
		L/D	9.4	7.8	6.5	5.5	4.6	4.0
50	204	L (m)	22.6	19.9	17.6	15.7	14.1	12.7
		L/D	7.5	6.2	5.2	4.4	3.7	3.2
65	157	L (m)	17.4	15.3	13.6	12.1	10.9	9.8
		L/D	5.8	4.8	4.0	3.4	2.9	2.4
80	128	L (m)	14.2	12.5	11.1	9.9	8.9	8
		L/D	4.7	3.9	3.3	2.8	2.3	2

Usando los valores de "D" y "L/D" de la Tabla 5.1, obtenemos el Grafico de las Curvas " C_t ", con límites de $L/D = 4 - 10$:

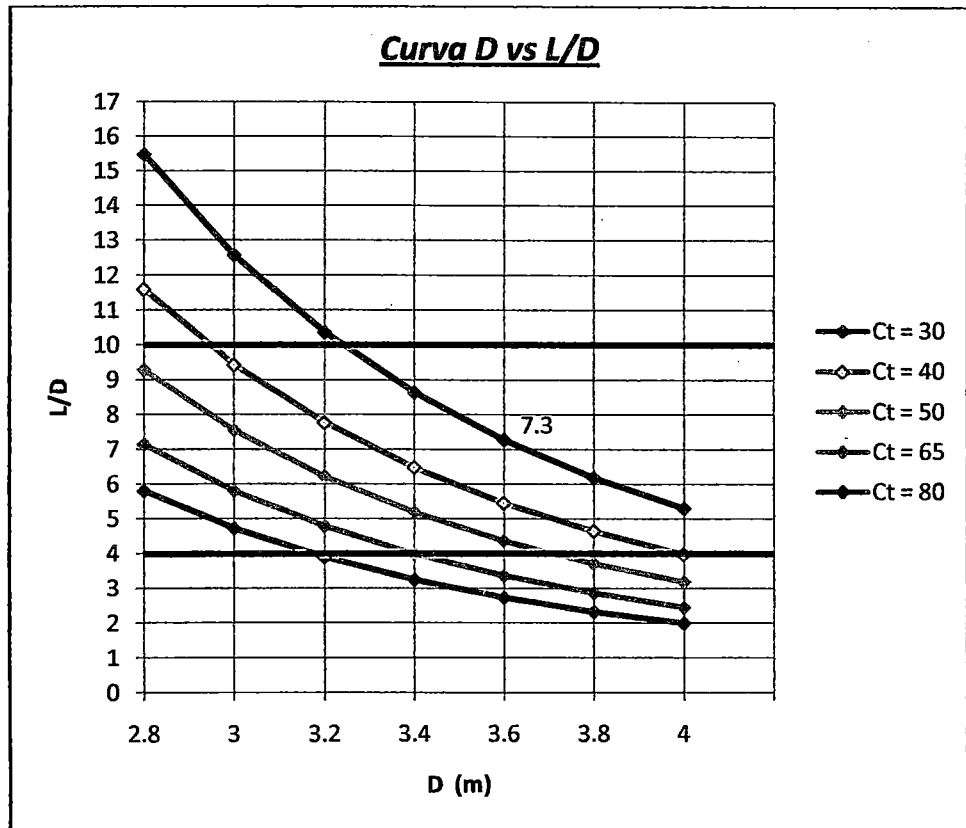


Figura 5.2: Curvas Capacidad Evaporación " C_t "

De la Figura 5.2 para nuestro diseño escogemos la abscisa 3.6 con límites $L/D = 4-10$.

Para $L/D = 7.3$ (" C_t " = 30) $L = 26.2$ mts (Limite superior)

Para $L/D = 4$ $L = 14.4$ mts (Limite inferior)

Resumiendo los valores de " L " varían desde 14.4 mts a 26.2 mts.

En nuestro diseño escogemos:

$L = 21.3$ mts y $D = 3.6$ mts ($L/D = 5.9$)

**Calculo de Espesor "s" del Casco, Distancia entre Separadores
"L" y Espesor de Chaqueta "h" (mm):**

Para la estimación de estas dimensiones usaremos la "Teoría Recipientes a Presión", la cual está basada en la "Teoría Resistencia y Pandeo de Cascos Cilíndricos".

Calcularemos la Presión de Colapso del Casco por Presión Externa y Presión Máxima de la Chaqueta por Presión Interna, estos valores lo comparamos con la presión operación del equipo, ($P_t = \text{Presión Operación} = 87 \text{ Psi} \leftrightarrow 6 \text{ Bar}$) obteniendo un factor de seguridad preliminar.

Presión Colapso del Casco por Presión Externa " P_{co} ":

Como se sabe el casco está sometido a presión externa debido a la presión ejercida por el vapor saturado.

La Teoría dice que para aumentar el valor de la presión colapso en relación con el pandeo, el cilindro puede ser reforzado con anillos. En este caso, la presión de colapso en un cilindro perfectamente redondo y reforzado puede ser determinada a través de la conocida ecuación de von Mises:

$$P_{cr} = \frac{2E}{(n^2-1)\left[1+\left(\frac{2nL}{\pi De}\right)^2\right]} \frac{s}{De} + \frac{2E}{3(1-u^2)} \left[n^2 - 1 + \frac{2n^2-1-u}{1+\left(\frac{2nL}{\pi De}\right)^2} \right] \left(\frac{s}{De}\right)^3 \quad (*)$$

Además de esta ecuación se determina el número de lóbulos crítico " n_{cr} " para la presión colapso mínima.

$$n_{cr}^2 = \pi \frac{De}{2L} \sqrt{36(1-u^2)} \sqrt{\frac{De}{2s}}$$

Asimismo "Windenburg and Trilling", presentaron la siguiente ecuación la cual era independiente del número de lóbulos (n):

$$P_{co} = \frac{2.6E \left(\frac{s}{De}\right)^{2.5}}{\frac{L}{De} - 0.45 \left(\frac{s}{De}\right)^{0.5}} \quad (**)$$

La ecuación puede ser usada en los siguientes rangos:

$$0.25 < \frac{L}{De} < 2$$

$$0.2 < \frac{100s}{De} < 0.7$$

Donde:

P_{co} : Presion de Colapso (psi)

P_a : Presion Admisible x ASME (psi)

L_s : Distancia entre Separadores (mm)

$De = Di + 2s$ (Diametro Ext. Casco)

$Di = 3600$ mm (Diametro Int. Casco)

s = espesor del casco (mm)

$E = 30 \times 10^6$ psi (Modulo Elasticidad del acero)

$\mu = 0.3$ (Modulo de Young)

n_{cr} : numero lobulos critico

Dando valores a " L_s " y " s " de las ecuaciones anteriores obtenemos:

Tabla 5.2: Presión de Colapso del Casco por Presión Externa												
Opción	Dimensiones			Teoría de Pandeo de Cascos								
				Von Misses (*)		Windenburg and Trilling (**)			ASME			
	L_s (mm)	De (mm)	s (m m)	n_{cr}	Pcr (psi)	$\frac{L_s}{De}$	$\frac{100s}{De}$	Pcr (psi)	$\frac{L_s}{De}$	$\frac{De}{s}$	Pa (psi)	
A	1500	3620	10	12	183.5	0.4	0.3	80.1	0.4	362	25.8	1
		3624	12	11	261.2			126.8		302	44.2	2
		3628	14	11	361.1		187.2	259		61.7	3	
		3632	16	10	486.6		262.2	227		76.4	4	
B	1200	3620	10	13	211.8	0.3	0.3	101.6	0.3	362	36.8	1
		3624	12	12	304.6			161.2		302	53.0	2
		3628	14	12	424.5		238.3	259		70.0	3	
		3632	16	12	575.9		334.3	227		83.4	4	

De la Tabla 5.2, escogemos la opción A2:

Distancia separadores " L_s " = 1500 mm y Espesor Casco " s " = 12 mm

Donde el rango de la Presión Colapso es: $3Pt < P_{cr} < 1.45Pt$

La opción A2 por ASME no cumple ya que: $P_t (87 \text{ psi}) > P_a (44.2 \text{ psi})$

Presión Máxima de la Chaqueta por Presión Interna " P_c ":

Como se sabe la chaqueta esta sometida a presión interna debido a la presión ejercida por el vapor saturado, Para hallar esta presión máxima, se tiene la siguiente ecuación:

$$P_{c1} = \frac{2f_1Zh}{D_{ech} - h} \quad y \quad D_{ech} = De + 2(t + h)$$

Además

según

ASME:

$$P_{c2} = \frac{2f_2Zh}{D_{ech} - 2h + 1.2}$$

Donde:

P_c = Presión Interna Máxima, z = eficiencia de la junta soldada=1

f_1 = Esfuerzo Admisible Básico = 24 ksi

f_2 = Esfuerzo Admisible ASME = 16.6 ksi

D_{ech} = Diámetro Exterior Chaqueta

t = Espesor Anillo Separador = 38 mm, h = Espesor Chaqueta

Dando valores a " h " de las ecuaciones anteriores obtenemos:

Dimensiones			Teoría de Recipientes	ASME	
De (mm)	h (mm)	Dech (mm)	P_{c1} (psi)	P_{c2} (psi)	
3624	3	3706	38.9	26.9	1
	4.5	3709	58.3	40.4	2
	6	3712	77.7	53.8	3
	8	3716	103.6	71.8	4
	10	3720	129.4	89.7	5

De la Tabla 5.3, escogemos la opción 4: Espesor de Chaqueta "h" = 8 mm

Donde el rango de la Presión Máxima es: $1.2P_t < P_c < 0.82P_t$

La opción 4 por ASME no cumple ya que: $P_t (87 \text{ psi}) > P_{c2} (71.8 \text{ psi})$

Calculo del Espesor "t" del Anillo Separador de Cierre:

Para la Carcaza de Arreglo por Anillo Separador la norma "ASME - Sección VIII – UG29 inciso (f) resume que esta construcción (Anillo Separador) tiene adecuada rigidez inherente.

Para nuestro diseño escogemos: Anillo Separador fabricado en Barra de sección cuadrada: $1 \frac{1}{2}'' \times 1 \frac{1}{2}''$.

Pero se debe satisfacer el Apéndice 9 Mandatario (Jackets Vessels) inciso 5 (Diseño Anillos de Cierre), el cual dice: El espesor mínimo requerido para la barra de cierre deberá ser el más grande de las siguientes expresiones:

$$t_r = 2h = 2 \times 8 = 16 \text{ mm}$$

$$t_r = j \times \sqrt{\frac{P_d}{2 \times f_2}} = 38 \times \sqrt{\frac{130.5}{2 \times 16.6 \times 1000}} = 2.4 \text{ mm.}$$

y además la limitación de: $h < 16 \text{ mm.}$ ($h = 8 \text{ cumple}$)

Donde:

$t_r = \text{Espesor mínimo requerido Anillo Cierre}$

$h = \text{Espesor Chaqueta} = 8 \text{ mm}$

$P_d = \text{Presión Diseño interna chaqueta} = 1.5 \times P_t = 130.5 \text{ psi}$

$P_t = \text{Presión Operación} = 87 \text{ psi}$

$f_2 = \text{Esfuerzo Admisible ASME} = 16.6 \text{ ksi}$

$j = \text{Espacio de chaqueta o Altura Anillo Atiesador} = 38.1 \text{ mm.}$

Para nuestro diseño del secador rotatubos escogemos:

$t = 38 \text{ mm.}$ (Para usar Barra seccion cuadrada)

RESUMIENDO:

De los cálculos realizados se obtiene el dimensionamiento de las partes de

la CARCAZA según:

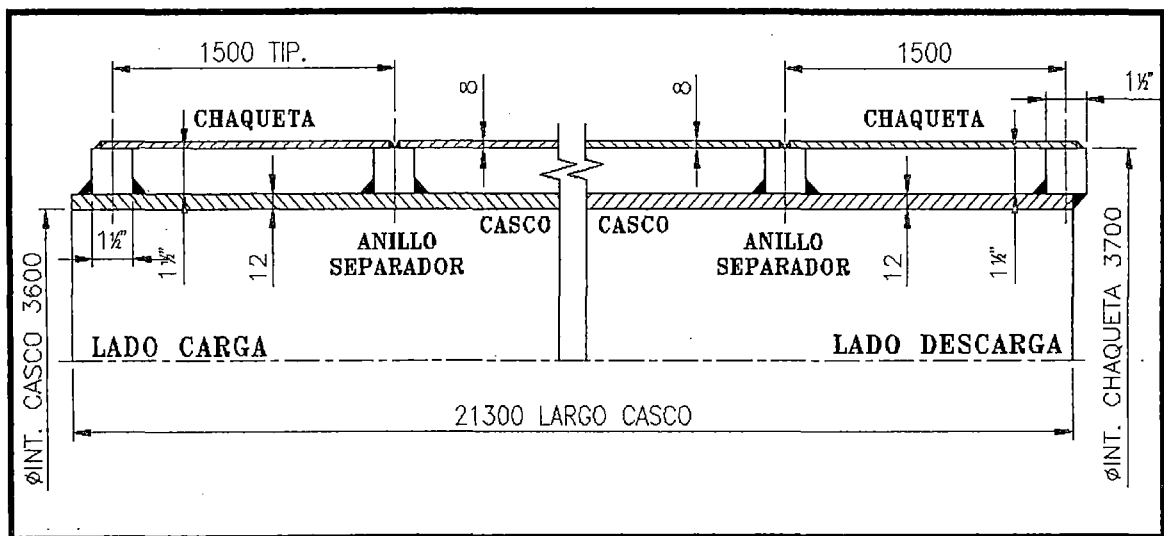


Figura 5.3: "Dimensionamiento de la CARCAZA"

5.2.2. HAZ DE TUBOS (Arreglo Tipo Bundle):

Calculo del Diámetro Interior del Tubo de Vapor (d_{tv}):

Para la estimación del diámetro de las tuberías conductoras de vapor se puede seleccionar basándose en:

➤ **Dimensionado Tubería según la velocidad del vapor:**

Si se dimensiona la tubería en función de la velocidad, entonces los cálculos se basan en el volumen de vapor que se transporta con relación a la sección de la tubería:

$$\text{Seccion del Tubo Vapor } (A) = \frac{\text{Caudal Volumetrico } (V^\circ)}{\text{Velocidad del Flujo } (C)}$$

$$V^\circ = m^\circ \times v \quad \text{y} \quad A = \frac{\pi \times d_{tv}^2}{4}$$

Arreglando:

$$d_{tv} = \sqrt{\frac{4 \times m^\circ \times v}{\pi \times C}}$$

Donde:

v : volumen especifico = $0.27 \text{ m}^3/\text{Kg}$ (De Tablas de Vapor para 6 bar)

m° : flujo masico (Ver Figura 5.1)

C : Velocidad del Flujo (*)

(*): Según el fabricante Spirax Sarco, para tuberías de distribución de vapor saturado seco, la experiencia demuestra que son razonables las velocidades de flujo entre 25 - 40 m/s, pero deben considerarse como el máximo sobre la cual aparecen el ruido y la erosión, particularmente si el vapor es húmedo. Incluso estas velocidades pueden ser altas en cuanto a sus efectos sobre la caída de presión. En líneas de suministro de longitudes considerables, es frecuentemente necesario restringir las velocidades a 15 m/s si se quieren evitar grandes caídas de presión.

Dando valores a "C" (*) se obtiene:

Elemento Transferencia	m° (Kg/hr)	C (m/s)	v (m3/kg)	dtv (mm)	Øsegun norma (mm)	
Haz de Tubos	1700	15	0.27	104.0	114.3 <> Ø4"	Secador con Chaqueta
		25		80.6	88.9 <> Ø3"	
		40		63.7	73 <> Ø2½"	
Chaqueta	1800	15		107.0	114.3 <> Ø4"	
		25		82.9	88.9 <> Ø3"	
		40		65.6	73 <> Ø2½"	
Haz de Tubos	2000	15		112.8	114.3 <> Ø4"	Secador sin Chaqueta
		25		87.4	88.9 <> Ø3"	
		40		69.1	73 <> Ø2½"	

Según los valores obtenidos en la Tabla 5.4.

Para nuestro diseño escogemos tubo Ø4" (Diámetro Exterior = 114.3 mm), debido a que son líneas de suministro y evitar las caídas de presión.

Calculo Numero de Tubos (N) y Diámetro Ext. de Haz de Tubo (d_{tubo}):

La superficie total de Transferencia de Calor "A" en el equipo está dividida en superficie de transferencia del Haz de Tubos y Chaquetas según la siguiente relación:

$$A = 6 \times (A_{\text{Haz de tubos}}) + A_{\text{Chaquet.}}$$

$$A_{\text{Haz tubos}} = N \times \pi \times d_{\text{tubo}} \times L_{\text{tubo}} \text{ y } A_{\text{chaq.}} = \pi \times D_{\text{ext. casco}} \times L_{\text{chaq.}}$$

$$L_{\text{chaq.}} \cong L_{\text{tubo}} \text{ y } D_{\text{int. casco}} = 3.6 \text{ mts}$$

$$\text{Asumimos: } L_{\text{tubo}} = 20 \text{ mts (segun arreglo secador } L_{\text{casco}} > L_{\text{tubo}})$$

Arreglando y despejando obtenemos el número de tubos:

$$N = \frac{A - \pi \times D_{\text{int. casco}} \times L_{\text{chaqueta}}}{6 \times \pi \times L_{\text{tubo}} \times d_{\text{tubo}}}$$

También según "Taborek" el número tubos según arreglo figura 5.8 es:

$$N = \frac{0.7854 \times D_{ctl}^2}{C_1 \times P^2} \quad \text{Despejando: } D_{ctl} = \sqrt{\frac{N \times C_1 \times P^2}{0.7854}}$$

Además: $D_{otl} = D_{ctl} + d_{tubo}$

Donde:

$A_{chaq.}$: Área Total de Chaqueta Calentamiento (m^2)

$A_{Haz\ tubos}$: Área Total Haz de Tubos tipo Bundle (m^2)

$D_{int. casco}$: Diámetro Interior del Casco (m)

$L_{tubo} = L_{chaq.}$: Long. del Haz de Tubo = Long. Total Chaqueta (m)

d_{tubo} : Diámetro Exterior del Haz de Tubos (m)

D_{ctl} : Diámetro Central Límite de Tubos (m)

$P \cong 1.5D_e$: Paso de los Tubos (mm)

D_{otl} : Diámetro Exterior Límite de Tubos (m)

D_f : Diámetro Placa Porta - Tubos = 1120 mm.

$C_1 = 0.866$ Para Arreglo Triangular

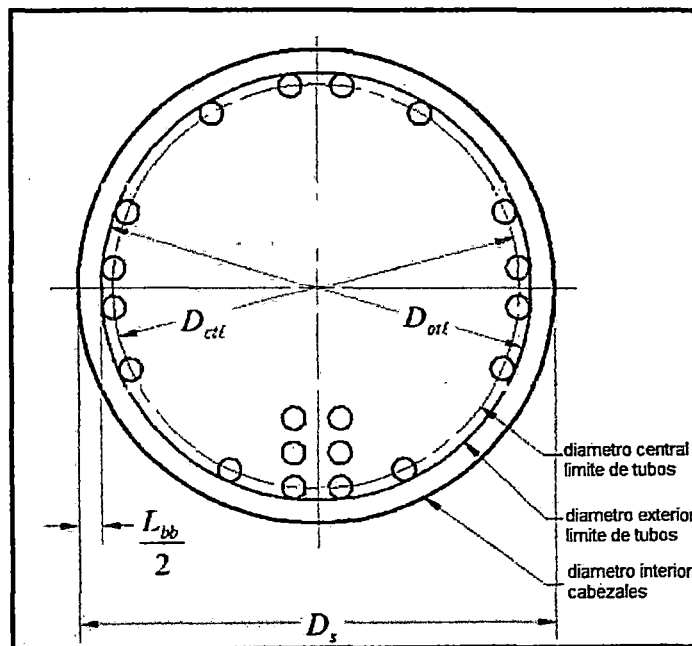


Figura 5.4: Arreglo de Haz de Tubos

Reemplazando valores al " d_{tubo} " ($\text{Ø}2''$, $\text{Ø}2 \frac{1}{2}''$, $\text{Ø}3''$ y $\text{Ø}4''$) y ecuaciones anteriores para cada valor del área transferencia total "A" calculada mínimo 825 m² y máximo 2350 m² (Ver 5.1 Preliminares) se tiene:

Tabla 5.5: Rango de Numero de Haz de Tubos según Área Transferencia							
Dimensiones y Datos				Cálculos Ecuaciones			Opción
Diam. Tubo	Dext. (mm)	A (m ²)	P (mm)	Nro. Tubos (N)	D _{ctl} (mm)	D _{otl} (mm)	
2"	60.3	825	90	26	482	542	A
		2350		93	911	971	
2 1/2"	73	825	110	22	541	614	B
		2350		77	1014	1087	
3"	88.9	825	135	18	601	690	C
		2350		63	1125	1214	
4"	114.3	825	175	14	688	802	D
		2350		49	1286	1400	

Con las dimensiones conocidas se obtiene los arreglos para cada opción:

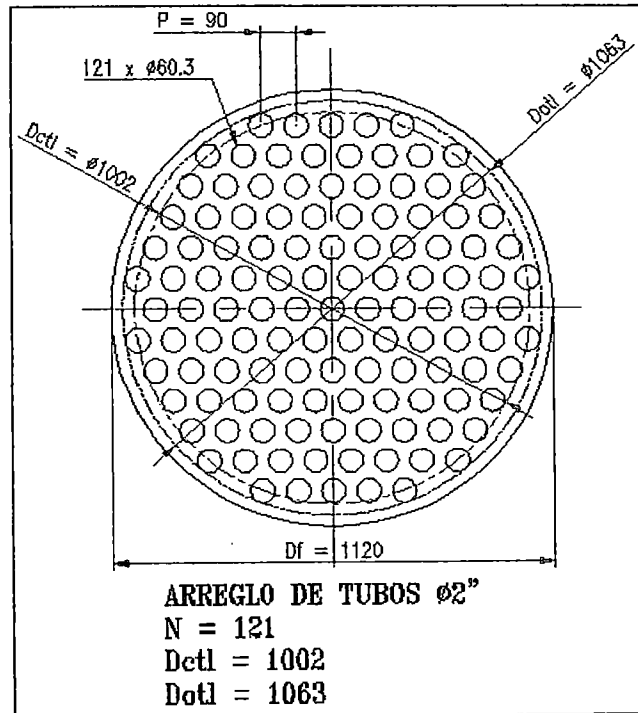


Fig. 5.5: Arreglo de Placa Portatubos ($D_f = 1120$) para Tubos $\text{Ø}2''$

El número de tubos ($N = 121$) de la Placa Portatubos de la fig. 5.5, está fuera del rango del número de tubos calculado ($26 < N < 93$) de la Tabla 5.5, opción "A".

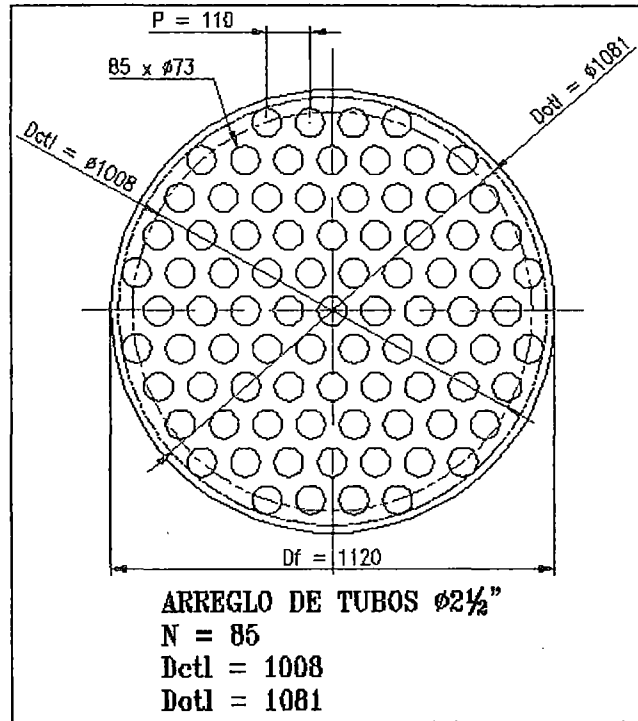


Fig. 5.6: Arreglo de Placa Portatubos ($D_f = 1120$) para Tubos $\phi 2\frac{1}{2}$ "

El número de tubos ($N = 85$) de la Placa Portatubos de la fig. 5.6, está fuera del rango del número de tubos calculado ($22 < N < 77$) de la Tabla 5.5, opción "B".

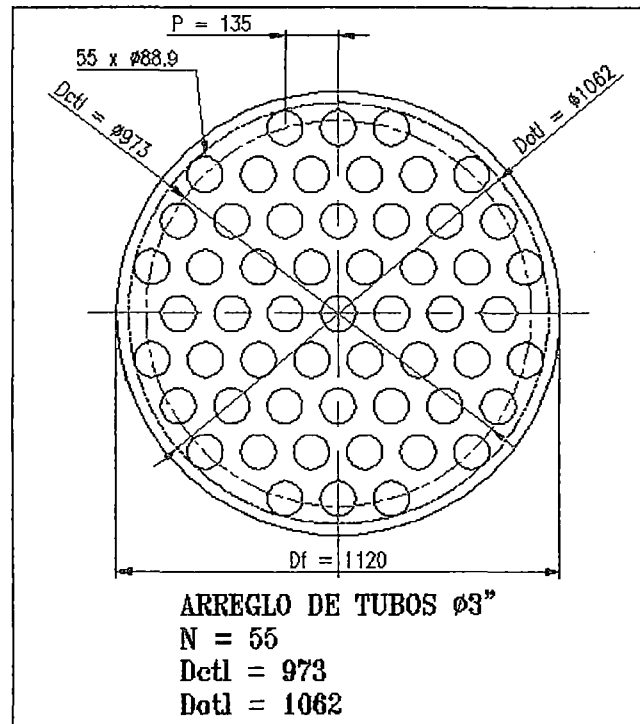


Fig. 5.7: Arreglo de Placa Portatubos ($D_f = 1120$) para Tubos Ø3"

El número de tubos ($N = 55$) de la Placa Portatubos de la fig. 5.7, está dentro del rango del número de tubos calculado ($18 < N < 63$) de la Tabla 5.5, opción "C".

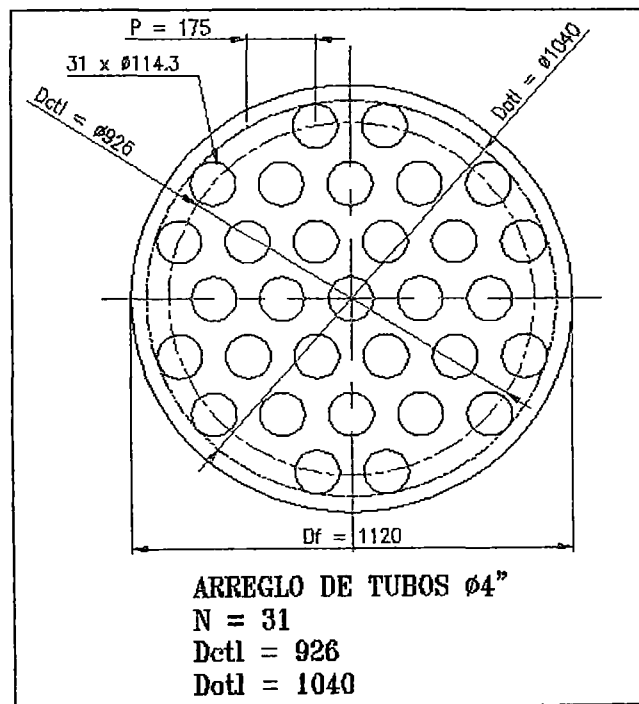


Fig. 5.8: Arreglo de Placa Portatubos ($D_f = 1120$) para Tubos Ø4"

El número de tubos ($N = 31$) de la Placa Portatubos de la fig. 5.8, está dentro del rango del número de tubos calculado ($14 < N < 49$) de la Tabla 5.5, opción "D".

Resumiendo para los Arreglos de Placa Portatubo con " D_f " = 1120 y la Tabla 5.5 las opciones "C" y "D" cumplen:

Opción "C": $d_{\text{tubo}} = 88.9 \text{ mm } (\text{Ø}3")$, $N = 55$, $A = 2069 \text{ m}^2$ y $C_s = 3.9$

Opción "D": $d_{\text{tubo}} = 114.3 \text{ mm } (\text{Ø}4")$, $N = 31$, $A = 1562 \text{ m}^2$ y $C_s = 5.1$

Para nuestro diseño seleccionamos la opción "D" con " C_s " = 5.1

(Según información de fabricantes de Secadores de Tubos tales como Alfa Laval y Atlas Stord la capacidad esperada está entre 5 y 6).

Calculo del Espesor " t_h " para Haz de Tubo y Tubo de Vapor:

Para la estimación del espesor del Tubo Seleccionado ($\text{Ø}4$) nos basaremos en el Código ASME B31.1, donde se tiene la ecuación:

$$t_{h \text{ min}} = \left(\frac{P_d \times d_{\text{tubo}}}{2f_2 + 2yP_d} \right) + t_c$$

Donde:

$$P_d = \text{Presión Diseño interna} = 1.5 \times P_t = 130.5 \text{ psi}$$

$$P_t = \text{Presión Operación} = 87 \text{ psi}$$

$$f_2 = \text{Esfuerzo Admisible ASME} = 16.6 \text{ ksi } (A - 36)$$

$$d_{\text{tubo}}: \text{Diámetro Exterior del Haz de Tubos y Tubo de Vapor} = 4.5"$$

$$y = 0.4 \text{ (Coeficiente para Aceros con } T < 900^\circ\text{F)}$$

$$t_c = 1/16" \text{ (Espesor debido a corrosión)}$$

Reemplazando para Tubo $\text{Ø}4$ ":

$$t_{h \text{ min}} = 0.08 \text{ pulg. (2 mm.)}$$

Según Norma ANSI B36.10, escogemos: Tubo Ø4" Schedule 10 (e= 012" <> 3.1 mm) ASTM A-106.

Calculo Diámetro Interior "Ds" del Cabezal (Cabeza Toro esférica):

De la Figura 5.4: $D_s \cong D_{otl} + L_{bb}$

$L_{bb} \cong 16$ (Para $D_s > 1000$ mm según Taborek)

Donde:

D_s : Diámetro Interior del Cabezal (mm)

D_{otl} : Diámetro Exterior Límite de Tubos (mm)

L_{bb} : Espacio entre Tubos y Cabezal (mm)

Reemplazando:

Según Figura 5.9: Para Ø4" $D_{otl} = 1040 \rightarrow D_s = 1056$ mm

Calculo del Espesor "ts" de Cabezal (Cabeza Toro esférica):

Para la estimación del espesor del cabezal nos basaremos en la "Teoría de Recipientes a Presión" elaborada por ASME 2007 Sección VIII – División 1: UG-32 numeral (e) Cabeza Toriesferica con $\frac{t_s}{R} \geq 0.002$; el cual tiene las siguientes ecuaciones:

$$k = 6\%R, \quad R = D \quad t_s = 0.885P_d R / (f_2 z - 0.1P_d)$$

$$y \quad D = D_s + 2t.$$

Donde:

t : Espesor de Cabezal

t_s : Espesor Mínimo Cabezal según ASME

k : Radio interior rebordeo

R : Radio interior esférico o corona

D_s y D : Diámetro Interior y Exterior Cabeza Toriesferica

P_d : Presion Diseño interna: $1.5 \times P_t = 130.5 \text{ psi}$

P_t : Presion Operacion = 87 psi

f_2 : Esfuerzo Admisible ASME = 16.6 ksi

z : Eficiencia de la junta soldada = 1

La Geometría de la Cabeza Toro esférica se muestra en la Figura 5.9:

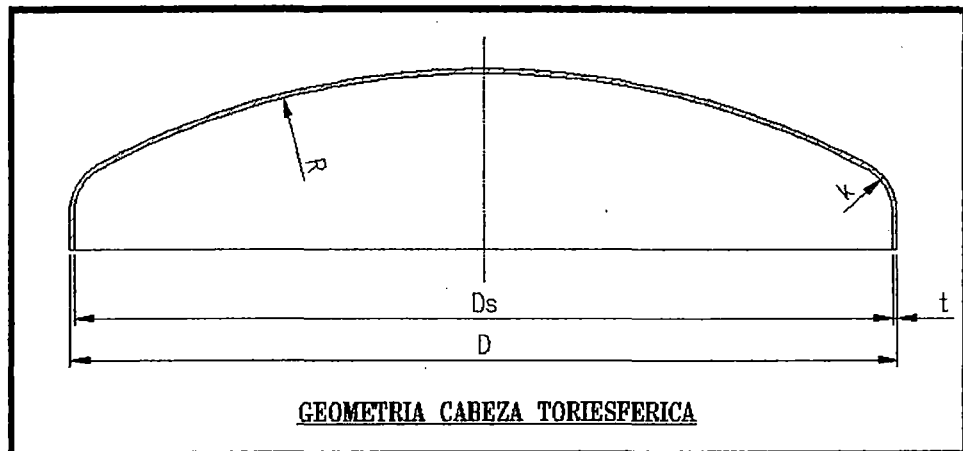


Fig. 5.9: GEOMETRIA DE CABEZAL (Toro esférica)

Con los valores de "Ds" calculados se obtiene "D" y dando valores a "t" en las ecuaciones se obtiene "R", "k" y "ts" se tiene:

Tabla 5.6: Calculo Espesor Cabezal Según ASME						
Tubo Vapor d_{tubo}	Dimensiones Cabeza Toro esférica				ASME	
	Ds (mm)	t (mm)	D=R (mm)	k (mm)	t_s (mm)	$\frac{t_s}{R}$
Ø4"	1056	6	1068	64	7.43	0.007
		8	1072	64	7.46	

Según los valores obtenidos en la Tabla 5.6, escogemos:

Opción 2: $t \geq t_s$ y $\frac{t_s}{R} \geq 0.002 \rightarrow t = 8 \text{ mm}$ (Espesor de Cabezal)

Calculo del Espesor de la Placa Porta tubos "T":

Para la estimación del Espesor de la Placa Porta Tubos usaremos la metodología elaborada por el Código TEMA 2007 Apéndice A.

Donde el espesor efectivo requerido por la Placa Porta Tubos será determinado de las siguientes formulas, considerando las condiciones en lado Tubo y lado Cabezal, el espesor calculado será el que sea el mas grande.

➤ **Formula Placa Porta Tubos - Flexión (Según Tema A131):**

$$T = \frac{F \times D_f}{3} \sqrt{\frac{P_e}{\eta S}}$$

Donde:

T : Espesor Efectivo Placa Porta Tubos

F : Factor según Arreglo Placa – Tubos (Según Tema Apéndice “A” Tabla A.131 Grafico “e”: $F_{max} = 1$ y $F_{min} = 0.8$)

D_f : Diámetro Placa Porta Tubos = 1120 mm. (Según Arreglo Tubos)

P_e : Presión Efectiva Diferencial Diseño (Ver A-155)

$S = \text{Esfuerzo Tension A} - 36 = 58 \text{ ksi}$

$\eta = \left(1 - \frac{0.907}{\frac{p}{d_{\text{tubo}}}}\right)$: Factor por Arreglo de Tubos Triangular

d_{tubo} : Diámetro Exterior de los Tubos = 114.3 mm.

$p \cong 1.5d_{\text{tubo}} = 175 \text{ mm}$: Paso entre Tubo Ø4” (mm)

Reemplazando los datos en las ecuaciones se obtiene “ η ” y “ T ” para Tubo Ø4”, ver Tabla 5.7:

Tabla 5.7: Calculo Espesor de Placa Porta Tubos - Flexión (Según TEMA A131)						
Haz de Tubos	η	D_f (mm)	F Según A131	$S=0.6Sy$ (psi)	Ver Tabla 5.8	T (mm.)
					P_e (psi)	
Ø4"	0.41	1120	$F_{min} = 0.8$	34800	118	27.2
			$F_{max} = 1$		72	26.5

Presión Efectiva Diferencial Diseño “ P_e ” (Según A155):

Para Placas Fijas se tomara como el mayor valor absoluto de los siguientes:

$$P_e = P'_t - P'_s + P_{bt} \quad , \quad P_e = \frac{P'_t - P'_s + P_{bt} + P_d}{2} \quad , \quad P_e = P_{bs}$$

$$P_e = \frac{P_{bs} + P_d}{2} \quad , \quad P_e = P'_t - P'_s \quad , \quad P_e = \frac{P'_t - P'_s + P_d}{2} \quad \text{y} \quad P_e = P_{bt}$$

Donde:

P_d : Presión Equivalente Diferencial por Expansión (Ver A-151)

P_{bs} : Presión Equivalente Placa emperrada Lado Cabezal (Ver A-152)

P_{bt} : Presión Equivalente Placa emperrada Lado Tubos (Ver A-152)

P'_s : Presión Efectiva Lado Cabezal (Ver A-153)

P'_t : Presión Efectiva Lado Tubos (Ver A-154)

Reemplazando los datos en las ecuaciones se obtiene “ P_e ” para Tubo Ø4”,

ver Tabla 5.8:

Tabla 5.8: Calculo Presión Efectiva Diferencial Diseño “ P_e ” (Según TEMA A155)					
Tubo Vapor	Tablas 5.9, 5.10 y 5.11				P_e
	Tabla 5.9	P_{bt} y P_{bs} (psi)	Tabla 5.10	Tabla 5.11	$\frac{P'_t - P'_s + P_d}{2}$ (psi)
	P_d (psi)		P'_s (psi)	P'_t (psi)	
Ø4"	194	0	51.8	10	118
	118		31.5	6.1	72

Presión Equivalente Diferencial Expansión “ P_d ” (Según A151):

$$P_d = \frac{4J E_s t_s \left(\frac{\Delta L}{L_{tubo}} \right)}{(D - 3t_s)(1 + JK F_q)}$$

Donde:

$$K = \frac{E_s t_s (D - t_s)}{E_t t_t N (d_{tubo} - t_t)} \quad J = 1 \text{ (Sin juntas de expansión)}$$

$$F_q = 0.25 + (F - 0.6) \left[\frac{300 t_s E_s \left(\frac{D_f}{t_p} \right)^3}{K L_{tubo} E} \right]^{1/4}$$

$\frac{\Delta L}{L_{tubo}}$: Aumento Diferencial Térmica

Según Tema T4.5: $\frac{\Delta L}{L_{tubo}} = (\alpha_s[T_1 - 70] - \alpha_t[T_2 - 70]) = 0.00103$

L_{tubo} : Longitud del Haz de Tubo (m) = 20 mts.

T_1 : Temperatura Medio Transferencia Calor a 6 bar $\cong 320$ °F (160 °C)

T_2 : Temperatura producto a secar = 176 °F (80 °C)

α_s : Coeficiente expansión térmica a 320 °F (160 °C)

α_t : Coeficiente expansión térmica a 176 °F (80 °C)

Según "TEMA" Tabla D-11: $\alpha_s = 6.95 \times 10^{-6}$ y $\alpha_t = 6.65 \times 10^{-6}$ pulg/pulg/°F

E_s : Modulo Elasticidad Cabezal para T= 160 °C

E_t : Modulo Elasticidad Tubos para T= 160 °C

E : Modulo Elasticidad Placa Porta Tubos para T= 160 °C Según ASME: E_s ,

E_t y $E = 28.1 \times 10^6$ PSI (Para T = 165°C)

N : Numero de Tubos en el Cabezal = 31

D : Diámetro Exterior de Cabezal = 1072 mm.

t_t : Espesor pared de Tubo Ø4" = 3.1 mm (Schedule 10)

t_s : Espesor pared de Cabezal = 8 mm (Según Calculo)

t_p : Espesor Asumido de Placa Porta Tubos

F : Factor según Arreglo Placa – Tubos (Según Tema Apéndice "A" Tabla

A.131 Grafico "e": $F_{max} = 1$ y $F_{min} = 0.8$)

Reemplazando los datos en las ecuaciones se obtiene " K ", " F_q " y " P_d " para

Tubo Ø4", ver Tabla 5.9:

Tubo Vapor	K	t_p (mm)	F Según A131	F_q	P_d (psi)
Ø4"	2.47	38	$F_{min} = 0.8$	1.44	194
			$F_{max} = 1$	2.63	118

Presión Equivalente Placa emperrada " P_{bt} y P_{bs} " (Según A152):

P_{bt} y $P_{bs} \cong 0$ (Placa Porta Tubos Fija no emperrada)

Presión Efectiva Diseño Lado Cabezal " P_s " (Según A153):

$$P_s = P_s \left[\frac{0.4 \times J \times [1.5 + K(1.5 + f_s)] - \left[\left(\frac{1-J}{2} \right) \left(\frac{D_j}{D_s^2} - 1 \right) \right]}{1 + J \times K \times F_q} \right]$$

Donde:

P_s : Presión Diseño Lado Cabezal = 87 psi

$$f_s = 1 - N \left(\frac{d_{\text{tubo}}}{D_s} \right)^2$$

$J = 1$ (Sin juntas de expansión)

D_s : Diámetro Interior de Cabezal = 1056 mm.

$D_j = G_s$ (No hay junta de Expansión)

Otros símbolos están definidos anteriormente (K y F_q)

Reemplazando los datos en las ecuaciones se obtiene " f_s " y " P_s " para Tubo

Ø4", ver Tabla 5.10:

Tabla 5.10: Calculo Presión Efectiva Diseño Lado Cabezal " P_s " (Según TEMA A153)					
Tubo Vapor	De Tabla 5.9		f_s	P_s (psi)	P_s (psi)
	K	F_q			
Ø4"	2.47	1.44	0.64	87	51.8
		2.63			31.5

Presión Efectiva Diseño Lado Tubo " P_t " (Según A154):

$$P_t = P_t \left[\frac{1 + 0.4 \times J \times K \times (1.5 + f_t)}{1 + J \times K \times F_q} \right]$$

Donde:

P_t : Presión Diseño Lado Tubos (Asumimos 1 Bar \leftrightarrow 14.5 Psi)

$$f_t = 1 - N \left(\frac{d_{\text{tubo}} - 2t_t}{D_s} \right)^2$$

Otros símbolos están definidos anteriormente (d_{tubo} , t_t , G_s , J , K y F_q)

Reemplazando los datos en las ecuaciones se obtiene " f_t " y " P_t " para Tubo

Ø4", ver Tabla 5.11:

Tabla 5.11: Calculo Presión Efectiva Diseño Lado Tubo " P_t " (Según TEMA A154)					
Tubo Vapor	De Tabla 5.9		f_t	P_t (psi)	P_t (psi)
	K	F_q			
Ø4"	2.47	1.44	0.68	14.5	10
		2.63			6.1

➤ **Formula Placa Porta Tubos - Corte (Según Tema A132):**

$$T = \frac{0.31 \times D_L}{\left(1 - \frac{d_{\text{tubo}}}{p}\right)} \left(\frac{P_e}{S}\right)$$

Donde:

T : Espesor Efectivo Placa Porta Tubos

P_e : Presión Efectiva de Diseño (Ver Tabla 5.8)

$S = \text{Esfuerzo Tension A} - 36 = 58 \text{ ksi}$

$$D_L = \frac{4A}{C}$$

C : Perímetro del Arreglo de Tubos medidos

$C = 3150 \text{ mm}$ para Tubo Ø4"

A : Área Total encerrada por el perímetro

$A = 556962.6 \text{ mm}^2$ para Tubo Ø4"

d_{tubo} : Diámetro Exterior Tubo Ø4" = 114.3

$p \cong 1.5d_{\text{tubo}} = 175 \text{ mm}$ Paso de los Tubos (mm)

Reemplazando los datos en las ecuaciones se obtiene " D_L " y " T " para Tubo $\varnothing 4$ ", ver Tabla 5.12:

Tabla 5.12: Calculo Espesor de Placa Porta Tubos - Corte (Según TEMA A132)						
Tubo Vapor	d_{tubo}	p (mm.)	D_L	S (psi)	Ver Tabla 5.17	T (mm.)
					P_e (psi)	
$\varnothing 4$ "	114.3	175	707.3	58000	255.8	2.8
					155.6	1.7

De los resultados obtenidos del Cálculo del Espesor de la Placa Porta Tubos por Flexión (Tabla 5.7) y por Corte (Tabla 5.12), se escoge los valores de la Tabla 5.7 (Calculo por flexión) por tener los mayores espesores.

De estos valores el mayor es: $T = 21$ mm

Para nuestro diseño escogemos el espesor de $T_f = 38.1$ mm. $\leftrightarrow 1\frac{1}{2}$ "

RESUMIENDO:

De los cálculos realizados se obtiene el dimensionamiento de las partes del "HAZ DE TUBOS TIPO BUNDLE" según:

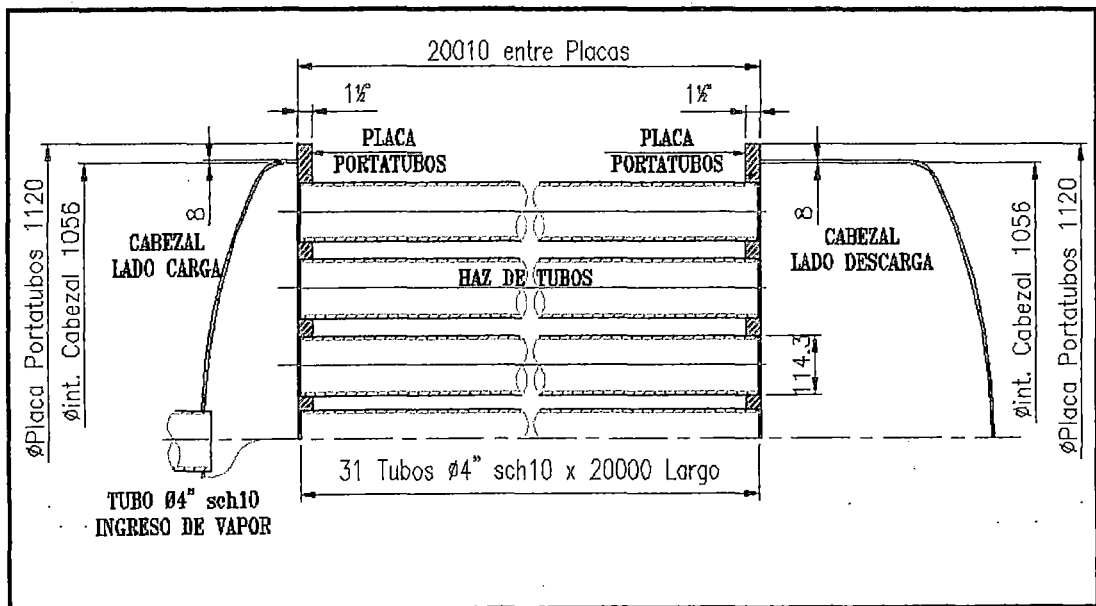


Figura 5.10: "Dimensionamiento del HAZ de TUBOS tipo BUNDLE"

5.2.3. DISTRIBUIDOR CENTRAL:

Calculo Espesor del Cuerpo Cilíndrico (t_{cc}) por Presión Interna:

Como se sabe el cuerpo cilíndrico está sometida a presión interna debido a la presión ejercida por el vapor saturado, Para hallar esta presión máxima, se tiene las siguientes ecuaciones:

$$P_{cc1} = \frac{2f_1Zh_{cc}}{D_{ecc} - h_{cc}} \quad y \quad D_{ecc} = D_{icc} + 2h_{cc}$$

Además

según

ASME:

$$P_{cc2} = \frac{2f_2Zh_{cc}}{D_{ecc} - 2h_{cc} + 1.2}$$

Donde:

P_{cc} = Presion Maxima Interna

Z = eficiencia de la junta soldada = 0.8

f_1 = Esfuerzo Admisible Basico = 24 ksi

f_2 = Esfuerzo Admisible ASME = 16.6 ksi

D_{icc} , D_{ecc} = Diametro Interior y Exterior Cuerpo Cilindrico

h_{cc} = Espesor Casco Cilindrico

Dando valores a " h_{cc} " de las ecuaciones anteriores obtenemos:

Tabla 5.13: Presión Máxima del Cuerpo Cilíndrico por Presión Interna					
Dimensiones			Teoría de Recipientes	ASME	
D_{icc} (mm)	h_{cc} (mm)	D_{ecc} (mm)	P_{cc1} (psi)	P_{cc2} (psi)	
800	3	806	143.5	99.2	1
	4.5	809	214.8	171.9	2
	6	812	285.9	228.7	3

De la Tabla 5.13: Escogemos la opción 2:

Espesor de Cuerpo Cilíndrico "h_{cc}" = 4.5 mm.

Donde la Presión Máxima es: $2.5P_t < P_c < 1.9P_t$ ($P_c=87$ Psi)

Calculo del Espesor "t_{sc}" de Tapa Cuerpo (Cabeza Toro esférica):

Para la estimación del espesor del cabezal nos basaremos en la "Teoría de Recipientes a Presión" elaborada por ASME 2007 Sección VIII – División 1:

UG-32 numeral (e) Cabeza Toriesferica con $\frac{t_{sc}}{R} \geq 0.002$; el cual tiene las siguientes ecuaciones:

$$k = 6\%R, \quad R = D, \quad t_{sc} = 0.885P_dR/(f_2z - 0.1P_d)$$

$$y \quad D = D_{sc} + 2t_{sc}.$$

Donde:

t_{sc} : Espesor Tapa Cuerpo Toriesferica

k : Radio interior rebordeo, R : Radio interior esférico o corona

D, D_{sc} : Diámetro Int. y Ext. Tapa de Cuerpo Toriesferica ($D = 800$ mm)

$P_d =$ Presion Diseño Interna = $1.5 \times P_t = 130.5$ psi

$P_t =$ Presion Operacion = 87 psi

$f_2 =$ Esfuerzo Admisible ASME = 16.6 ksi

$z =$ eficiencia de la junta soldada= 0.8

La Geometría Tapa Cuerpo Toro esférica se muestra en la Fig. 5.11:

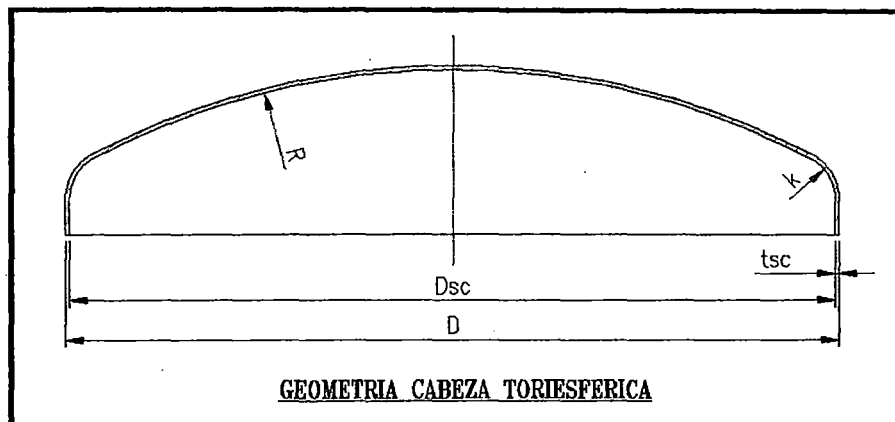


Fig. 5.11: GEOMETRIA DE TAPA CUERPO (Toro esférica)

Dando valores a "t" y reemplazando en las ecuaciones anteriores obtenemos

"R", "k" y "t_{sc}" ver la siguiente tabla:

Tabla 5.14: Calculo Espesor Tapa Cuerpo Según ASME						
Dimensiones Cabeza Toro esférica				ASME		
D _{sc} (mm)	t (mm)	D=R (mm)	k (mm)	t _{sc} (mm)	$\frac{t_{sc}}{R}$	
800	3	806	48	5.61	0.007	1
	4.5	809	48	5.63		2
	6	812	48	5.65		3
	8	816	48	5.68		4

Según los valores obtenidos en la Tabla 5.14, escogemos:

Opción 3: $t \geq t_{sc}$ y $\frac{t_{sc}}{R} \geq 0.002$ → $t = 6 \text{ mm}$ (Espesor de Tapa)

Calculo Diametro del Tubo de Ingreso de Vapor en Equipo (d_{iv}):

Para la estimación del Diámetro para ingreso vapor en el Equipo nos basaremos en:

➤ Dimensionado según la velocidad del vapor:

Si se dimensiona en función de la velocidad, entonces los cálculos se basan en el volumen de vapor que se transporta con relación a la sección de la tubería:

$$Seccion (A) = \frac{Caudal Volumetrico (V^{\circ})}{Velocidad del Flujo (C)} = \frac{m^{\circ} \times v}{C}$$

$$V^{\circ} = m^{\circ} \times v$$

Donde:

v : volumen especifico = $0.24 \text{ m}^3/\text{Kg}$ (De Tablas de Vapor para 7 bar)

m° : Flujo Másico Ingreso de Vapor (Ver Figura 5.1)

Donde: $25 < "C" < 40$ (Según recomendaciones de Spirax Sarco)

Dando valores a "C" se obtiene:

Tabla 5.15: Calculo Diámetro Tubo para Ingreso de Vapor							
Elemento Transferencia	m° (Kg/hr)	C (m/s)	v (m3/kg)	A (mm)	Según Norma ASTM A-53 Grade B		
					Ø exterior	Ø interior (mm)	
Ingreso de Vapor	12000	25	0.24	202.0	219.1 <> Ø8"	202.7	1
		40		160	168.3 <> Ø6"	154.1	2

Según los valores obtenidos en la Tabla 5.15, escogemos para nuestro diseño escogemos Conexión de Tubo Ø8" sch40 (C = 24.8 m/s).

RESUMIENDO:

De los cálculos realizados se obtiene el dimensionamiento de las partes del "DISTRIBUIDOR CENTRAL" según la figura 5.12:

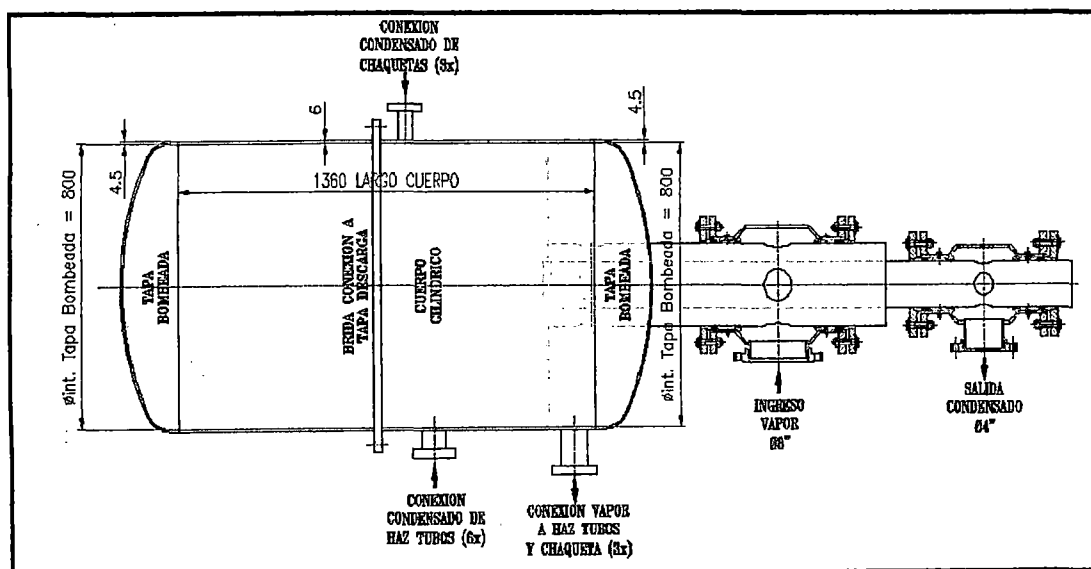


Figura 5.12: "Dimensionamiento del DISTRIBUIDOR CENTRAL"

5.2.4. PALETAS DE LEVANTE Y AVANCE:

Cálculo de Numero (n_f) y Altura (h_f) de Paletas Levante:

Para la estimación de estos parámetros usaremos las siguientes relaciones prácticas:

$$6.56 \leq \frac{n_f}{D_i} \leq 9.84 (*), \quad 0.025 \leq \frac{h_f}{D_i} \leq 0.038 (**) \quad \text{y} \quad 0.6 \leq L \leq 2 (*)$$

(*) Tomado del Handbook Industrial Drying - Capitulo 7.

(**) Tomado del Chemical Process Equipment- Capitulo 9.

Se sabe además que:

$$\theta = \frac{360^\circ}{n_f} \quad \text{y} \quad L = \left(\frac{\pi}{180} \times \theta \right) \times \frac{D_i}{2}$$

Donde:

$D_i = 3.6 \text{ mt} = \text{Diametro Int. Casco}$

L : Arco entre 2 Paletas continuas (mt)

θ° : Angulo entre 2 Paletas continuas

Dando valores a " n_f " se obtiene:

Tabla 5.16: Calculo Numero (n_f) y Altura (h_f) Paletas Levante						
n_f	$\frac{n_f}{D_i}$	θ°	L	h_f	$\frac{h_f}{D_i}$	
20	5.55	18	0.57	0.10	0.028	1
24	6.66	15	0.47	0.13	0.036	2
30	8.33	12	0.38	0.15	0.041	3

De la Tabla 5.16 escogemos la opción 2:

$$n_f = 24 \text{ paletas} \quad \text{y} \quad h_f = 0.13 \text{ mt.}$$

RESUMIENDO:

De los cálculos realizados se obtiene el dimensionamiento de las partes de las "PALETAS" según la figura 5.13.

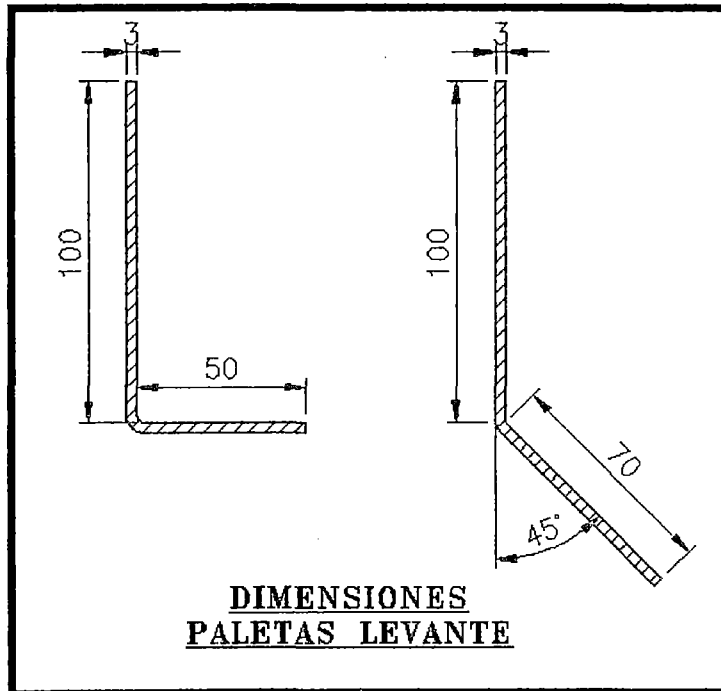


Figura 5.13: "Dimensionamiento de Paletas Levante"

5.2.5. BAFLES, TAPA DESCARGA Y TAPA ENTRADA:

Cálculo del Numero de Bafles_():

Según la Geometría del Secador, los Tubos de Vapor están soportados a todo lo largo por Bafles, la cantidad de bafles usados serán los necesarios para satisfacer los valores de deflexión máxima recomendados para el elemento – tubo por flexión: “ ” < 0.1 ”.

Para nuestro caso tenemos arreglo de 6 Bafles por Tubo:

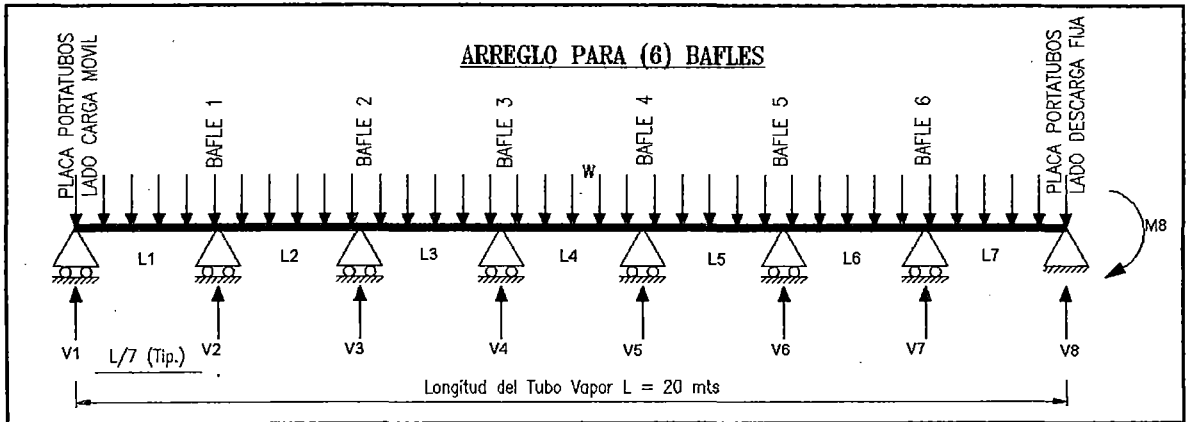


Fig. 5.14: Diagrama Cuerpo Libre del Arreglo Bafles

Para encontrar la Deflexión máxima primeramente hallaremos la carga aplicada al Tubo de Vapor “ ” y luego usando unos de los métodos existentes en la Teoría de Vigas llamado el Teorema de los Tres Momentos aplicado a Vigas Continuas Estáticamente Indeterminadas calcularemos las Reacciones y Momentos Flectores en los Apoyos con sus respectivos diagramas de Momento Flector y Fuerza Cortante.

Calculo de la Carga Uniformemente Distribuida Lineal :

Para la estimación de la Carga Aplicada al tubo de vapor (Kg/m) usaremos las siguientes relaciones:

$$W = W_{\text{peso}} + W_{\text{Fluido}} + W_{\text{Adic.}}$$

$$W_{\text{peso}} = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) \rho_{\text{acero}}$$

$$W_{\text{Adic.}} = 20\% (W_{\text{peso}} + W_{\text{Fluido}})$$

$$W_{\text{Fluido}} = \frac{\pi}{4} D_i^2 \rho_{\text{agua}}$$

$$D_i = D_e - 2e$$

Donde:

w_{peso} : Carga uniformemente distribuida lineal debido al Peso Propio

w_{Fluido} : Carga uniformemente distribuida lineal debido al Peso Fluido.

$w_{\text{Adic.}}$: Carga Adicional uniformemente distribuida lineal debido a la adherencia de la Harina en el exterior del tubo.

$$\rho_{\text{agua}}: \text{Densidad del Fluido} - \text{Agua} = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{\text{acero}}: \text{Densidad del Material} - \text{Acero} = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

D_e : Diámetro exterior del Tubo de Vapor

D_i : Diámetro interior del Tubo de Vapor

e : Espesor del Tubo de Vapor (Schedule 10)

De las ecuaciones anteriores se obtiene la siguiente tabla:

Tabla 5.17: Cálculo de Carga Uniformemente Distribuida Lineal Aplicada al Haz de Tubos							
Tubo Vapor	D_e (mm)	Sched. 10S (mm)	D_i (mm)	w_{peso} (Kg/m)	w_{Fluido} (Kg/m)	$w_{\text{Adic.}}$ (Kg/m)	"w" (Kg/m)
Ø4"	114.3	3.048	108.2	8.7	9.2	4.1	22

Cálculo de los Momentos Flectores " M_n ":

Para el cálculo de los Momentos Flectores usaremos la "Ecuación de los Tres momentos" cuya Formulación Generalizada es:

$$M_1L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3L_2 + \frac{6A_1a_1}{L_1} + \frac{6A_2b_2}{L_2} = 6EI \left(\frac{h_1}{L_1} + \frac{h_3}{L_2} \right)$$

Esta ecuación expresa una relación general entre los momentos flectores entre 3 puntos cualesquiera de la viga.

Si los puntos 1, 2 y 3 están al mismo nivel en la viga deformada, las alturas h_1 y h_3 se anulan, teniéndose la siguiente ecuación:

$$M_1L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3L_2 = -\frac{6A_1a_1}{L_1} - \frac{6A_2b_2}{L_2}$$

Esta ecuación será aplicada para nuestro arreglo (ver Fig. 5.14) donde los puntos de la viga son los apoyos:

TRAMO 1-2-3:

$$M_1L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3L_2 = -\frac{6A_1a_1}{L_1} - \frac{6A_2b_2}{L_2}$$

TRAMO 2-3-4:

$$M_2L_2 + 2M_3(L_2 + L_3) + M_4L_3 = -\frac{6A_2a_2}{L_2} - \frac{6A_3b_3}{L_3}$$

TRAMO 3-4-5:

$$M_3L_3 + 2M_4(L_3 + L_4) + M_5L_4 = -\frac{6A_3a_3}{L_3} - \frac{6A_4b_4}{L_4}$$

TRAMO 4-5-6:

$$M_4L_4 + 2M_5(L_4 + L_5) + M_6L_5 = -\frac{6A_4a_4}{L_4} - \frac{6A_5b_5}{L_5}$$

TRAMO 5-6-7:

$$M_5L_5 + 2M_6(L_5 + L_6) + M_7L_6 = -\frac{6A_5a_5}{L_5} - \frac{6A_6b_6}{L_6}$$

TRAMO 6-7-8:

$$M_6L_6 + 2M_7(L_6 + L_7) + M_8L_7 = -\frac{6A_6a_6}{L_6} - \frac{6A_7b_7}{L_7}$$

Debido al Empotramiento en el Pto "8" se tiene la ecuación adicional:

$$M_7L_7 + 2M_8(L_7 + L_0) + M_0L_0 = -\frac{6A_7a_7}{L_7} - \frac{6A_0b_0}{L_0}$$

Donde:

$M_1, M_2, M_3, M_4, M_5, M_6, M_7, M_8$: Momentos flectores en los apoyos 1 al 8

M_0 : Momento flector para ecuación adicional por empotramiento.

$M_1 = M_0 = 0$ (Momento Flector en extremo de la Viga)

$L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6, L_7$: Distancia entre apoyos desde el tramo 1 al 8

L_0 : Distancia Tramo ficticio para ecuación adicional debido al empotramiento.

Según Arreglo de la Figura 5.14:

$$L_1 = L_2 = L_3 = L_4 = L_5 = L_6 = L_7 = L = 20/7 = 2.857 \text{ mts y } L_0 = 0$$

$A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7$: Área del diagrama del Momento Flector debido a la Carga Distribuida para cada tramo. (Apoyos del 1 al 8)

A_0 : Área del diagrama de Momento Flector ficticio para ecuación adicional debido al empotramiento.

Se sabe que para una viga simplemente apoyada con carga lineal uniformemente repartida, el diagrama de momento flector es una parábola

de ordenada máxima: " $\frac{wL_n^2}{8}$ "

El área del segmento parabólico es:

$$A_n = \frac{2L_n}{3} \times \frac{wL_n^2}{8} = \frac{wL_n^3}{12}$$

Reemplazando para cada tramo:

$$A_1 = A_2 = A_3 = A_4 = A_5 = A_6 = A_7 = \frac{wl^3}{12} \text{ y } A_0 = 0$$

$a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7$: Distancia vertical del C.G del diagrama de Momentos Flectores al apoyo ubicado al lado izquierdo.

$b_2, b_3, b_4, b_5, b_6, b_7$: Distancia vertical del C.G del diagrama de Momentos Flectores al apoyo ubicado al lado derecho.

Para nuestro caso de carga uniformemente distribuida el centro gravedad está en la vertical del centro del tramo ósea:

$$a_1 = a_2 = a_3 = a_4 = a_5 = a_6 = a_7 = \frac{L}{2}$$

$$b_2 = b_3 = b_4 = b_5 = b_6 = b_7 = \frac{L}{2}$$

Reemplazando en las Ecuaciones se tiene:

$$4M_2 + M_3 = -\frac{wL^2}{2} \qquad M_2 + 4M_3 + M_4 = -\frac{wL^2}{2}$$

$$M_3 + 4M_4 + M_5 = -\frac{wL^2}{2} \qquad M_4 + 4M_5 + M_6 = -\frac{wL^2}{2}$$

$$M_5 + 4M_6 + M_7 = -\frac{wL^2}{2} \qquad M_6 + 4M_7 + M_8 = -\frac{wL^2}{2}$$

$$M_7 + 2M_8 = -\frac{wL^2}{4}$$

Resolviendo:

$$M_2 = -2131wL^2/20168 \qquad M_3 = -1560wL^2/20168$$

$$M_4 = -1713wL^2/20168 \qquad M_5 = -1672wL^2/20168$$

$$M_6 = -1683wL^2/20168 \qquad M_7 = -1680wL^2/20168$$

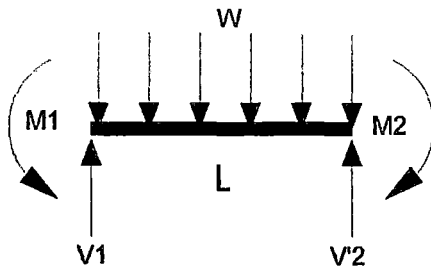
$$M_8 = -1681wL^2/20168$$

Reemplazando los valores de "w" y "L" se obtiene la siguiente tabla para el Tubo de Vapor seleccionado:

Tabla 5.18: Calculo de Momentos Flectores en los Apoyos							
Tubo Vapor	M ₂ (Kgf-m)	M ₃ (Kgf-m)	M ₄ (Kgf-m)	M ₅ (Kgf-m)	M ₆ (Kgf-m)	M ₇ (Kgf-m)	M ₈ (Kgf-m)
Ø4"	19	13.9	15.3	14.9	15	15	15

Calculo de las Reacciones en los Apoyos "V_n":

Para calcular las Reacciones en los Apoyos, aplicamos las ecuaciones de la Estática por cada Tramo:

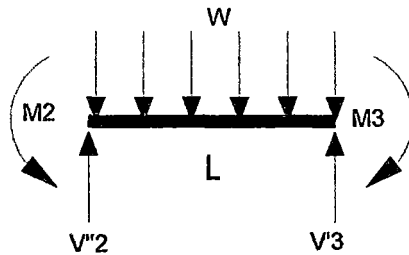
TRAMO 1-2:

$$\sum M_2 = V_1 L - \frac{wL^2}{2} + (M_2 - M_1) = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V_1 = \frac{7953wL}{20168}$$

$$\sum F_Y = V_1 + V'_2 - wL = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V'_2 = \frac{12215wL}{20168}$$

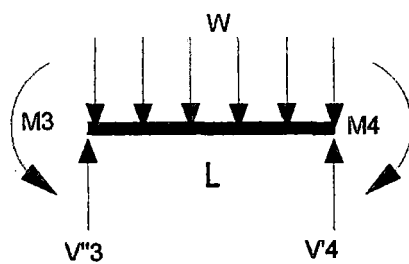
TRAMO 2-3:

$$\sum M_3 = V''_2 L - \frac{wL^2}{2} + (M_3 - M_2) = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V''_2 = \frac{10655wL}{20168}$$

$$\sum F_Y = V''_2 + V'_3 - wL = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V'_3 = \frac{9513wL}{20168}$$

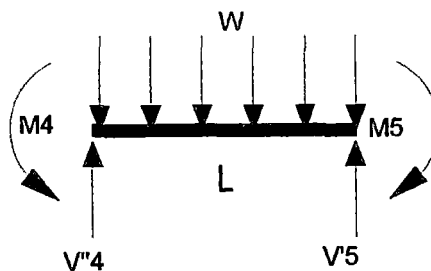
TRAMO 3-4:

$$\sum M_4 = V''_3 L - \frac{wL^2}{2} + (M_4 - M_3) = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V''_3 = \frac{9931wL}{20168}$$

$$\sum F_Y = V''_3 + V'_4 - wL = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V'_4 = \frac{10237wL}{20168}$$

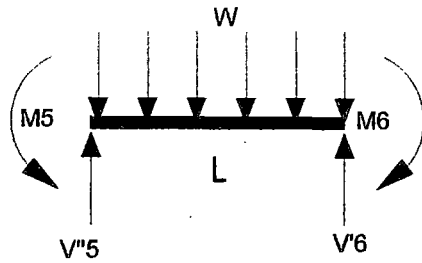
TRAMO 4-5:

$$\sum M_5 = V''_4 L - \frac{wL^2}{2} + (M_5 - M_4) = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V''_4 = \frac{10125wL}{20168}$$

$$\sum F_Y = V''_4 + V'_5 - wL = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V'_5 = \frac{10043wL}{20168}$$

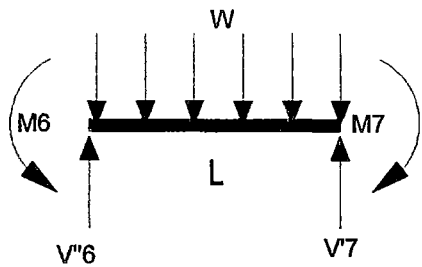
TRAMO 5-6:

$$\sum M_6 = V''_5 L - \frac{WL^2}{2} + (M_6 - M_5) = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V''_5 = \frac{10073WL}{20168}$$

$$\sum F_Y = V''_5 + V'_6 - wL = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V'_6 = \frac{10095wL}{20168}$$

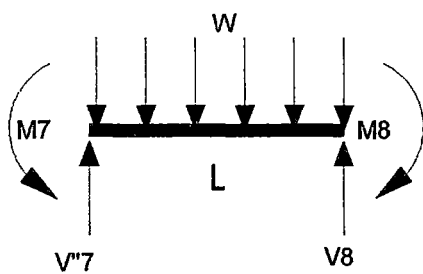
TRAMO 6-7:

$$\sum M_7 = V''_6 L - \frac{WL^2}{2} + (M_7 - M_6) = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V''_6 = \frac{10087wL}{20168}$$

$$\sum F_Y = V''_6 + V'_7 - wL = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V'_7 = \frac{10081wL}{20168}$$

TRAMO 7-8:

$$\sum M_8 = V''_7 L - \frac{WL^2}{2} + (M_8 - M_7) = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V''_7 = \frac{10083wL}{20168}$$

$$\sum F_Y = V''_7 + V'_8 - wL = 0$$

$$\text{Reemplazando: } V'_8 = \frac{10085wL}{20168}$$

Resumiendo y Reemplazando las Reacciones en los Apoyos serán:

$$V_1 = 7953wL/20168$$

$$V_2 = V'_2 + V''_2 = 22870wL/20168$$

$$V_3 = V'_3 + V''_3 = 19444wL/20168$$

$$V_4 = V'_4 + V''_4 = 20362wL/20168$$

$$V_5 = V'_5 + V''_5 = 20116wL/20168$$

$$V_6 = V'_6 + V''_6 = 20182wL/20168$$

Reemplazando los valores de " " y "L" se obtiene la siguiente tabla para el Tubo Vapor Ø4" seleccionado:

Tabla 5.19: Calculo de las Reacciones en los Apoyos								
Tubo Vapor	(Kgf)	(Kgf)	(Kgf)	(Kgf)	(Kgf)	(Kgf)	(Kgf)	(Kgf)
Ø4"	24.8	71.3	60.6	63.5	62.7	62.9	62.8	31.4

Diagrama de Momentos Flectores y Fuerza Cortante:

Con los resultados de la Tabla 5.18 y 5.19 se elaboran los siguientes diagramas:

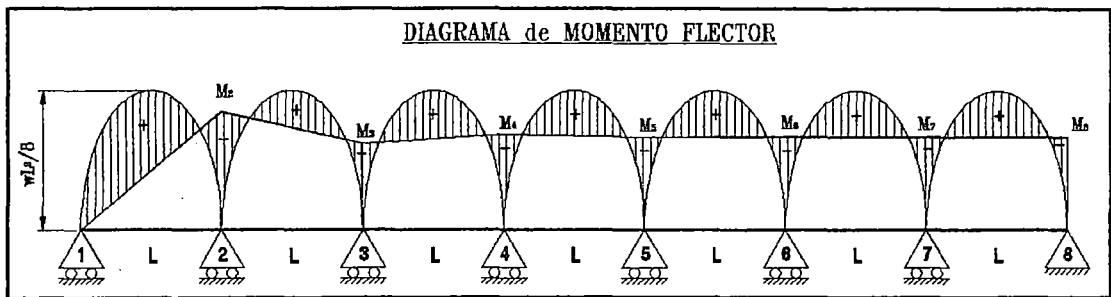


Figura 5.15: Diagrama Momento Flector

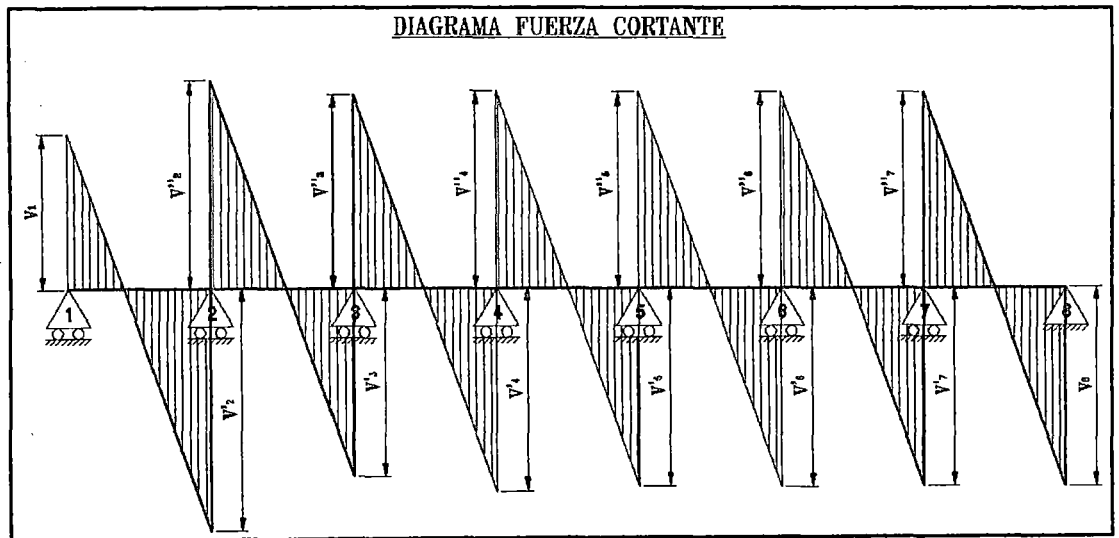


Figura 5.16: Diagrama Fuerza Cortante

Calculo de las Deflexiones " δ_n ":

Para el cálculo de deflexiones usaremos también la Ecuación de los Tres momentos" es su forma generalizada, considerando dos de los puntos sobre dos apoyos y el tercero en el punto donde se quiere hallar la deformada (Punto 2 donde la deflexión sea máxima, $V = 0$).

Para nuestro arreglo (ver Fig. 5.14):

APOYOS 1 - 2:

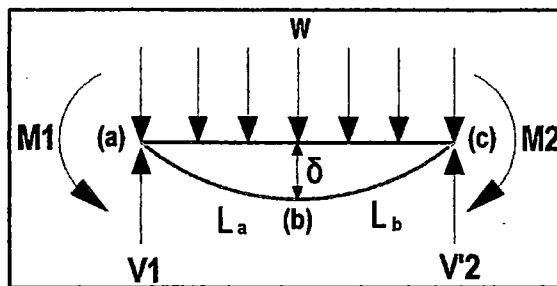


Figura 5.17: D.C.L Apoyo 1 a 2

Aplicando la Ecuación de los Tres Momentos en la Figura 5.17:

$$M_a L_a + 2M_b(L_a + L_b) + M_c L_b + \frac{6A_a a_a}{L_a} + \frac{6A_b b_b}{L_b} = 6EI \left(\frac{h_a}{L_a} + \frac{h_b}{L_b} \right)$$

Donde:

$$M_a = M_1 = 0 \text{ (Apoyo 1) y } M_c = M_2 \text{ (Apoyo 2)}$$

De la Fig. 5.16 "DFC" aplicando Semejanza Triángulos Apoyo 1 a 2:

$$\frac{L_a}{L_b} = \frac{V_1}{V'_2} \text{ y } L_a + L_b = L$$

Para hallar " M_b " aplicamos en el Punto "b" $\sum M_b = 0$

Además:

$$\frac{6A_a a_a}{L_a} = \frac{wL_a^3}{4} \text{ y } \frac{6A_b b_b}{L_b} = \frac{wL_b^3}{4}$$

$$h_a = h_b = \delta \text{ (Debido a que los apoyos están en un mismo nivel)}$$

Reemplazando los valores de "M" y "V" y para los otros apoyos según la figura 5.14, se obtiene:

Tabla 5.20: Valores Preliminares a usar en Ecuación de los (3) Momentos								
Apoyo	$\frac{L_a}{L_b}$	L_a	L_b	M_a	M_b	M_c	$\frac{6A_a a_a}{L_a}$	$\frac{6A_b b_b}{L_b}$
1 - 2	$\frac{V_1}{V_2}$	0.4L	0.6L	M_1	$V_1 L_a - \frac{wL_a^2}{2} - M_1$	M_2	$\frac{wL_a^3}{4}$	$\frac{wL_b^3}{4}$
	0.65			0	$0.077wL^2$	$0.105wL^2$	$0.016wL^3$	$0.054wL^3$
2 - 3	$\frac{V''_2}{V_3}$	0.53L	0.47L	M_2	$V''_2 L_a - \frac{wL_a^2}{2} - M_2$	M_3	$\frac{wL_a^3}{4}$	$\frac{wL_b^3}{4}$
	1.12			$0.105wL^2$	$0.033wL^2$	$0.077wL^2$	$0.037wL^3$	$0.026wL^3$
3 - 4	$\frac{V''_3}{V_4}$	0.5L	0.5L	M_3	$V''_3 L_a - \frac{wL_a^2}{2} - M_3$	M_4	$\frac{wL_a^3}{4}$	$\frac{wL_b^3}{4}$
	0.97			$0.077wL^2$	$0.044wL^2$	$0.085wL^2$	$0.031wL^3$	$0.031wL^3$
4 - 5	$\frac{V''_4}{V_5}$	0.5L	0.5L	M_4	$V''_4 L_a - \frac{wL_a^2}{2} - M_4$	M_5	$\frac{wL_a^3}{4}$	$\frac{wL_b^3}{4}$
	1			$0.085wL^2$	$0.041wL^2$	$0.083wL^2$	$0.031wL^3$	$0.031wL^3$
5 - 6	$\frac{V''_4}{V_5}$	0.5L	0.5L	M_5	$V''_5 L_a - \frac{wL_a^2}{2} - M_5$	M_6	$\frac{wL_a^3}{4}$	$\frac{wL_b^3}{4}$
	0.99			$0.083wL^2$	$0.042wL^2$	$0.083wL^2$	$0.031wL^3$	$0.031wL^3$
6 - 7	$\frac{V''_4}{V_5}$	0.5L	0.5L	M_6	$V''_6 L_a - \frac{wL_a^2}{2} - M_6$	M_7	$\frac{wL_a^3}{4}$	$\frac{wL_b^3}{4}$
	1			$0.083wL^2$	$0.042wL^2$	$0.083wL^2$	$0.031wL^3$	$0.031wL^3$
7 - 8	$\frac{V''_4}{V_5}$	0.5L	0.5L	M_7	$V''_7 L_a - \frac{wL_a^2}{2} - M_7$	M_8	$\frac{wL_a^3}{4}$	$\frac{wL_b^3}{4}$
	0.99			$0.083wL^2$	$0.042wL^2$	$0.083wL^2$	$0.031wL^3$	$0.031wL^3$

De la Ecuación de los Tres Momentos despejando "δ" se obtiene:

$$\delta = \frac{\left(M_a L_a + 2M_b L + M_c L_b + \frac{6A_a a_a}{L_a} + \frac{6A_b b_b}{L_b} \right)}{6EI \left(\frac{1}{L_a} + \frac{1}{L_b} \right)}$$

Donde:

$E =$ Modulo Elasticidad del acero = 30×10^6 psi

$I =$ Momento Inercia Seccion Tubo = $\frac{D_{int}^3 t \pi}{8}$

$t = 3.1$ mm. (Espesor Pared Tubo Vapor Ø4" schedule 10)

$D_{int} = 108 \text{ mm}$ (Diámetro Interior de Tubo Vapor Ø4")

Reemplazando los valores de la Tabla 5.20, "E", "I", "w" y "L" en la ecuación anterior se obtiene la siguiente Tabla:

Tabla 5.21: Deflexiones según Tubo de Vapor Seleccionado								
Tubo Vapor	"I" (mm ⁴)	DEFLEXIONES MAXIMAS ENTRE APOYOS "δ"						
		1 a 2 (mm)	2 a 3 (mm)	3 a 4 (mm)	4 a 5 (mm)	5 a 6 (mm)	6 a 7 (mm)	7 a 8 (mm)
Ø4"	1545900	0,52	0,41	0,43	0,43	0,43	0,43	0,43

De la Tabla 5.21, los valores de deflexión máxima calculados son $\delta < 1 \text{ mm}$. Por lo tanto la cantidad de Baffles propuestos satisfacen los valores de deflexión máxima ($\delta < 0.1" \Leftrightarrow 2.54 \text{ mm}$).

Cálculo del Espesor del Baffle (e_b):

Según la disposición y la posición de los Baffles en el equipo, se tendría la pieza a fuerzas de Comprensión, Tensión y Flexión para nuestro caso analizaremos cuando esta sometida a Tensión (posición más desfavorable).

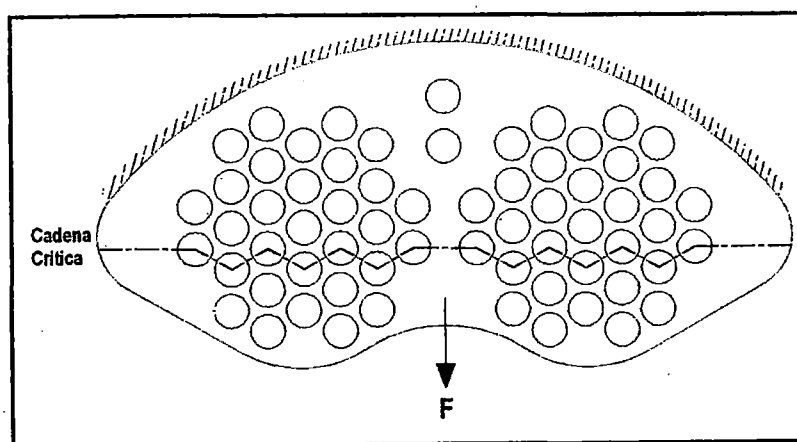


Fig. 5.18: D.C.L Baffle a Tensión "Posición mas Desfavorable"

La Fuerza de Tensión Actuante "F" en el bafle es igual a la sumatoria de todas las fuerzas ejercidas en los apoyos por los tubos de Vapor es decir:

$$F = N_{tb} \times V_2 + P$$

Donde:

N_{tb} : Numero de Tubos sostenidos por el Bafle

V_2 : Reaccion mayor en el Bafle (ver Tabla 5: 19)

Asimismo según la Teoría Estructural de Miembros Sometidos a Tensión se tiene las siguientes ecuaciones:

$$R_{tg} = 0.6R_y \quad R_{tn} = 0.5R_u \quad \text{Según (AISC)}$$

$$F_{tg} = R_{tg} \times A_g \quad F_{tn} = R_{tn} \times A_n$$

$$R_{tg} = 0.6R_y \quad R_{tn} = 0.5R_u$$

$$A_g = e_b \times W_g \quad A_n = e_b \times W_n \quad W_n = W_g - nd + \sum \frac{s^2}{4g}$$

Donde:

$$R_y = 36 \text{ Ksi (Esfuerzo Fluencia A - 36)}$$

$$R_u = 58 \text{ Ksi (Esfuerzo Rotura A - 36)}$$

$$R_{tg} = 0.6 \times 36 = 21.6 \text{ Ksi (Esfuerzo Tension permisible x Area Bruta)}$$

$$R_{tn} = 0.5 \times 58 = 29 \text{ Ksi (Esfuerzo Tension permisible x Area Neta)}$$

F_{tg}, F_{tn} : Fuerza Tension permisible por Area Bruta y Area Neta

A_g, A_n : Area Bruta y Area Neta

$$W_g = 2400 \text{ mm (Ancho Bruto)}$$

W_n : Ancho Neto

P : Peso del Bafle (Kgf)

n : numero de agujeros contenidos en la cadena critica (Ver fig. 5.39)

s : paso o distancia longitudinal entre agujeros adyacentes

g : Gramil entre los agujeros adyacentes a través del ancho de la sección

$$d = D_{aguj.} + 3 \text{ mm}$$

De las ecuaciones anteriores se obtiene la siguiente tabla de Fuerzas Permisibles, para el Baffle según Tubo de Vapor Ø4" seleccionado para el Haz de Tubos.

Tubo Vapor	Geometría del Baffle							Fuerza x Área Bruta		Fuerza x Área Neta	
	"e _b "	"d"	"n"	"s"	"g"	"W _g "	"W _n "	"A _g "	"F _{tg} "	"A _n "	"F _{tn} "
	(mm)	(mm)		(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)	(Ton)	(m ²)	(Ton)
Ø4"	4.5	130	14	152	152	2.4	0.931	0.011	16.4	0.0042	8.5
	6							0.014	21.8	0.0056	11.4

De la Tabla 5.22, se observa que los valores de Fuerzas Permisibles por Área Bruta son el doble de los valores de Fuerzas Permisible por Área Neta para la comparación con la Fuerza Actuante " F " usaremos los valores menores "F_{tn}", teniéndose la siguiente Tabla:

Tubo Vapor	V ₂ (Kgf)	N _{tb}	Baffle: e _b = 4.5 mm				Baffle: e _b = 6 mm			
			"P"	"F"	"F _{tn} "	"f _s "	"P"	"F"	"F _{tn} "	"f _s "
			(Kgf)	(Ton)	(Ton)		(Kgf)	(Ton)	(Ton)	
Ø4"	71.3	64	110	4.67	8.5	1.8	147	4.71	11.4	2.4

De la Tabla 5.23, escogemos el baffle de espesor 6 mm, por tener mayor factor de seguridad (f > 2)

RESUMIENDO:

De los cálculos realizados se obtiene el dimensionamiento de las partes del "BAFLE" según la figura 5.19.

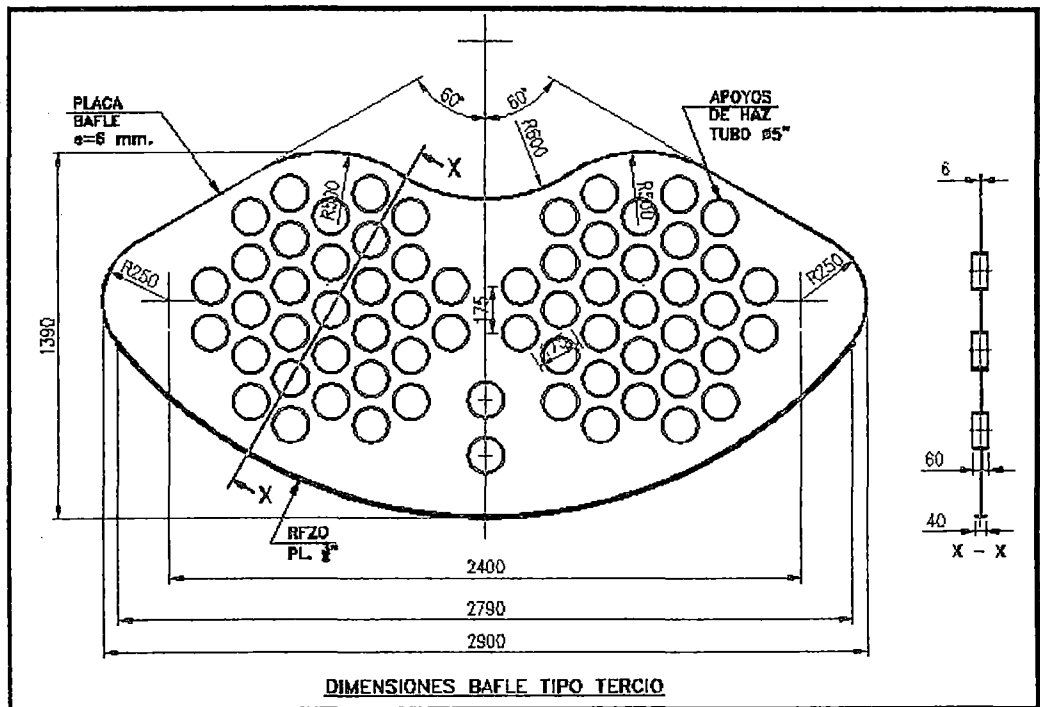


Figura 5.19: "Dimensionamiento de Baffles"

Cálculo del Espesor de Tapa Descarga (Placa Araña):

El Cálculo del espesor de la Tapa Descarga ($e = 16 \text{ mm.}$) será validada según la teoría de los elementos finitos (ver sección 6.2) para las dimensiones de la geometría propuesta según la figura 5.20.

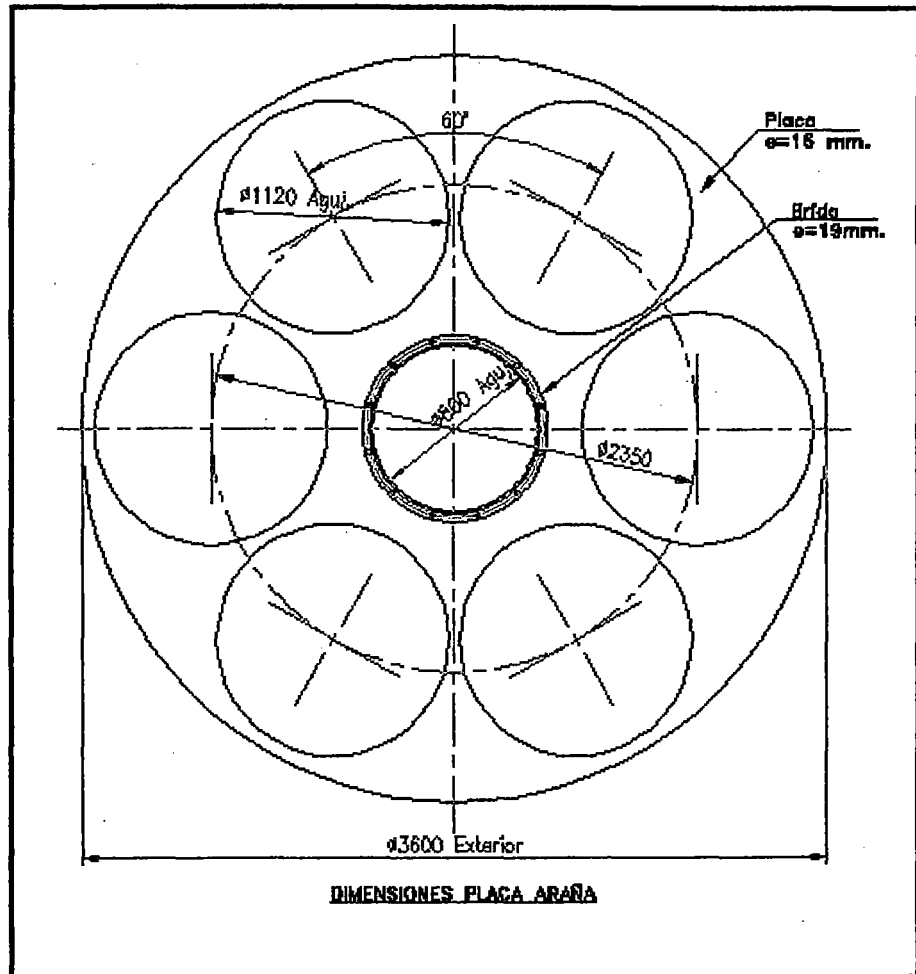


Figura 5.20: Dimensionamiento Propuesto de Tapa Descarga

Cálculo del Espesor de Tapa Entrada (e_{te}):

Para el Cálculo del espesor de la Tapa de Entrada usaremos la Metodología Aplicada en el Libro Roark's Formulas for Stress and Strain, el cual esta basado en la Teoría de Placas Planas, se tiene:

Según Caso 2e: (Capítulo 11 "Flat Plates" Tabla 11.2)

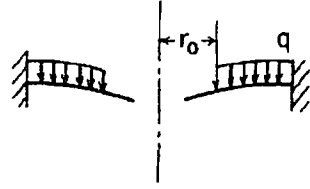
2e. Outer edge fixed, inner edge free	$M_{rb} = 0, \quad Q_b = 0, \quad y_a = 0, \quad \theta_a = 0$
	$y_b = \frac{-qa^4}{D} \left(\frac{C_1 L_{14}}{C_4} - L_{11} \right)$ $\theta_b = \frac{qa^3 L_{14}}{DC_4}$ $M_{ra} = -qa^2 \left(L_{17} - \frac{C_7}{C_4} L_{14} \right)$ $Q_a = \frac{-q}{2a} (a^2 - r_o^2)$

Fig. 5.21: Formulas Placas Circulares Planas de espesor cte.

Para las constantes de Carga se tiene:

$$L_{11} = \frac{1}{64} \left\{ 1 + 4 \left(\frac{r_o}{a} \right)^2 - 5 \left(\frac{r_o}{a} \right)^4 - 4 \left(\frac{r_o}{a} \right)^2 \left[2 + \left(\frac{r_o}{a} \right)^2 \right] \ln \frac{a}{r_o} \right\}$$

$$L_{14} = \frac{1}{16} \left[1 - \left(\frac{r_o}{a} \right)^4 - 4 \left(\frac{r_o}{a} \right)^2 \ln \frac{a}{r_o} \right]$$

$$L_{17} = \frac{1}{4} \left\{ 1 - \frac{1-\nu}{4} \left[1 - \left(\frac{r_o}{a} \right)^4 \right] - \left(\frac{r_o}{a} \right)^2 \left[1 + (1+\nu) \ln \frac{a}{r_o} \right] \right\}$$

Para las constantes de Placa se tiene:

$$C_1 = \frac{1+\nu b}{2} \frac{a}{a} \ln \frac{a}{b} + \frac{1-\nu}{4} \left(\frac{a}{b} - \frac{b}{a} \right)$$

$$C_4 = \frac{1}{2} \left[(1+\nu) \frac{b}{a} + (1-\nu) \frac{a}{b} \right]$$

$$C_7 = \frac{1}{2} (1-\nu^2) \left(\frac{a}{b} - \frac{b}{a} \right)$$

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)}$$

Además:

$$S_{max.} = \frac{6M_{ra}}{t^2}$$

Donde:

y_b : Deflexión vertical de la Placa (Pulg.)

θ_b : Pendiente radial de la Placa

M_{ra} : Momento Flexión radial unitaria (Lb-pulg/pulg)

Q_a : Fuerza de Corte unitaria

$a = 1800 \text{ mm} \leftrightarrow 70.87 \text{ pulg.}$ (Radio Exterior Tapa Entrada)

$b = 820 \text{ mm} \leftrightarrow 32.3 \text{ pulg}$ (Radio Interior Tapa Entrada)

e_{te} : Espesor de Tapa Entrada

$r_0 = 32.5 \text{ pulg}$ (Radio para inicio de carga)

$q = 1 \text{ lbs/pulg}^2 \leftrightarrow 703 \text{ Kg/m}^2$ (Carga Distribuida por Área)

$\gamma = 0.3$ (Relación Poisson's)

$E = 30 \times 10^6 \text{ lbs/pulg}^2$ (Modulo de Elasticidad para Acero)

$S_{max.}$: Esfuerzo de Flexión máxima (lb/pulg²)

$S = 36000 \text{ lbs/pulg}^2$ (Esfuerzo Fluencia del ASTM A-36)

D : Constante de Placa

De las ecuaciones anteriores se obtiene la siguiente Tabla de Deflexiones y Esfuerzos, para diferentes espesores de Tapa Entrada.

Tabla 5.24: Cuadro Deflexiones y Esfuerzos											
"e _{te} " (pulg)	Coeficientes							Caso 2e			
	L ₁₁	L ₁₄	L ₁₇	C ₁	C ₄	C ₇	D	"y _b " (pulg)	"M _{ra} " (lb-pulg /pulg)	"S _{max.} " (lb/pulg ²)	"f _s "
1/4	0.003	0.02	0.1	0.54	1.06	0.79	5.2x10 ⁵	0.33	443.9	42611	0.84
5/16							1x10 ⁶	0.17	443.9	27271	1.32
3/8							1.7x10 ⁶	0.1	443.9	18938	1.9

De la Tabla 5.24 escogemos la Tapa de espesor 5/16 pulg \leftrightarrow 8 mm, ya que su deflexión 0.17 pulg \leftrightarrow 4.3 mm $<$ 5/16 pulg \leftrightarrow 8 mm y tiene un factor de seguridad $>$ 1.

RESUMIENDO:

De los cálculos realizados se obtiene el dimensionamiento de las partes de la "TAPA ENTRADA" según la figura 5.22.

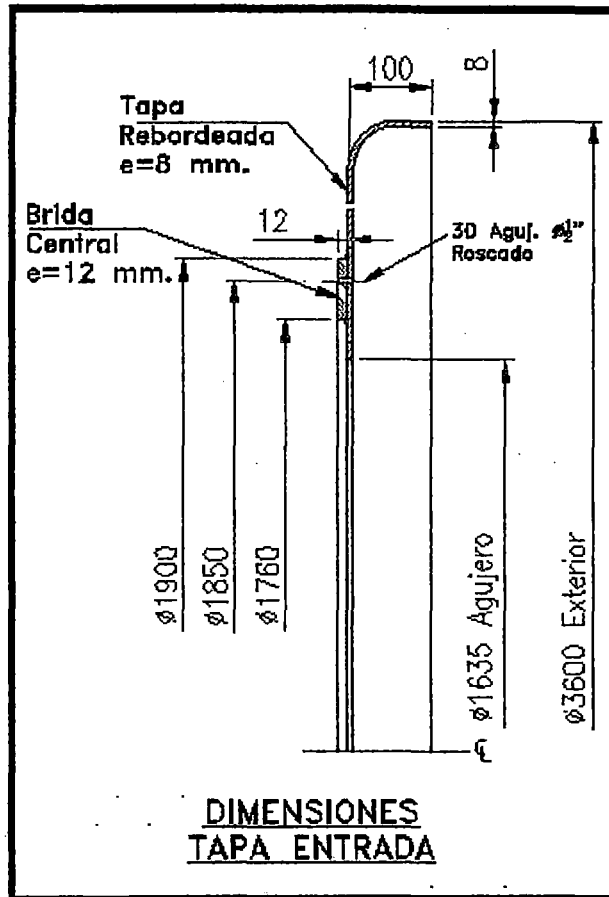


Figura 5.22: "Dimensionamiento de Tapa Entrada"

5.2.6. PISTAS DE RODADURA (Tipo Sección Llena):

CALCULO DE LAS FUERZAS ACTUANTES:

Según nuestro diseño de Pista de Rodadura (ver sección 4.2) primero hallaremos las fuerzas actuantes sobre ellas debido a los requerimientos mecánicos del equipo. Según arreglo la ubicación de las pistas en la carcaza es según la figura 5.23, las reacciones en los apoyos es según la figura 5.24 y la Tensión debido al giro del Sistema de Transmisión por Cadena es según la figura 5.25.

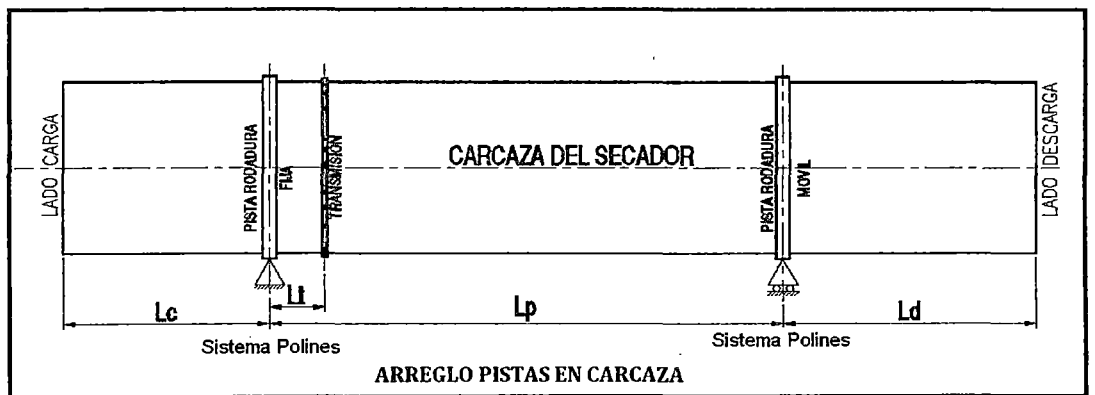


Fig. 5.23: Arreglo de Pistas Rodadura y Transmisión en la Carcaza

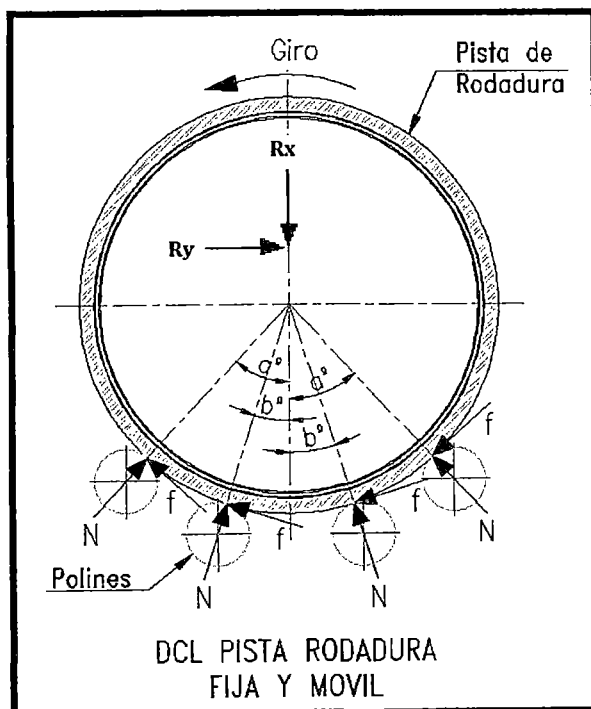


Fig. 5.24: Fuerzas actuantes en las Pistas de Rodadura

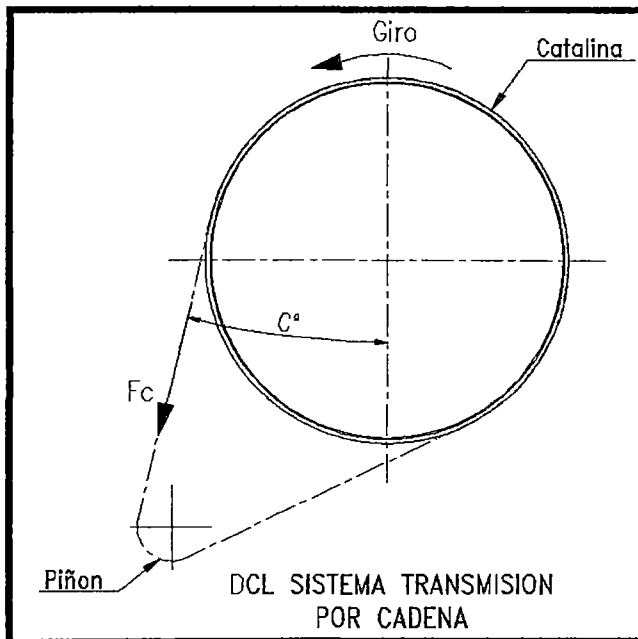


Fig. 5.25: DCL Sistema de Transmisión por Cadena

Considerando la Carcaza como una Viga Apoyada en 2 puntos (A y B) podemos hallar las Reacciones en los Apoyos (RA_x , RA_y , RB_x y RB_y) según las Fuerzas actuantes en el Secador (" W_t " y " F_C ") ver figura 5.26.

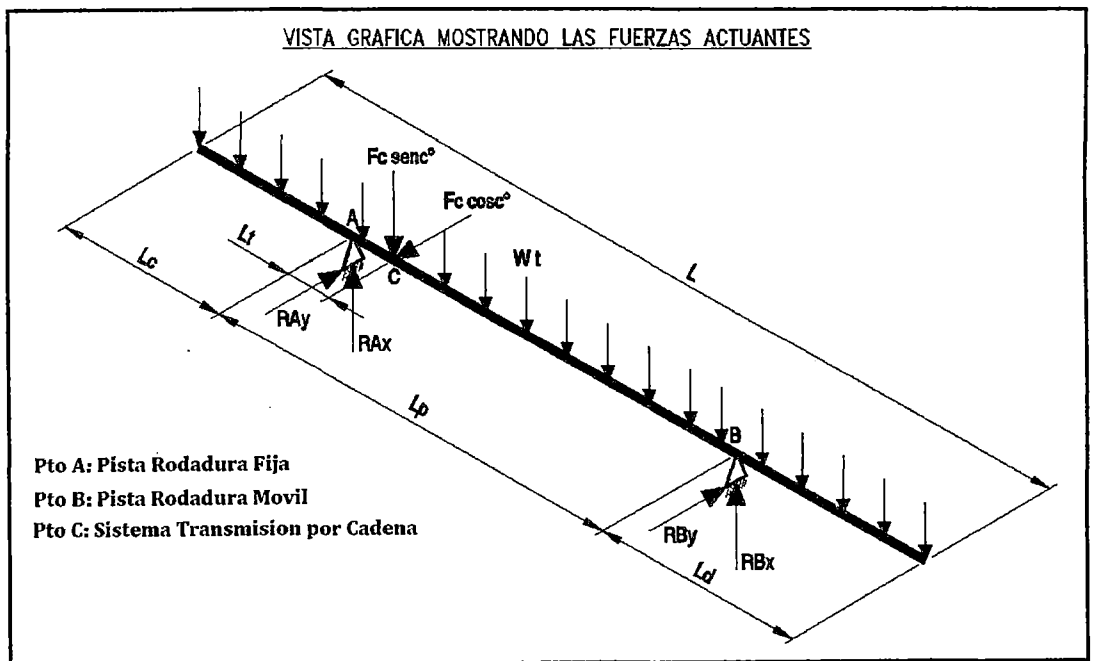


Fig. 5.26: DCL del Secador (Carcaza + Pistas + Transmisión)

De la figura 5.24, 5.25 y 5.26 se tiene:

$$\sum F_x = 0, \quad \sum F_y = 0 \quad (\text{Fuerzas Actuantes en los ejes X, Y})$$

$$\sum MX_A = 0, \quad \sum MY_A = 0 \quad (\text{Momentos Actuantes en pto. A Ejes X, Y})$$

Para Eje "X":

$$RA_x + RB_x = W_t L + F_C \text{ sen } c$$

$$\frac{W_t \times L_c^2}{2} + RB_x \times L_p = F_C \text{ sen } c \times L_t + \frac{W_t \times (L_p + L_d)^2}{2}$$

Para Eje "Y":

$$RA_y + RB_y = F_C \text{ cos } c$$

$$RB_y \times L_p = F_C \text{ cos } c \times L_t$$

Resolviendo las Reacciones en los Apoyos "A" y "B" son:

$$RA_x = W_t \times L \left(1 - \frac{(L - 2L_c)}{2L_p} \right) + F_C \text{ sen } c \left(1 - \frac{L_t}{L_p} \right)$$

$$RA_y = F_C \text{ cos } c \left(1 - \frac{L_t}{L_p} \right)$$

$$RB_x = W_t \times L \frac{(L - 2L_c)}{2L_p} + F_C \text{ sen } c \frac{L_t}{L_p}$$

$$RB_y = F_C \text{ cos } c \frac{L_t}{L_p}$$

Donde:

W_t : Carga Total Uniformemente Distribuida Lineal (Kg/m) (ver calculo)

F_C : Tensión en la Cadena (Kgf) (ver calculo)

$L = 21.3 \text{ mts}$ (Longitud Total de la Carcaza)

L_c, L_p, L_d y L_t : Longitudes según Figura 5.23 (m)

$c^\circ = 15^\circ$ (Angulo según Figura 5.25)

Reemplazando los valores calculados (W_t y F_c), las longitudes (L_c, L_p, L_d y L_t) y el ángulo (C°) en las ecuaciones de las reacciones se obtiene la siguiente tabla:

Tabla 5.25: Calculo de las Reacciones en los Apoyos										
Arreglo Secador según fig. 5.23					Cálculos Preliminares		Reacciones Apoyos A y B (Ton-f)			
L (mt.)	" L_c " (mt.)	" L_p " (mt.)	" L_d " (mt.)	" L_t " (mt.)	" W_t " (Tn/mt)	" F_c " (Kgf)	" RA_x "	" RA_y "	" RB_x "	" RB_y "
21.3	4.5	11.25	5.55	1.2	6.094	4779.1	60	4.1	71.1	0.5

De la Tabla 5.25 para hallar las reacciones en la Pista de Rodadura (" N " y " f ") usaremos las reacciones mayores de los apoyos que son $RB_x = 71.1$ Ton-f y $RA_y = 4.1$ Ton-f

De la Figura 5.24 y 5.26 (DCL para el Apoyo "B") se tiene:

$$\sum F_x = 0, \quad \sum F_y = 0 \quad (\text{Fuerzas Actuantes en los ejes X, Y})$$

Descomponiendo las fuerzas para Eje "X" y reemplazando se tiene:

$$2N \cos a + 2N \cos b = RB_x$$

$$N = \frac{RB_x}{2(\cos a + \cos b)} = 21.1 \text{ Ton-f}$$

Descomponiendo las fuerzas para Eje "Y" y reemplazando se tiene:

$$2f \cos a + 2f \cos b = RA_y$$

$$f = \frac{RA_y}{2(\cos a + \cos b)} = 1.2 \text{ Ton-f}$$

Donde:

N : Fuerza Normal del Polín sobre la Pista Rodadura (Ton-f)

f : Fuerza fricción entre Polín y Pista Rodadura (Ton-f)

$a = 42.8^\circ$ y $b = 17.6^\circ$ (Ángulos según Figura 5.24)

Calculo de la Carga Total Uniformemente Distribuida Lineal “ W_t ”:

Para la estimación de la carga usaremos la siguiente expresión

$$W_t = \frac{M_{moviles} + M_{harina} + M_{fluido}}{L_{carcaza}}$$

Donde:

$M_{moviles} = 90000$ Kg (Carga debido al Peso de las Partes Móviles ver Tabla 5.26)

$M_{harina} = 5184$ Kg (Carga debido a Peso de la Harina ver cálculo).

$M_{fluido} = 34610$ Kg (Carga debido a Peso del Fluido – Vapor ver cálculo).

$L_{carcaza} = 21.3$ mts (Longitud de Carcaza)

Reemplazando:

$$W_t = 6.094 \text{ Ton/mt}$$

Calculo de la Carga debido al Peso de las Partes Móviles “ $M_{moviles}$ ”:

Tabla 5.26: Calculo de Carga debido al peso de las Partes Móviles			
Partes del Secador	Cant.	Peso Unitario (Kg)	Peso Total (Kg)
Carcaza	1	40500	40500
Haz de Tubos Tipo Bundle	6	6200	37200
Distribuidor Central	1	500	500
Paletas de Levante y Avance	1	1930	1930
Baffles	6	170	1020
Placa – Araña	1	580	580
Tapa de Entrada	1	360	360
Pistas de Rodadura	2	3620	7240
Catalina	1	600	600
Otros	1	70	70
Peso Total Aprox. “ $M_{moviles}$ ” (Kg)			90000

Calculo de la Carga debido al Peso de la Harina "M_{harina}":

Para la estimación de la carga usaremos las siguientes expresiones:

$$M_{harina} = (1 - \varepsilon) \times \rho_{harina} \times H \quad (*)$$

$$5\% < \frac{H}{V_{casco}} < 15\% \quad (*)$$

(*): Tomado del Libro "Handbook of Industrial Drying"

Donde:

$$V_{casco} = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L_{carcaza} = 216.8 \text{ m}^3 \text{ (Volumen del Casco)}$$

H: Retención real Volumétrica del Casco

$\varepsilon = 0.68$ (Porosidad de la Harina)

$\rho_{harina} \cong 600 \text{ Kg/ m}^3$ (Densidad de la Harina Pescado)

D = 3.6 mts (Diámetro interior del Casco)

L_{carcaza} = 21.3 mts (Largo de Carcaza)

Reemplazando:

$$H = 12.5\% V_{casco} \cong 27 \text{ m}^3$$

$$M_{harina} = (1 - 0.68) \times 600 \times 27 = 5184 \text{ Kg.}$$

Calculo de Carga Viva debido al Peso del Fluido "M_{fluido}":

Según arreglo se tiene peso del Fluido en el Haz de Tubos y Chaqueta:

$$V_{chaqueta} \cong \frac{\pi \times A_{chaqueta \text{ int.}} \times L_{chaq.}}{4} = 6.91 \text{ m}^3$$

$$V_{haz \text{ de Tubos}} \cong \frac{N \times \pi \times A_{tubo \text{ vapor}} \times L_{tubo \text{ vapor}}}{4} = 27.7 \text{ m}^3$$

$$M_{fluido} = \rho_{agua} \times (V_{chaqueta} + V_{haz \text{ de Tubos}}) = 34610 \text{ Kg}$$

Donde:

V_{chaqueta}: Volumen entre casco y chaqueta.

V_{haz de tubos}: Volumen del haz de tubos.

A_{chaqueta int.} = 0.44 *mt*² (Área interior entre casco y chaqueta)

$$A_{\text{tubo vapor}} = 0.0092 \text{ mt}^2 \text{ (Área interior del Tubo de Vapor)}$$

$$L_{\text{tubo vapor}} = L_{\text{chaq.}} = 20 \text{ mts (Longitud tubo de Vapor y Chaqueta)}$$

$$N_t = 192 \text{ (Numero Tubos de Vapor)}$$

$$\rho_{\text{agua}}: \text{Densidad del Fluido – Agua} = 1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Calculo de la Tensión en la Cadena “F_c” (Lbf):

Para la estimación de la Tensión usaremos las siguientes expresiones:

$$F_c = \frac{T}{(D_{pc}/24)}$$

$$T = \frac{5252.1 \times P_g}{n}$$

Donde:

T : Torque (lbf.- pie)

$P_g = 31.7 \text{ Hp}$ (ver Calculo Potencia de giro de la Carcaza)

$n = 2.5 \text{ rpm.}$ (ver Calculo Velocidad rotacional de la Carcaza)

$D_{pc} = 151.7 \text{ pulg.}$ (Ver Calculo Diámetro Paso de la Catalina)

Reemplazando:

$$T = 66596.8 \text{ Lbf. - pie.}$$

$$F_c = 10536.1 \text{ Lbf. } \leftrightarrow 4779.1 \text{ Kgf.}$$

Calculo de la Potencia de Giro de la Carcaza “P_g” (Hp):

Para calcular la potencia necesaria para girar el casco usaremos las siguientes formulas:

Libro “Handbook of Industrial Drying” Capitulo 7 Rotary Drying:

$$P_g = \frac{n \times (4.75D_{\text{casco}} \times M_{\text{harina}} + 0.1925D' \times W + 0.33W)}{100000}$$

$$W = (M_{\text{harina}} + M_{\text{moviles}})$$

$$D' = D_{\text{casco}} + 2$$

Calculo de la Velocidad Rotacional de la Carcaza "N" (rpm):

Del Libro "Chemical Process Equipment" Capitulo 9 se tiene:

$$25 < n \times D_{casco} < 35 \text{ Despejando: } \frac{25}{D_{casco}} < n < \frac{35}{D_{casco}}$$

Donde:

$$M_{moviles} = 198416 \text{ Lbs. } \leftrightarrow 90000 \text{ Kg (Peso de las Partes M3viles)}$$

$$M_{harina} = 11429 \text{ Lbs. } \leftrightarrow 5184 \text{ Kg (Peso de la Harina)}$$

$$D_{casco} = 11.81 \text{ pies } \leftrightarrow 3.6 \text{ mts. (Di3metro int. Casco)}$$

Reemplazando valores en las ecuaciones se tiene siguiente la tabla:

Tabla 5.27: Calculo de la Potencia y Velocidad Rotacional de Giro de la Carcaza			
2.1 < n < 2.9 (rpm)	"W" (Lbs.)	"D" (pies)	"P _g " (hp)
2.5	209845	13.81	31.7
5 (*)			63.4

(*) Velocidad m3xima que puede operar el Secador.

Calculo Di3metro Paso de la Catalina "D_{pc}" (pulg.)

Se sabe que:

$$D_{pc} = \frac{P_t}{\text{sen}\left(\frac{180}{T_c}\right)}$$

Donde:

$$P_t = 4.073 \text{ pulg. (Paso de la Cadena Transmisión *)}$$

$$T_c = 120 \text{ Dientes (Numero dientes de la Catalina *)}$$

(*) Ver selecci3n cadena transmisi3n.

Reemplazando

$$D_{pc} = 155.6 \text{ pulg. } \leftrightarrow 3952.1 \text{ mm.}$$

Calculo del número Apoyos (n_a):

Según la Geometría del Secador, las Pistas de Rodadura están soportadas y fijadas a la Carcaza en todo su perímetro interno por Apoyos Tipo Omegas, la cantidad de Apoyos usados serán los necesarios para satisfacer los valores de deflexión máxima recomendada de la pista entre apoyos.

Para encontrar la Deflexión usaremos la metodología definida en el libro "Design of curves members for machines" de Alexander Blake. Basado en la Teoría de Vigas Curvas usando las ecuaciones de Castigliano.

Para nuestro análisis usaremos un sector de Pista (Viga Curva) entre (2) Apoyos Fijos con una fuerza aplicada "P" en el centro del sector se tiene:

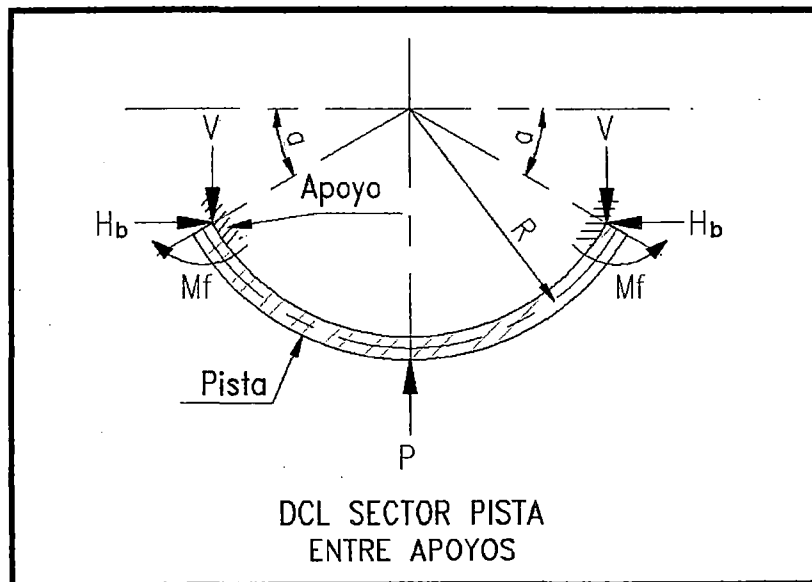


Fig. 5.27: DCL DE SECTOR PISTA

Según la figura 5.27 y la metodología de la referencia tenemos:

$$a = \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{n_a}$$

$$V = \frac{P}{2}$$

El Momento Flexión en cualquier sección definida por " θ " es:

$$M = VR(\cos a - \cos \theta) - H_b R(\sin \theta - \sin a) - M_f$$

Debido a que la fuerza " H_p " no produce desplazamiento en su propia línea de acción debido al apoyo fijo, la condición matemática satisfecha será:

$$\int_a^{\frac{\pi}{2}} M \frac{\delta M}{\delta H_b} d\theta = 0 \quad (*)$$

$$\frac{\delta M}{\delta H_p} = -R(\sin \theta - \sin a)$$

Reemplazando e integrando en la ecuación (*) tenemos:

$$2H_b RB - PRA - 8M_f F = 0$$

Siendo:

$$A = 4 \sin a + 3 \cos 2a - (\pi - 2a) \sin 2a - 1$$

$$B = (\pi - 2a)(1 + 2 \sin^2 a) - 3 \sin 2a$$

$$F = 0.5(\pi - 2a) \sin a - \cos a$$

Otra condición de contorno implica pendiente cero en los apoyos, que en términos matemáticos esto se convierte en:

$$\int_a^{\frac{\pi}{2}} M \frac{\delta M}{\delta M_f} d\theta = 0 \quad (**)$$

$$\frac{\delta M}{\delta M_f} = -1$$

Reemplazando e integrando en la ecuación (**) tenemos:

$$2H_b RF - PRS - (\pi - 2a)M_f = 0$$

Siendo:

$$S = 1 - 0.5(\pi - 2a) \cos a - \sin a$$

Resolviendo las Reacciones Redundantes serán:

$$M_f = \frac{PR(FA - BS)}{(\pi - 2a)B - 8F^2} = PRG_4$$

$$H_b = \frac{P[(\pi - 2a)A - 8FS]}{2(\pi - 2a)B - 16F^2} = PG_5$$

La deflexión central según el Teorema de Castigliano será:

$$Y = \frac{PR^3}{EI_p} \left\{ G_1 - \frac{[4BS^2 - 8AFS + 0.5(\pi - 2a)A^2]}{4[(\pi - 2a)B - 8F^2]} \right\} = \frac{PR^3}{EI_p} G_6$$

$$G_1 = 0.125[(\pi - 2a)(1 + 2 \cos^2 a) - 8 \cos a + 3 \sin^2 2a]$$

Donde:

a : Angulo Complementario entre apoyos (rad.)

G_4, G_5 y G_6 : Factores de fuerza y deflexión (ver Tabla 5.28)

Reemplazando los valores en las ecuaciones a, A, B, F, S y G_1 tenemos:

Tabla 5.28: Calculo de los Factores de Fuerza y deflexión (G_4, G_5 y G_6)								
" n_a "	" a "	" A "	" B "	" F "	" S "	" G_4 "	" G_5 "	" G_6 "
16	1,473	8×10^{-5}	5×10^{-6}	-3×10^{-4}	-4.8×10^{-3}	-6.1×10^{-3}	9,5	2×10^{-6}

H_b : Empuje Horizontal en apoyo fijo (Lbf.)

$P = \sqrt{N^2 + f^2}$: Carga Vertical debido a Reacción en los Polines (Lbf.)

$N = 21.1$ Ton \leftrightarrow 46517.5 Lbf. (Fuerza Normal del Polín sobre la Pista Rodadura)

$f = 1.2$ Ton \leftrightarrow 2645.5 Lbf. (Fuerza fricción entre Polín y Pista Rodadura)

V : Reacción Vertical en los Apoyos (Lbf.)

M : Momento flexión (Lbf-pulg.)

M_f : Momento en apoyo fijo (Lbf-pulg.)

$E = 30 \times 10^6$ Psi (Modulo Elasticidad del Acero)

R : Radio medio de curvatura (pulg.)

Y : Deflexión Vertical (pulg.)

Calculo del Momento Inercia de la Pista " I_p " (Pulg⁴):

$$I_p = bhy_0^2 + b_1h_1y_1^2 + \frac{hb^3 + b_1h_1^3}{12} - \frac{(bhy_0 + b_1h_1y_1)^2}{bh + b_1h_1}$$

Donde:

$b = 3$ pulg y $h = 10$ pulg (Altura y Ancho Pista Interior)

$h_1 = 3$ pulg y $b_1 = 12$ pulg. (Altura y Ancho Pista Exterior)

$y_0 = 1.5$ pulg. (Distancia al eje referencia Pista Interior)

$y_1 = 4.5$ pulg. (Distancia al eje referencia Pista Exterior)

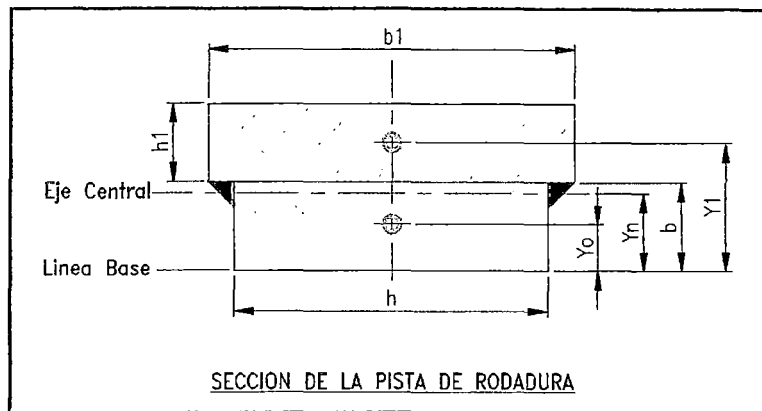


Fig. 5.28: Sección de Pista de Rodadura

Con los valores de la Tabla 5.28, y reemplazando en las ecuaciones

H_b , M_f y Y tenemos:

Tabla 5.29: Calculo de Fuerza, Momento y Deflexión (H_b , M_f y Y)						
"P"	" I_p "	"R"	"E"	" M_f "	" H_b "	"Y"
46592.5	196,77	76,17	30×10^6	21648,6	442628,8	7×10^{-6}

Según los cálculos de la Tabla 5.29 la deflexión es casi nula (" Y " < 0.001 pulg/pie Deflexión recomendada según el libro Diseño de Elementos de Maquinas V.M. Faires).

Debido a la deflexión es mínima usaremos (16) Apoyos (omegas), esto será válido en la sección 6.2.

RESUMIENDO:

De los cálculos realizados se obtiene el dimensionamiento de la "PISTA de RODADURA" según :

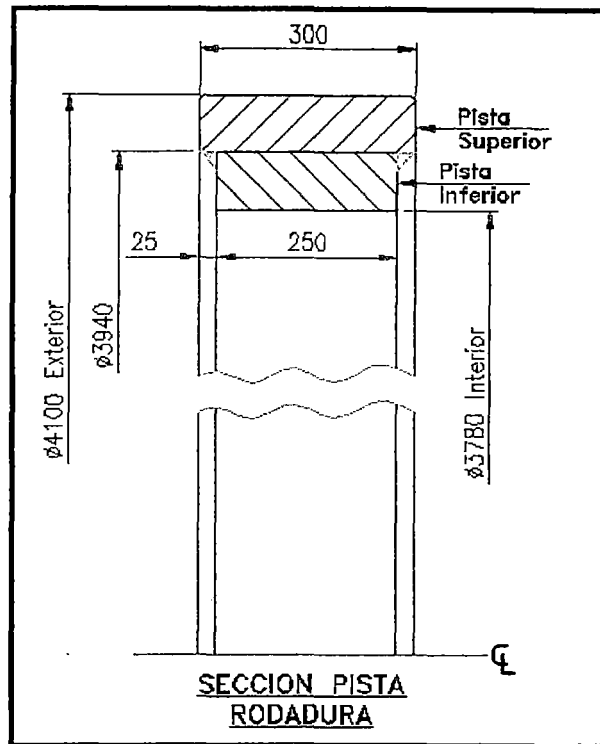


Figura 5.29: "Dimensionamiento de Pista Rodadura"

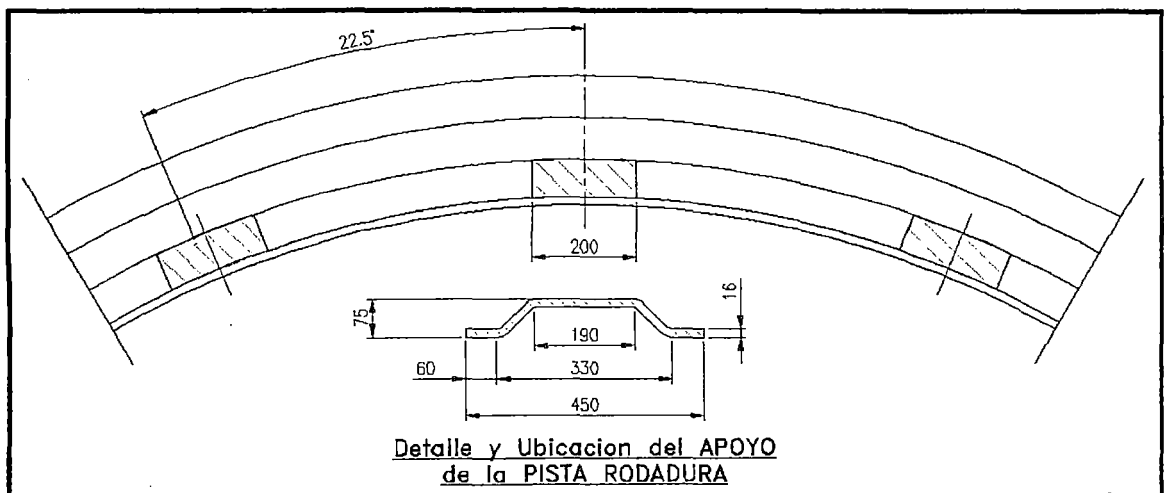


Figura 5.30: "Dimensionamiento de Apoyo Pista (Omegas)"

5.2.7. SISTEMA DE POLINES:

POLINES DOBLES RADIALES:

Según nuestro diseño de Polines Dobles Radiales (ver figura 4.16), tiene (2) Polines, que se apoyan sobre los Rodamientos y estos en el Eje Fijo, según la Fig. 5.31.

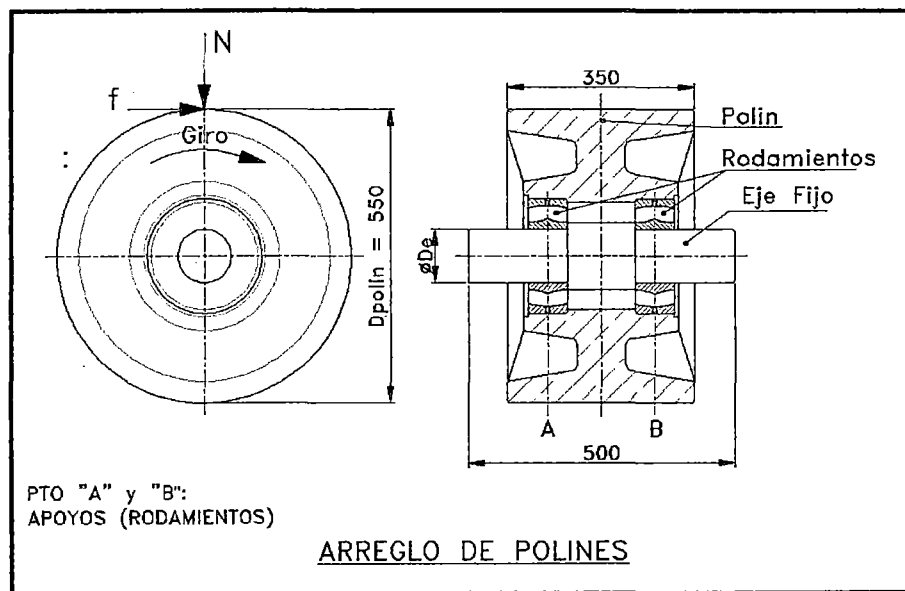


Fig. 5.31: Dimensionamiento de Polines

Asimismo el Eje Fijo de cada Polín Radial Doble se apoya sobre la Placa Unión y estos sobre el Eje Central Fijo (ver figura 4.16):

CALCULO DEL DIAMETRO DEL EJE POLIN " d_e ":

Para la estimación del diámetro del Eje " d_e " usaremos la Metodología usada en el Libro "*Machine Elements in Mechanical Design fourth edition*" de "*Robert L. Mott*" la cual está basada en la Teoría de Fallas por Fatiga para materiales dúctiles según:

Energía de distorsión:

$$\tau_{max.} = \frac{S'_n}{\sqrt{3}N}$$

Máximo esfuerzo corte:

$$\tau_{max.} = K_t \frac{4V}{3A}$$

Además: $S'_n = (C_m C_{st} C_R C_s) S_n$ y $A = \pi \frac{d_e^2}{4}$

Despejando se tiene:

$$d_e = \sqrt{\frac{2.94 K_t (V) N_f}{S'_n}}$$

Donde:

$K_t \cong 1.5$ (Factor Concentración Esfuerzos - Filete bien Redondeado)

$V = R = 10567 \text{ Kgf.} \leftrightarrow 23296.3 \text{ Lb-pulg.}$ (Ver Cálculo de Carga Radial)

$N_f = 4$ (Factor de Seguridad Asumido)

S'_n : Esfuerzo de endurecimiento estimado actual

$S_n \cong 0.5 S_{ut} = 0.5 \times 91 = 45.5 \text{ Kpsi}$ (Aceros con $S_{ut} < 200 \text{ Kpsi}$)

$S_{ut} = 91 \text{ Kpsi}$ (Esfuerzo Tensión último para SAE 1045 Cold Rolled)

$C_m = 1$ (Factor por material Acero)

$C_{st} = 1$ (Factor por Esfuerzo Flexion)

$C_R = 1$ (Factor de Confiabilidad al 50%)

$C_s = 0.859 - 0.02125 d_e = 0.73$ (Factor de Tamaño para $2" < d_e < 10"$)

$d_e \cong 4 \text{ pulg.}$

Reemplazando los valores en las ecuaciones se tiene:

$$S'_n = 33.2 \text{ Kpsi}$$

$$d_e = \sqrt{\frac{2.94 \times 1.4 \times 23296. \times 4}{33200}} = 3.4 \text{ pulg.}$$

Para nuestro diseño escogemos $d_e = 100 \text{ mm} \leftrightarrow 3.9 \text{ pulg.}$

Calculo Carga Radial "V":

Las reacciones de la Pista de Rodadura calculadas "N" y "f" (ver 5.2) son las cargas actuantes sobre los Polines, para hallar las cargas sobre los rodamientos según la figura 5.31 se tiene:

$$\sum F_x = 0 \quad \text{y} \quad \sum F_y = 0 \quad (\text{Fuerzas Actuantes en los ejes X, Y})$$

Para Eje "X":

$$R1_x + R2_x = N \quad \text{y} \quad R1_x = R2_x \quad (\text{Simetría})$$

Para Eje "Y":

$$R1_y + R2_y = f \quad \text{y} \quad R1_y = R2_y \quad (\text{Simetría})$$

Resolviendo las reacciones en los Apoyos "A" y "B" son:

$$R1_x = R2_x = \frac{N}{2} = 10550 \text{ Kgf.}$$

$$R1_y = R2_y = \frac{f}{2} = 600 \text{ Kgf.}$$

Luego la carga radial es: $V = R1 = R2 = 10567 \text{ Kgf.}$

Donde:

$N = 21100 \text{ Kgf}$ (Fuerza Normal de la Pista Rodadura sobre Polín)

$f = 1200 \text{ Kgf}$ (Fuerza fricción entre Polín y Pista Rodadura)

SELECCION DEL RODAMIENTO:

Usaremos la Metodología usada en el Libro "*Machine Elements in Mechanical Design fourth edition*" de "Robert L. Mott", en donde se tiene:

Calculo de la Capacidad Requerida de Carga Dinámica "C":

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad L_d = 60 \times H \times N_{polin}$$

$P_d = VR$ (Para Cargas Radiales solamente)

$$N_{polin} = N_{pista} \times \left(\frac{D_{pista}}{D_{polin}} \right)$$

Donde:

P_d : Carga equivalente

$R = 10567 \text{ Kgf} \Leftrightarrow 103.6 \text{ KN}$. (Ver Cálculo de Carga Radial)

$V = 1.2$ (Factor de Rotación Anillo Interior estacionario)

$K = 10/3$ (Escogemos Rodamientos Rodillos Esféricos por tener la mejor capacidad de Auto-alineamiento)

L_d : Vida de Diseño (Revoluciones)

N_{polin} : Velocidad del Polín (RPM)

$D_{pista} \cong 4025 \text{ mm}$. (\emptyset exterior de Pista de Rodadura)

$D_{polin} \cong 550 \text{ mm}$. (\emptyset exterior del Polín)

$N_{pista} = 5 \text{ RPM}$ (Velocidad del Equipo)

H : Horas Vida de Diseño " L_{10} " ver figura 5.61)

	Type of Application	Life, kh
	Instruments and apparatus for infrequent use	Up to 0.5
	Aircraft engines	0.5-2
	Machines for short or intermittent operation where service interruption is of minor importance	4-8
	Machines for intermittent service where reliable operation is of great importance	8-14
	Machines for 8-h service that are not always fully utilized	14-20
Caso 1	Machines for 8-h service that are fully utilized	20-30
Caso 2	Machines for continuous 24-h service	50-60
	Machines for continuous 24-h service where reliability is of extreme importance	100-200

Fig. 5.32: Recomendaciones Miles Horas Vida para varias Clases Maquinas (Fuente: Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition)

Reemplazando los valores en las ecuaciones anteriores tenemos la siguiente tabla:

De la Fig. 5.32:	"H" (Kh)	"N _{polin} " (RPM)	"L _d " (10 ⁵ Rev.)	"P _d " (KN)	"k"	"C" (KN)
Caso 1	20 - 30	36.6	439.2 - 658.8	124.32	10/3	386.7 - 436.7
Caso 2	50 - 60		1098 - 1317.6			509 - 537.6

Según los Resultados de la Tabla 5.30 y el diámetro del Eje " d_e " calculado seleccionamos los siguientes rodamientos:

Marca	Ø Eje " d_e " (mm.)	Tipo Rodamiento		Caso 1 "C" máx. (KN)	Caso 2 "C" máx. (KN)	Selección caso 1	Selección caso 2
		22220 "C" (KN)	22320 "C" (KN)				
SKF	100	425	815	436.7	537.6	22220	22320
TIMKEN		373	586			22320	
FAG		430	810			22220	

De la Tabla 5.31 escogemos el Rodamiento Rodillos Esféricos 22320 (ya que abarca todos los casos de esfuerzos que podría presentar el equipo).

CALCULO DEL DIAMETRO DEL EJE CENTRAL "d_c":

Para la Estimación del Eje Central "d_c", usaremos la metodología de funciones de singularidad (teoría deflexión de vigas). Primero hallaremos las fuerzas actuantes en el Eje Central según el D.C.L son:

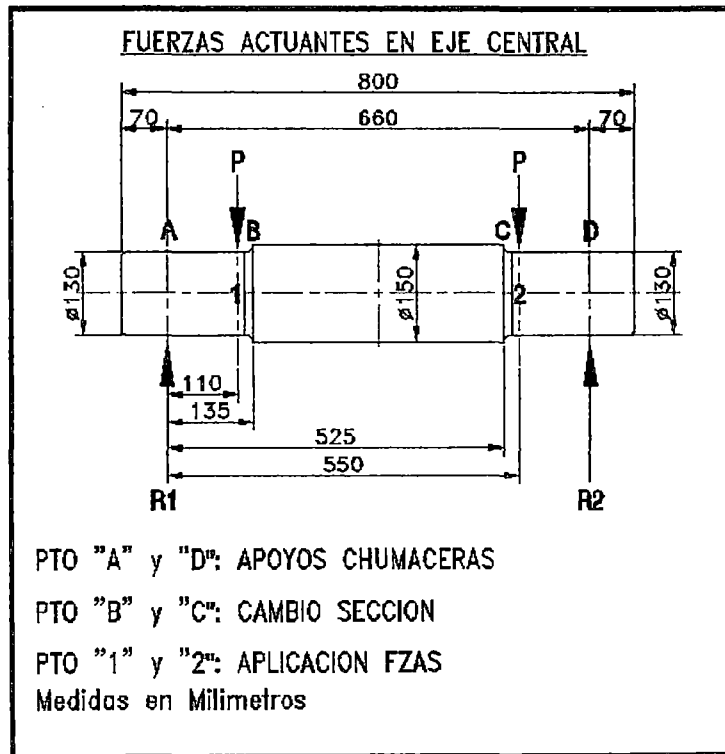


Fig. 5.33: DCL EJE CENTRAL SISTEMA POLINES

Calculo de las Fuerzas Actuantes:

De la figura 5.64 se tiene:

$$\sum f = 0 \quad R_1 + R_2 = 2P$$

$$R_1 = R_2 \text{ (Simetría).}$$

Resolviendo las Reacciones en los Apoyos "A" y "D" son:

$$R_1 = R_2 = P = 41296 \text{ Kgf.}$$

Calculo de la Fuerza Radial "P":

De la figura 5.34 se tiene:

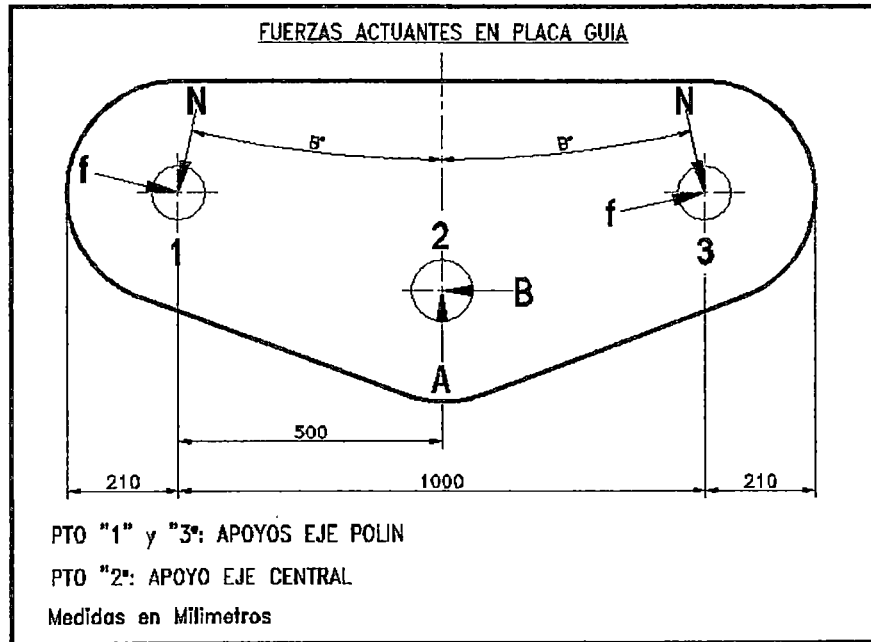


Fig. 5.34: DCL PLACA GUIA SISTEMA POLINES

$$\sum F_x = 0 \quad \text{y} \quad \sum F_y = 0 \quad (\text{Fuerzas Actuantes en los ejes X, Y})$$

Descomponiendo:

$$\text{Eje "X":} \quad 2f \cos B = B = 2435 \text{ Kgf.}$$

$$\text{Eje "Y":} \quad 2N \cos B = A = 41224 \text{ Kgf.}$$

Luego las reacciones en el Punto "2" (fig. 5.34) son las fuerzas actuantes en el Eje Central Punto "1" y "2" (ver fig. 5.33) entonces:

$$P = \sqrt{A^2 + B^2} = 41296 \text{ Kgf.}$$

Donde:

$N = 21100 \text{ Kgf}$ (Fuerza Normal de la Pista Rodadura sobre Polín)

$f = 1200 \text{ Kgf}$ (Fuerza fricción entre Polín y Pista Rodadura)

$B^\circ = 12.3^\circ$ (Angulo entre Polines respecto al Eje Secador)

Calculo de Deflexiones:

Según el D.C.L del Eje Central (figura 5.33) y las Funciones de Singularidad, se obtiene la ecuación del momento:

$$M = R1x - P(x - 0.11)^1 - P(x - 0.55)^1$$

Asimismo los momentos de inercia para cada sección del eje son:

$$I_{AB} = \frac{\pi}{64} D_{AB}^4 \quad I_{BC} = \frac{\pi}{64} D_{BC}^4$$

De las ecuaciones anteriores se obtiene el siguiente gráfico:

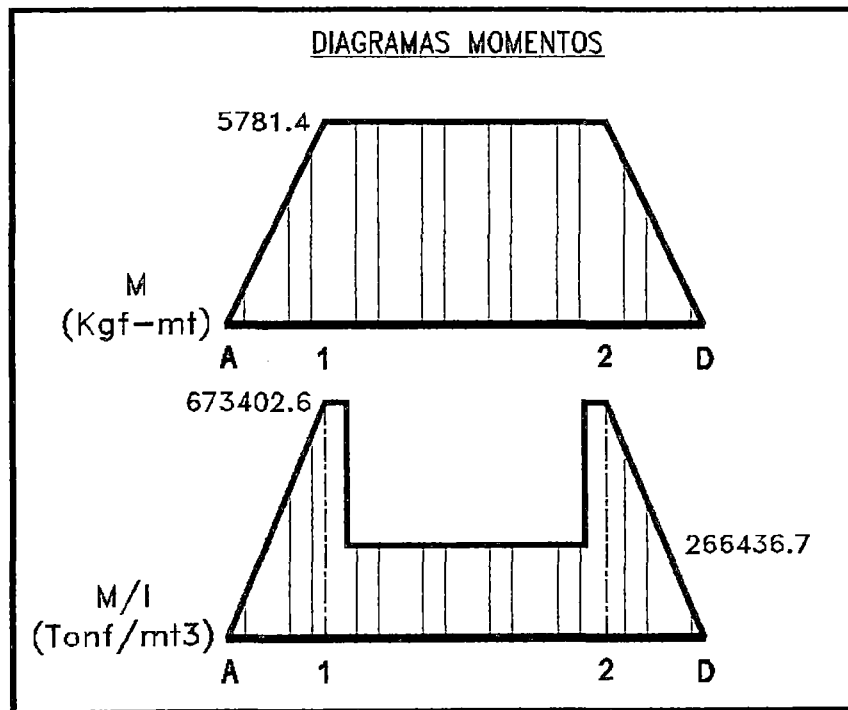


Figura 5.35: Diagramas "M" y "M/I"

De la figura 5.35 el Cambio de Paso debido al cambio de diámetros es:

$$\Delta_m = \frac{M}{I_{AB}} - \frac{M}{I_{BC}} = 179726.4 \frac{\text{Ton-f}}{\text{mt}^3}$$

Donde:

$$\frac{M}{I_{AB}} = 412375.4 \frac{\text{Ton-f}}{\text{mt}^3}$$

$$\frac{M}{I_{BC}} = 232648.9 \frac{\text{Ton-f}}{\text{mt}^3}$$

Dividiendo la ecuación del momento por I_{AB} y añadiendo y restando el paso

Δ_m debido a los cambios de diámetro del eje se tiene:

$$\frac{M}{I_{AB}} = \frac{R1}{I_{AB}}x - \frac{P}{I_{AB}}(x - 0.11)^1 + \Delta_m(x - 0.135)^0 - \Delta_m(x - 0.525)^0 - \frac{P}{I_{AB}}(x - 0.55)^1$$

Integrando 2 veces se obtiene la Ecuación de Deflexión:

$$E \frac{\partial y}{\partial x} = \frac{R1}{2I_{AB}}x^2 - \frac{P}{2I_{AB}}(x - 0.11)^2 + \Delta_m(x - 0.135)^1 - \Delta_m(x - 0.525)^1 - \frac{P}{2I_{AB}}(x -$$

$$0.55)^2 + c_1$$

$$Ey = \frac{R1}{6I_{A1}}x^3 - \frac{P}{6I_{A1}}(x - 0.11)^3 + \frac{\Delta_m}{2}(x - 0.135)^2 - \frac{\Delta_m}{2}(x - 0.525)^2 - \frac{P}{6I_{A1}}(x - 0.55)^3 +$$

$$c_1x + c_2$$

Donde:

$$R1 = P = 41296 \text{ Ton} - f$$

$$\Delta_m = 179726,4 \frac{\text{Ton-f}}{\text{mt}^3}$$

$$E = 206,8 \text{ Gpa} \langle \rangle 21087726,9 \frac{\text{Ton-f}}{\text{mt}^2}$$

c_1 y c_2 : Coeficientes de la Ecuación.

Se sabe que en los Apoyos "A" y "D":

$$x = 0, y = 0$$

$c_2 = 0$ (Recordar que la función singular no existe hasta que "x" es posit.).

$$x = 0.66 \text{ mt}, y = 0$$

Reemplazando valores se obtiene:

$$c_1 = -124149,2 \frac{\text{Ton-f}}{\text{mt}^2}$$

Luego la ecuación general será:

$$y = \frac{1}{21087726,9} (490923,1x^3 - 490923,1(x - 0.11)^3 + 89863,2(x - 0.135)^2 -$$

$$89863,2(x - 0.525)^2 - 490923,1(x - 0.55)^3 - 124149,2x)$$

Donde se tiene:

$$0 \leq x \leq 0.11$$

$$y = \frac{1}{21087726,9} (490923,1x^3 - 124149,2x)$$

$$0.11 \leq x \leq 0.135$$

$$y = \frac{1}{21087726,9} (490923,1x^3 - 490923,1(x - 0.11)^3 - 124149,2x)$$

$$0.135 \leq x \leq 0.525$$

$$y = \frac{1}{21087726,9} (490923,1x^3 - 490923,1(x - 0.11)^3 + 89863,2(x - 0.135)^2 - 124149,2x)$$

$$0.525 \leq x \leq 0.55$$

$$y = \frac{1}{21087726,9} (490923,1x^3 - 490923,1(x - 0.11)^3 + 89863,2(x - 0.135)^2 -$$

$$89863,2(x - 0.525)^2 - 124149,2x)$$

$$0.55 \leq x \leq 0.66$$

$$y = \frac{1}{21087726,9} (490923,1x^3 - 490923,1(x - 0.11)^3 + 89863,2(x - 0.135)^2 -$$

$$89863,2(x - 0.525)^2 - 490923,1(x - 0.55)^3 - 124149,2x)$$

Reemplazando los valores de "X" en las ecuaciones para cada intervalo se obtiene la Tabla 5.32:

0<X<0.11		0.11<X<0.135		0.135<X<0.525		0.525<X<0.55		0.55<X<0.66	
"X" (mt.)	"Y" (mm.)	"X" (mt.)	"Y" (mm.)	"X" (mt.)	"Y" (mm.)	"X" (mt.)	"Y" (mm.)	"X" (mt.)	"Y" (mm.)
0	0,00	0,11	-0,61	0,135	-0,73	0,525	-0,73	0,55	-0,61
0,02	-0,12	0,12	-0,66	0,17	-0,87	0,53	-0,70	0,57	-0,51
0,04	-0,23	0,13	-0,70	0,21	-1,01	0,54	-0,66	0,59	-0,40
0,06	-0,34	0,135	-0,73	0,25	-1,10	0,55	-0,61	0,61	-0,29
0,08	-0,45			0,29	-1,16			0,63	-0,17
0,1	-0,56			0,33	-1,17			0,65	-0,06
0,11	-0,61			0,38	-1,15			0,66	0,00
				0,43	-1,06				
				0,48	-0,91				
				0,525	-0,73				

De la tabla 5.32 se tiene que la máxima deflexión es:

$$Y = 1.17 \text{ mm y para: } X = 0,33 \text{ mt.}$$

Según recomendaciones para deflexión de vigas, la deflexión máxima será $L/360$ (*)

Para nuestro caso la deflexión máxima será:

$$=660/360=1,83 \text{ mm. } > 1,17 \text{ mm, cumple.}$$

(*): Libro Resistencia Materiales – Andrew Pitel

SELECCION DEL RODAMIENTO:

Usaremos la Metodología usada en el Catalogo General del fabricante de Rodamientos marca SKF, donde se tiene:

Selección Tipo Rodamiento:

De la figura 5.68 escogemos "Rodamiento Rodillos a Rotula", ya que cumple con las características de funcionamiento para el Eje central:

Carga Combinada:	(+++)	Excelente
Compensación Desalineación durante funcionamiento:	(+++)	Excelente
Compensación errores alineación (Inicial):	(+++)	Excelente

P_0 : Carga estática equivalente

$s_0 = 1$ (Factor seguridad estático ver figura 5.37)

Valores orientativos para el factor de seguridad estático s_0								
Tipo de funcionamiento	Rodamientos rotativos Requisitos en cuanto a funcionamiento silencioso					Rodamientos estacionarios		
	no importante		normal			alto		
	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos	Rodtos. bolas	Rodtos. rodillos
Suave, sin vibraciones	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normal	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Cargas de choque notables ¹⁾	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4	≥ 1	≥ 2

Para los rodamientos axiales de rodillos a rótula es aconsejable utilizar $s_0 \geq 4$

¹⁾ Cuando se desconoce la magnitud de la carga de choque, deben usarse valores de s_0 por lo menos iguales a los arriba indicados. Si las magnitudes de las cargas de choque son exactamente conocidas, se pueden aplicar valores de s_0 menores

Fig. 5.37: Factor Seguridad Estático " s_0 " (Fuente: Catalogo General SKF)

F_r : Fuerza Radial

F_a : Fuerza Axial

$Y_0 = 2.8$ (Factor carga axial para rodamiento diámetro eje 120 mm.)

Del Catalogo general SKF seleccionamos (ver fig. 5.38):

Rodamientos de rodillos a rótula d 120-150 mm										
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica	Carga límite de fatiga	Velocidad límite	Velocidad límite	Masa	Designaciones Rodamiento con		
d	D	B	C	P_u	conferencia	límite	kg	agujero cilíndrico	agujero cónico	
mm			kN	kN	rpm			-		
120	180	46	355	510	53	3 200	4 000	4,20	* 23 024 CC/W33	* 23 024 CCK/W33
	180	60	430	670	68	2 400	3 400	5,45	* 24 024 CC/W33	* 24 024 CCK30/W33
	200	62	510	695	71	2 600	3 400	8,00	* 23 124 CC/W33	* 23 124 CCK/W33
	200	80	655	950	95	1 900	2 600	10,3	* 24 124 CC/W33	* 24 124 CCK30/W33
	215	58	630	765	73,5	2 800	3 800	8,70	* 22 224 E	* 22 224 EK
	215	76	695	930	93	2 000	2 800	12,0	* 23 224 CC/W33	* 23 224 CCK/W33
	260	86	955	1 120	100	2 000	2 600	23,0	* 22 324 CC/W33	* 22 324 CCK/W33

Fig. 5.38: Tabla Selección Rodamiento (Fuente: Catalogo General SKF)

De la figura 5.38 seleccionamos el Rodamiento:

Rodillos a Rotula nro. 23024K, con $\varnothing 120$ mm y Capacidad Carga Estática =
 $510 \text{ KN} > C_0 = 502.2 \text{ KN}$, cumple.

RESUMIENDO:

De los cálculos realizados se obtiene el dimensionamiento del "Polin Doble Radial" según:

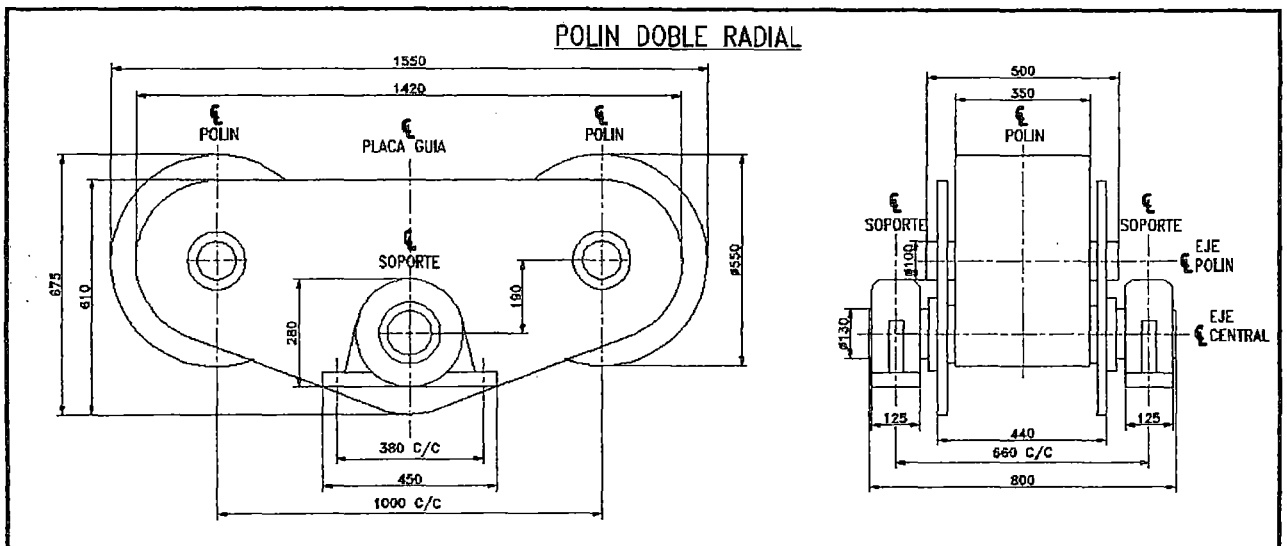


Fig. 5.39: Dimensionamiento Polin Doble Radial

5.2.8. SISTEMA DE TRANSMISION (Transmisión por Cadena):

Selección de la Cadena de Potencia:

Dadas las condiciones de operación del equipo calculamos el Factor de Servicio " $SF_{combinado}$ ", la Potencia de Diseño " $HP_{diseño}$ " y Velocidad Rotacional del Piñón " $N_{piñon}$ " según:

$$SF_{combinado} = (SF_1)(SF_2)(SF_3) = 1.3 \times 1 \times 1 = 1.3$$

$$HP_{diseño} = P_g \times SF_{combinado} = 63.4 \times 1.3 = 82.4 \text{ HP}$$

$$N_{piñon} = R_t \times N_{catalina} \cong 6 \times 5 \cong 30 \text{ RPM}$$

Donde:

$SF_1 = 1.3$ (Factor de Servicio por Tipo Carga: "Moderate Shock" y Motor Eléctrico)

$SF_2 = 1$ (Factor de Servicio por el Medio: "Relatively clean and moderate temperatura")

$SF_3 = 1$ (Factor de Servicio por Tiempo de Operación: Daily Operating 8 - 10 horas)

$P_g = 66.4 \text{ HP}$ (Maxima Potencia de Giro de la Carcaza ver Tabla 5.27)

$N_{catalina} = 5 \text{ RPM}$ (Velocidad Rotacional de la Catalina ver Tabla 5.27)

$R_t \cong 6$ (Relación de Transmisión Asumida)

Para Potencia de Diseño calculada ($HP_{diseño} = 82.4 \text{ HP}$) y la Velocidad Rotacional del Piñón ($N_{piñon} \cong 30 \text{ RPM}$) seleccionamos un tamaño preliminar de cadena:

Para la Cadena Tipo "Roller Chain Drives" de (1) hilera según la figura 5.40 los datos interceptan fuera del rango de los tamaños de cadena, pero usando 2 hileras tenemos:

$$HP_{2 \text{ hileras}} = \frac{HP_{diseño}}{F_2 \text{ hileras}} = \frac{82.4}{1.7} = 48.5 \text{ HP}$$

Con la Potencia calculada los datos interceptan en el tamaño de Cadena nro. 240 (Paso 3 pulg.) - 2 Hileras (ver fig. 5.40).

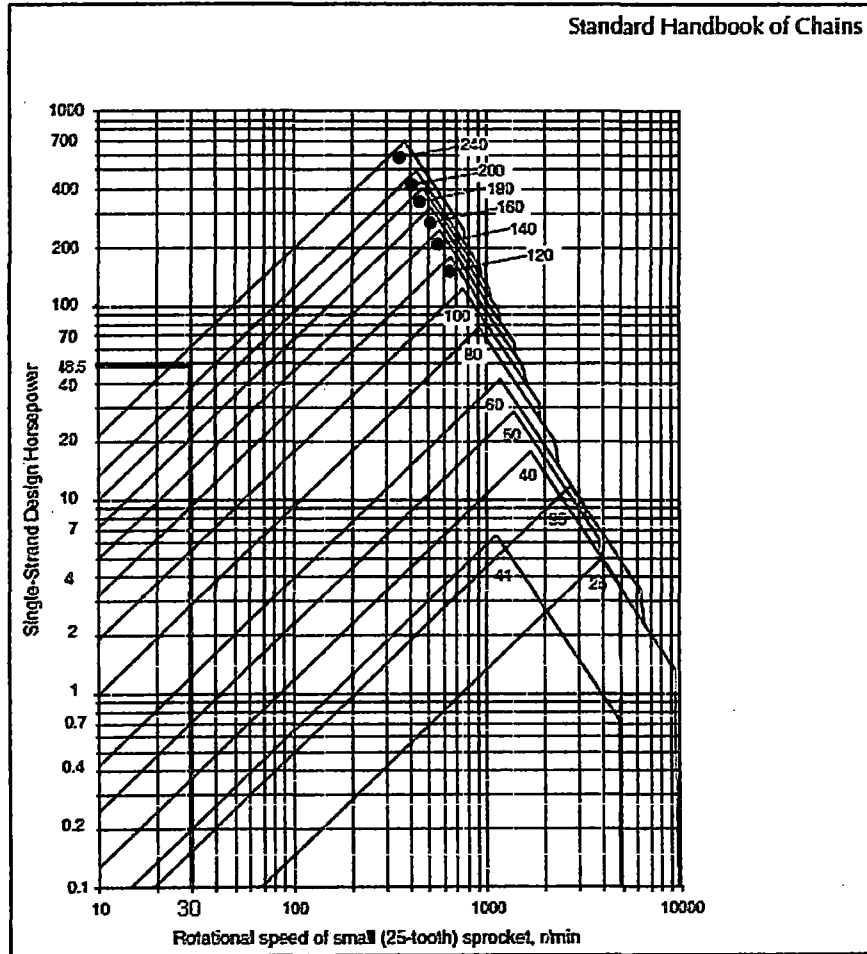


Fig. 5.40: Carta Selección "Roller Chain Drives" Estándar (Piñón 25 Dientes.)

Para la Cadena Tipo "Engineering Steel Chain Drives" de (1) hilera según la figura 5.41 los datos interceptan en el tamaño de cadena nro. 3618 (Paso 4.5 pulg.) - 1 hilera.

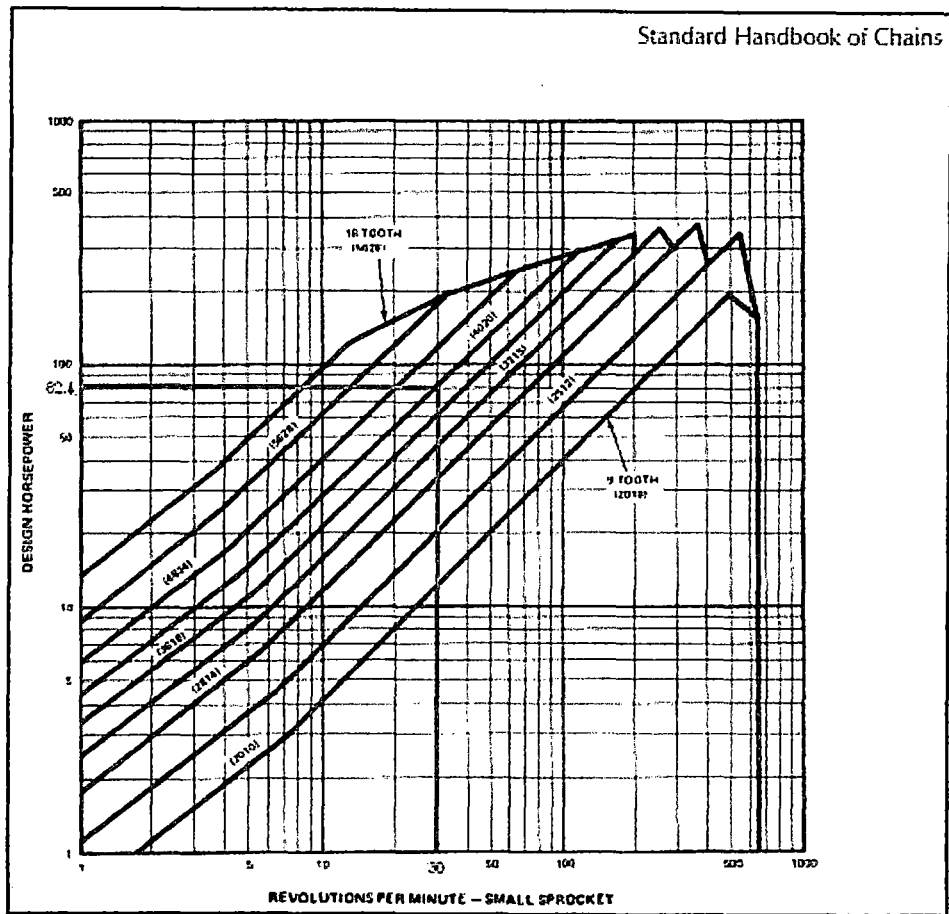


Fig. 5.41: Carta Selección de Engineering Steel Chain Drives (Piñón 18 Dientes)

Tomando la selección preliminar de la Cadena, la potencia diseño y tipo de lubricación manual seleccionamos el nro. dientes del Piñón y tamaño de Cadena.

Para la Cadena Tipo "Roller Chain Drives de la Fig. 5.42:

Para $N_{\text{piñon}} = 25$ y $HP_{\text{tabla}} = 51.83$ ($HP_{\text{tabla}} > HP_{2 \text{ hileras}}$) escogemos $T_p = 25$ (Numero dientes del Piñón).

Para la Cadena Tipo "Engineering Steel Chain Drives de la Fig. 5.43:

Para $N_{\text{piñon}} = 30$ y $HP_{\text{tabla}} = 89.4$ ($HP_{\text{tabla}} > HP_{\text{diseño}}$) escogemos $T_p = 21$ (Numero dientes del Piñón).

Horsepower ratings for single-strand no. 240 chain

Number of Teeth on Small Sprocket	3.000 Inch Pitch																							
	2	5	10	25	36	50	75	100	150	200	250	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
11	2.02	4.68	9.46	22.61	32.38	44.38	65.47	86.30	127.37	167.88	207.99	247.77	366.70	463.59	601.63	80.85	68.01	55.32	47.23	40.54	35.93	31.87	28.51	0.00
12	2.20	5.31	10.32	24.88	35.31	48.40	71.43	94.15	138.65	183.14	228.69	270.30	402.73	512.22	665.80	91.69	75.21	63.03	53.62	46.65	40.94	36.31	2.11	0.00
13	2.39	5.75	11.18	26.85	38.25	52.43	77.38	101.99	150.53	193.41	245.60	292.62	439.87	561.64	730.81	100.61	84.81	71.07	60.68	52.60	46.16	39.13	0.00	0.00
14	2.57	6.19	12.04	29.02	41.19	56.48	83.33	109.84	162.11	213.67	264.71	315.34	478.07	611.82	801.62	109.82	94.78	79.43	67.82	58.78	51.59	0.00	0.00	0.00
15	2.75	6.63	12.90	31.00	44.13	60.50	89.28	117.68	173.68	228.93	283.62	337.67	505.30	645.73	851.63	116.83	100.11	88.09	75.21	65.19	0.00	0.00	0.00	0.00
16	2.94	7.08	13.70	33.17	47.08	64.53	95.24	125.53	185.28	244.18	302.53	360.38	535.52	687.25	914.28	125.28	107.28	97.04	82.86	71.62	0.00	0.00	0.00	0.00
17	3.12	7.52	14.62	35.24	50.02	68.58	101.19	133.37	196.84	259.45	321.43	382.92	565.70	728.66	975.25	134.94	116.94	106.82	90.74	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
18	3.30	7.96	15.48	37.32	52.60	72.59	107.14	141.22	208.42	274.71	340.34	405.44	595.81	770.64	1031.61	143.17	125.80	115.80	98.67	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
19	3.49	8.40	16.34	39.39	55.90	76.63	113.09	149.06	220.60	289.98	359.25	427.67	625.82	813.26	1097.70	150.08	134.94	125.58	3.20	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
20	3.67	8.84	17.20	41.46	58.84	80.68	118.04	158.91	231.58	305.24	378.16	450.49	657.72	857.52	1149.15	157.72	144.15	135.82	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
21	3.85	9.29	18.07	43.54	61.79	84.69	125.00	164.76	243.16	320.50	397.07	473.02	692.48	912.39	1230.07	164.73	154.12	145.88	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
22	4.04	9.73	18.93	45.61	64.73	88.73	130.95	172.60	254.74	335.76	415.97	495.54	728.07	957.85	1297.44	172.10	163.70	156.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
23	4.22	10.17	19.79	47.68	67.87	92.76	136.90	180.45	263.32	351.02	434.88	518.07	764.48	1013.91	1377.26	179.83	172.57	167.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
24	4.40	10.61	20.65	49.76	70.61	96.79	142.85	188.29	271.89	368.29	453.79	540.59	801.69	1070.53	1437.52	187.91	183.30	178.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
25	4.59	11.06	21.51	51.83	73.55	100.83	148.61	196.14	280.47	381.55	472.70	563.12	839.68	1127.72	1503.20	194.32	184.00	189.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
26	4.77	11.50	22.37	53.90	76.50	104.88	154.76	203.98	301.05	396.81	491.61	585.64	878.45	1157.46	1539.30	200.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Type A: Manual or Drip Lubrication
 Type B: Bath or Disc Lubrication
 Type C: Oil Stream Lubrication

Fig. 5.42: Tabla de Potencia para la Cadena nro 240 – Paso 3"

Horsepower ratings for no. 3315, 4.073-in. pitch chain

TEETH	HORSEPOWER CAPACITY													
	RPM													
	1	3	6	10	20	30	40	65	80	100	125	150	200	225
9	2.0	4.7	8.0	12.8	25.5	38.3	51.1	83.0	102.1	127.7	159.6	168.2	166.3	.0
10	2.2	5.1	8.7	14.2	28.4	42.6	56.7	92.2	113.5	141.8	177.3	185.0	182.9	.0
11	2.4	5.5	9.4	15.6	31.2	46.8	62.4	101.4	124.8	156.0	195.0	201.5	199.2	.0
12	2.5	5.9	10.2	17.0	34.0	51.1	68.1	110.6	136.2	170.2	212.8	217.6	215.1	.0
13	2.7	6.3	11.1	18.4	36.9	55.3	73.8	119.9	147.5	184.4	230.5	233.4	230.7	.0
14	2.9	6.6	11.9	19.9	39.7	59.6	79.4	129.1	158.9	198.6	248.2	248.8	246.0	.0
15	3.0	7.0	12.8	21.3	42.6	63.8	85.1	138.3	170.2	212.8	265.9	263.0	261.0	.0
16	3.2	7.3	13.6	22.7	45.4	68.1	90.8	147.5	181.6	227.0	280.7	278.7	275.6	.0
17	3.3	7.7	14.5	24.1	48.2	72.3	96.5	156.7	192.0	241.1	295.3	293.2	289.9	.0
18	3.5	8.0	15.3	25.5	51.1	76.6	102.1	166.0	204.3	255.3	309.6	307.3	303.9	.0
19	3.6	8.4	16.2	27.0	53.9	80.9	107.8	175.2	215.6	269.5	323.5	321.2	317.6	.0
20	3.8	8.7	17.0	28.4	56.7	85.1	113.5	184.4	227.0	283.7	337.1	334.7	.0	.0
21	3.9	9.0	17.9	29.8	59.6	89.4	119.2	193.6	238.3	297.9	350.5	347.9	.0	.0

MANUAL LUBRICATION OIL BATH OIL STREAM LUBRICATION

Fig. 5.43: Tabla de Potencia para la Cadena nro. 3315 – Paso 4.073"

Para calcular el numero dientes "T_c" y diametro paso de la Catalina "D_{pc}"

tenemos:

$$T_c = \frac{N_{\text{piñon}}}{N_{\text{catalina}}} \times T_p$$

$$D_{pc} = \frac{P_t}{\text{sen}\left(\frac{180}{T_c}\right)}$$

Además según la geometría de la Rueda Dentada y el Equipo se tiene:

$$D_{pc} (\text{minmo}) > H_d + D_r = (D + 2H) + D_r \cong 146.8 \text{ pulg. } \langle \rangle 3730 \text{ mm.}$$

Donde:

$H = 1''$ Espesor de pared del Cubo asumido

H_d : Diámetro exterior del Cubo

$D_r = 1.781'' - \text{Paso } 3'' \text{ y } 1.875'' - \text{Paso } 4.073''$ (\emptyset Rodillo de la Cadena)

$D = 143 \text{ pulg. } \langle \rangle 3632 \text{ mm}$ (Diámetro Ext. Casco zona reforzada)

Para Cadena Roller Chain Drives nro. 240 – Paso (P_t) 3":

$$T_c = \frac{25}{5} \times 25 = 125 \text{ Dientes}$$

$$D_{pc} = \frac{3}{\text{sen}\left(\frac{180}{125}\right)} = 119.4 \text{ pulg } \langle \rangle 3032.2 \text{ mm.}$$

(No cumple $D_{pc} < D_{pc} \text{ minmo}$)

Para Cadena Engineering Steel Chain Drives nro 3315 - Paso (P_t) 4.073":

$$T_c = \frac{30}{5} \times 21 = 126 \text{ Dientes}$$

$$D_{pc} = \frac{4.073}{\text{sen}\left(\frac{180}{126}\right)} = 163.3 \text{ pulg } \langle \rangle 4149.7 \text{ mm.}$$

(Cumple $D_{pc} > D_{pc} \text{ minmo}$)

Escogemos: $T_c = 120 \text{ Dientes}$

$$D_{pc} = \frac{4.073}{\text{sen}\left(\frac{180}{120}\right)} = 155.6 \text{ pulg } \langle \rangle 3952.1 \text{ mm. (Cumple } D_{pc} > D_{pc} \text{ minmo)}$$

$$R_t = \frac{T_c}{T_p} = \frac{120}{21} = 5.71 \text{ y } N_{\text{piñon}} = N_{\text{catalina}} \times R_t = 5 \times 5.71 \cong 28.6$$

Resumiendo seleccionamos la Cadena Engineering Steel Chain Drives nro. 3315 – Paso 4.073” con Catalina 120 dientes y Piñón 21 dientes con Lubricación Manual, ver figura 5.44.

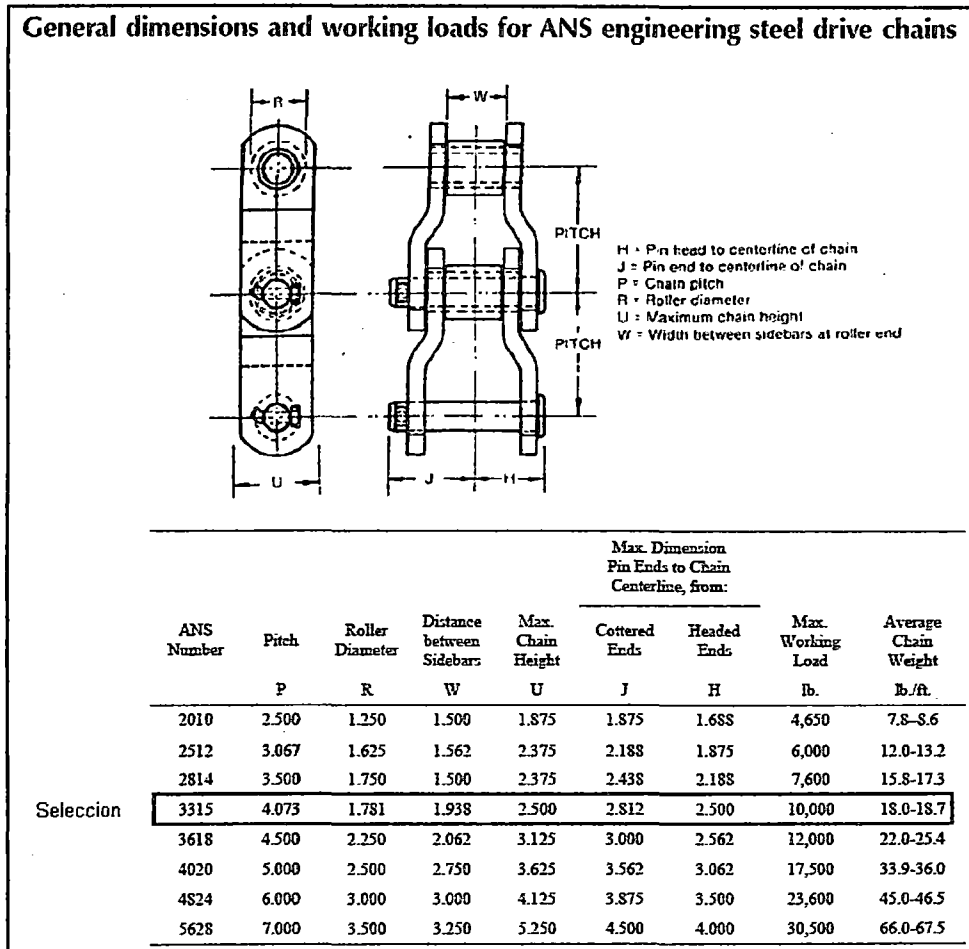


Fig. 5.44: Dimensiones Cadena Tipo Engineering Steel Drive Chains

SELECCION del REDUCTOR:

Para la selección del Reductor usaremos la metodología descrita en el Catalogo SEW "Industrial Gear Units of the MC... Series":

Calculo de la Relación de Transmisión "i":

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1770}{28.6} = 61.9$$

Donde:

$n_1 = 1770$ RPM (Velocidad del Motor Eléctrico)

$n_2 = N_{\text{piñon}} = 28.6$ RPM (Velocidad del Piñón)

Calculo de la Potencia de Operación " P_{k1} ":

$$P_{k1} = \frac{M_{k2} \times n_2}{9.55 \times \eta} = \frac{15.5 \times 28.6}{9.55 \times 0.955} = 48.6 \text{ Kw}$$

$$M_{k2} = T \times \frac{D_{pp}}{D_{pc}} = 90.3 \times \frac{694.1}{3952.1} = 15.86 \text{ KN} - m$$

Donde:

M_{k2} : Torque en el Piñón

$T = 66596.8$ Lbf.-pie. \leftrightarrow 90.3 KN-m (Ver calculo Torque en Catalina ver Pagina 105)

$\eta = 0.955$ (eficiencia para reductor de 3 etapas MC3)

Calculo de la Potencia Nominal Requerida " P_{N1} ":

$$P_{N1} \geq P_{k1} \times F_s = 48.6 \times 1.6 = 77.8 \text{ Kw}$$

Con los valores " i " y " P_{N1} " seleccionamos el Reductor:

"MC3PLHT07" (Ver figura 5.44)

Helical Gear Units MC...P
Selection tables (detailed) MC.PL..

i_N	i_{ex}	n_2 [1/min]	M_{N2} [kNm]	P_{N1} [kW]	F_{Ra} [kN]	F_{Re} [kN]		P_{TH}							
								$P_{TH[20]}$ 20 °C	$P_{TH[40]}$ 40 °C	$P_{TH[20]}$ 20 °C	$P_{TH[40]}$ 40 °C	$P_{TH[20]}$ 20 °C	$P_{TH[40]}$ 40 °C		
MC.PL..07, $n_1 = 1800$ 1/min								35.0 kNm							
22.50	22.38	80	24.8	217	23.1	*		106	58	238	155	297	198		
25.00	25.20	71	27.9	217	21.8	*		110	61	242	158	300	201		
28.00	28.31	64	31.4	217	20.0	*		112	64	244	161	303	204		
31.50	31.86	57	31.7	195	21.0	1.59		115	67	247	163	306	207		
35.50	35.78	50	35.7	195	18.8	1.59		118	69	250	166	309	209		
40.00	41.02	44	33.2	158	26.0	4.61		121	72	253	169	312	212		
45.00	43.89	41	29.1	130	31.0	3.42	MC3PLSF07	122	74	254	171	313	214		
50.00	49.30	37	32.7	130	29.4	3.42	MC3PLHF07	125	76	257	173	316	216	178	283
56.00	55.47	32	32.8	116	31.0	5.2	MC3PLHT07	127	79	259	175	318	218		
63.00	62.31	29	36.6	115	29.6	5.3		129	81	261	177	320	221		
71.00	68.66	26	33.2	95	35.6	0.435		107	58	221	137	272	173		
80.00	77.12	23	36.9	94	34.3	0.57		109	60	223	139	274	175		
90.00	88.41	20	34.1	76	42.7	3.10		111	63	225	142	276	177		
100.00	99.48	18	32.0	63	47.5	3.44		113	64	227	144	278	179		
112.00	114.04	16	34.4	59	49.1	4.02		115	67	229	146	280	181		

Fig. 5.45: Tabla de Selección Reductor (Fuente Catalogo SEW)

De la fig. 5.45 Selección del Reductor tenemos la siguiente información:

Potencia Nominal $P_{N1} = 115$ Kw

Relación Transmisión $i_N = 62.31$

Torque nominal $M_{N2} = 36.6$ KN – m

Carga Radial Permitida en centro del Eje de Baja Velocidad del Reductor

$F_{RA} = 29.6$ KN

Factor de Servicio Mecánico: $F_{SM} = \frac{P_{N1}}{P_{k1}} = \frac{115}{48.6} = 2.36$

Donde:

$F_s = 1.6$ (Factor Servicio)

Calculo de la Carga Térmica " P_T ":

$P_T = P_{TH} \times f_1 \times f_2 \times f_L \times f_T = 81 \times 1 \times 1.07 \times 1 \times 1 = 86.7$ Kw

Donde:

$P_{TH} = 81$ Kw (Para MC3PLHT07 sin ventilador y 40°C ver fig. 5.45)

$f_1 = 1$ (Factor de Altitud: nivel del mar)

$f_2 = 1.07$ (Factor de Montaje: Shaft Mounted with torque arm)

1 (Factor de Lubricación: Splash y Bath)

1 (Factor de Temperatura Ambiente)

Chequeando la Carga Térmica” ”:

(48.6 Kw < 86.7 Kw) cumple.

Opciones de Montaje:

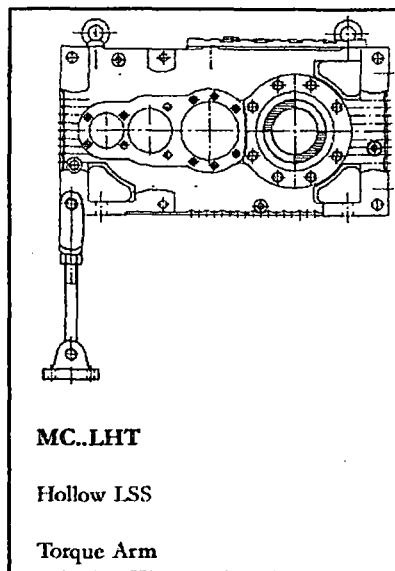


Fig. 5.46: Forma Montaje de Reductor

Resumiendo seleccionamos Reductor de Ejes Paralelos y engranajes helicoidales SEW EURODRIVE para montaje tipo Shaft Mounted + brazo de torque tipo **“MC3PLHT07”**.

CALCULO DEL CONTRAEJE:

Para el cálculo del Contra Eje primero hallaremos las fuerzas actuantes según Arreglo del Sistema de Transmisión ver figura 5.46:

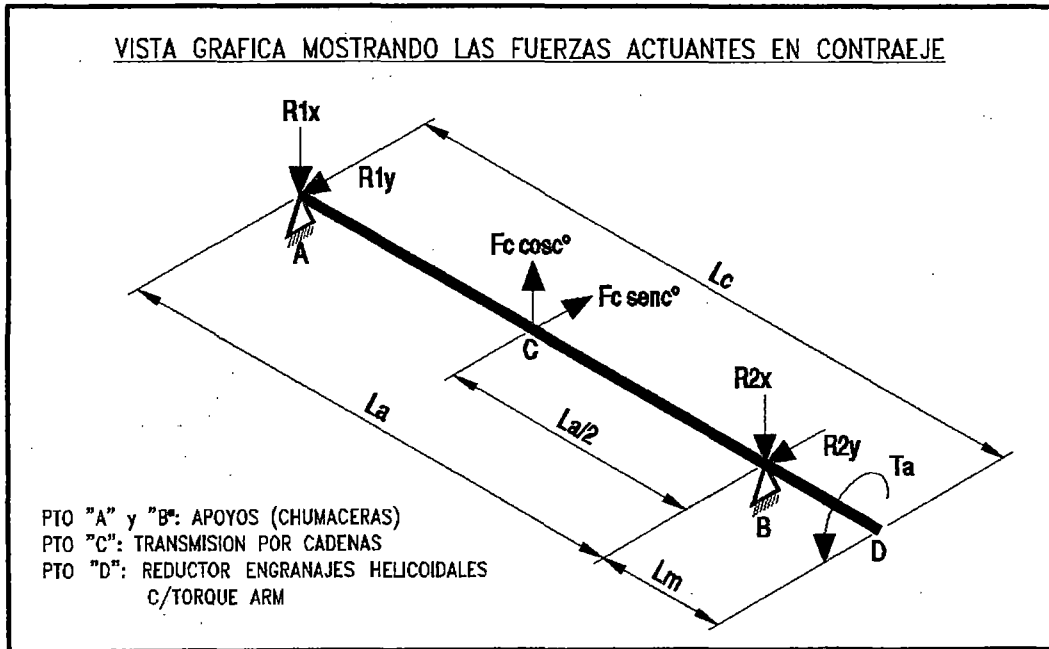


Fig. 5.47: D.C.L DEL CONTRA - EJE

Calculo de las Fuerzas Actuantes:

De la figura 5.47 se tiene:

$$\sum F_x = 0 \quad \text{y} \quad \sum F_y = 0 \quad (\text{Fuerzas Actuantes en los ejes X, Y})$$

Para Eje "X":

$$R1_x + R2_x = F_c \cos c$$

$$R1_x = R2_x \quad (\text{Simetría})$$

Para Eje "Y":

$$R1_y + R2_y = F_c \sin c$$

$$R1_y = R2_y \quad (\text{Simetría})$$

Resolviendo las Reacciones en los Apoyos "A" y "B" son:

$$R1_x = R2_x = \frac{F_C \cos c}{2} = 635.4 \text{ Kgf.}$$

$$R1_y = R2_y = \frac{F_C \sen c}{2} = 2303.5 \text{ Kgf.}$$

Donde:

$F_C = 4779.1 \text{ Kgf.}$ (Tensión en la Cadena lado Piñón)

$L_c = 1.2 \text{ mts}$ (Longitud entre Reductor y Apoyo)

$L_a = 0.7 \text{ mts}$ (Longitud entre Apoyos)

$L_m = 0.45 \text{ mts}$ (Longitud de Voladizo a Reductor)

$C^\circ = 15^\circ$ (Angulo según Figura 5.25)

Con los Resultados hallamos los Diagrama Fuerza Corte y Diagrama Momento Flector para ejes X e Y (ver figura 5.48)

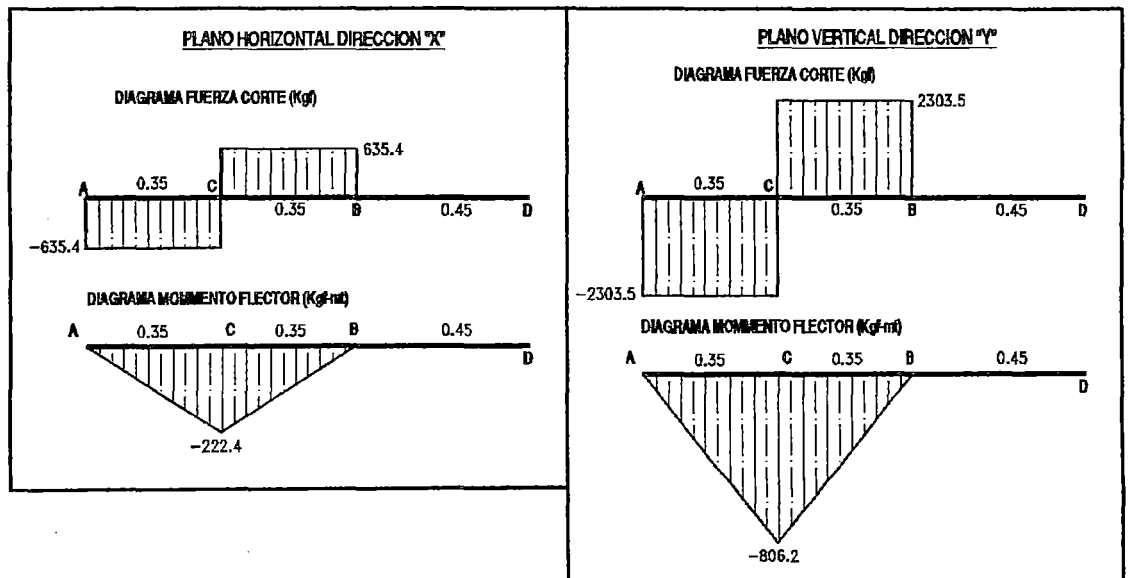


Fig. 5.48: D.F.C y D.M.F del CONTRA – EJE

Calculo de los Diámetros por Fatiga:

Conocidas las Fuerzas actuantes, pasamos a Calcular los Diámetros del Contra - Eje " d_e " según la Metodología usada en el Libro "*Machine Design*

third edition" de "Robert L. Norton" la cual esta basada en la Teoria de Fallas por Fatiga.

Selección del Material; para nuestro diseño SAE 1045 (Cold Rolled) el cual tiene las siguientes propiedades mecánicas:

$$S_{ut} = 91 \text{ Kpsi (Esfuerzo Tensión último)}$$

$$S_y = 77 \text{ Kpsi (Esfuerzo Tensión Fluencia)}$$

Calculo de Esfuerzos por Endurecimiento corregido " S_{er} ": y el Esfuerzo por Endurecimiento correcto " S_e " según:

$$S_{er} \cong 0.5S_{ut} = 0.5 \times 91 = 45.5 \text{ Kpsi (Aceros con } S_{ut} < 200 \text{ Kpsi)}$$

$$S_e = (C_{carga} C_{tamaño} C_{superficie} C_{temp.} C_{confiabilidad}) S_{er}$$

$$S_e = (1 \times 0.7 \times 0.8 \times 1 \times 1) \times 45.5 = 25.5 \text{ Kpsi}$$

Donde:

$$C_{carga} = 1 \text{ (Factor de Carga por Flexión)}$$

$$C_{tamaño} = 1.189d_e^{-0.097} \cong 0.7 \text{ (Factor de Tamaño } 100 < d_e < 250)$$

$$C_{superficie} \cong A(S_{ut})^b \cong 2.7(91)^{-0.265} \cong 0.8 \text{ (Factor de Superficie Fig. 5.49)}$$

Coefficients for Surface-Factor				
Source: Shigley and Mischke, <i>Mechanical Engineering Design</i> , 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1989, p. 283 with permission				
Surface Finish	For S_{ut} in MPa use		For S_{ut} in kpsi (not psi) use	
	A	b	A	b
Ground	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Machined or cold-rolled	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Hot-rolled	57.7	-0.718	14.4	-0.718
As-forged	272	-0.995	39.9	-0.995

Fig. 5.49: Tabla Coeficientes "A" y "b" para calculo de " $C_{superficie}$ "

$$C_{temp.} = 1 \text{ (Factor por Temperatura para } T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C)}$$

$$C_{confiabilidad} = 1 \text{ (Factor de Confiabilidad al 50\%)}$$

Cálculo de la sensibilidad por muesca del Material debido a la flexión " q_f " y a

la torsión " q_t " según:

$$q_f = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.07}{\sqrt{0.2}}} \cong 0.86 \text{ (Para flexion)}$$

$$q_t = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = \frac{1}{1 + \frac{0.055}{\sqrt{0.2}}} \cong 0.89 \text{ (Para Torsion)}$$

Donde:

\sqrt{a} : Constante Neuber's ver Fig. 5.50 (Para torsión $S_{ut} = 110 \text{ Kpsi}$)

$r = 0.2 \text{ Pulg.} \leftrightarrow 5 \text{ mm.}$ (Radio de muesca asumido)

Neuber's Constant
for Steels

S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0.5})	
50	0.130	
55	0.118	
60	0.108	
70	0.093	
80	0.080	
90	0.070	Flexion
100	0.062	
110	0.055	Torsion
120	0.049	
130	0.044	
140	0.039	
160	0.031	
180	0.024	
200	0.018	
220	0.013	
240	0.009	

Fig. 5.50: Valores de " \sqrt{a} "
para Flexión y Torsión

Calculo del Factor de Concentración Esfuerzos a la Fatiga por Flexión " K_f " y

por Torsión " K_{fs} " según:

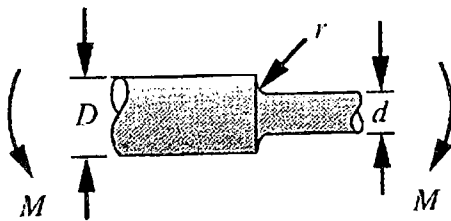
$$K_f = 1 + q_f(K_t - 1) \quad \text{y} \quad K_{fs} = 1 + q_t(K_{ts} - 1)$$

Donde:

$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d}\right)^b \quad (\text{Factor Concentración Esfuerzos - Flexión Fig. 5.51}).$$

$$K_{ts} \cong A \left(\frac{r}{d}\right)^b \quad (\text{Factor Concentración Esfuerzos - Torsión Fig. 5.52})$$

$d \cong 6.3$ pulg. y $r = 0.2$ pulg. (Valores asumidos)

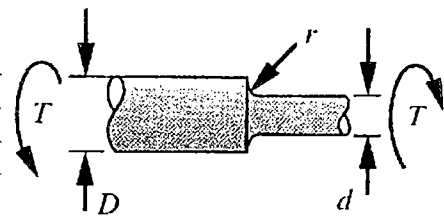


$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d}\right)^b$$

where :

D/d	A	b
6.00	0.878 68	-0.332 43
3.00	0.893 34	-0.308 60
2.00	0.908 79	-0.285 98
1.50	0.938 36	-0.257 59
1.20	0.970 98	-0.217 96
1.10	0.951 20	-0.237 57
1.07	0.975 27	-0.209 58
1.05	0.981 37	-0.196 53
1.03	0.980 61	-0.183 81
1.02	0.960 48	-0.177 11
1.01	0.919 38	-0.170 32

Fig. 5.51: Valores de "A" y "b" para " K_t " por Flexión



$$K_t \cong A \left(\frac{r}{d}\right)^b$$

where :

D/d	A	b
2.00	0.863 31	-0.238 65
1.33	0.848 97	-0.231 61
1.20	0.834 25	-0.216 49
1.09	0.903 37	-0.126 92

Fig. 5.52: Valores de "A" y "b" para " K_{ts} " por Torsión

Según Figura 5.51:

Para: $\frac{D}{d} = 1.07$ $A = 0.97527$ y $b = -0.20958$ entonces $K_t = 2$

Según Figura 5.52:

Para: $\frac{D}{d} = 1.09$ $A = 0.90337$ y $b = -0.12692$ entonces $K_t = 1.4$

Reemplazando:

$$K_f = 1 + 0.86(2 - 1) = 1.86 \quad \text{y} \quad K_{fs} = 1 + 0.89(1.4 - 1) = 1.36$$

Calculo de los Diametro del Contra - Eje " d_e " (pulg.) según:

Caso 1: Flexión Totalmente Alternante y Torsión Uniforme:

$$d_e = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{K_{fsm} T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Caso 2: Según Ansi/Asme B106.1M-1985 asume $K_{fsm} = 1$:

$$d_e = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\left(\frac{K_f M_a}{S_f} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T_m}{S_{ut}} \right)^2 \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Caso 3: Flexión y Torsión Fluctuante (Caso General):

$$d_e = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[\frac{\sqrt{(K_f M_a)^2 + \frac{3}{4} (K_{fs} T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(K_{fm} M_m)^2 + \frac{3}{4} (K_{fsm} T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

$N_f = 2.5$ (Factor de Seguridad Asumido)

$K_f = K_{fm} = 1.86$ (Factor de Concentración Esfuerzos a la Fatiga por Flexión para los componentes alternante y medio)

$K_{fs} = K_{fsm} = 1.37$ (Factor de Concentración Esfuerzos a la Fatiga por Torsión para los componentes alternante y medio)

$S_f = S_e = 25.5$ Kpsi (Esfuerzo a la Fatiga corregido)

$$M_a = \sqrt{M_{ax}^2 + M_{ay}^2} \quad \text{Lbf-pulg (Momento Alternante)}$$

$M_m = M_a$ (Momento Medio)

$$T_a = \frac{63025.2 \times P_{N1}}{N_{Contraeje}} \text{ Lbf-pulg (Torsión Alternante)}$$

$$P_{N1} = 107 \text{ Kw} \leftrightarrow 143.5 \text{ Hp (Potencia Nominal Reductor)}$$

$$N_{contraeje} = \frac{N_{motor}}{i_N} = \frac{1770}{62.31} = 28.4 \text{ RPM (Velocidad del Contra eje)}$$

N_{motor} : RPM del Motor Eléctrico

i_N : Relación Transmisión Reductor

$$T_m = T_a \text{ (Torsión Medio)}$$

Según Nuestro Diseño de Secador la Geometría Propuesta para el

Contra – Eje será según:

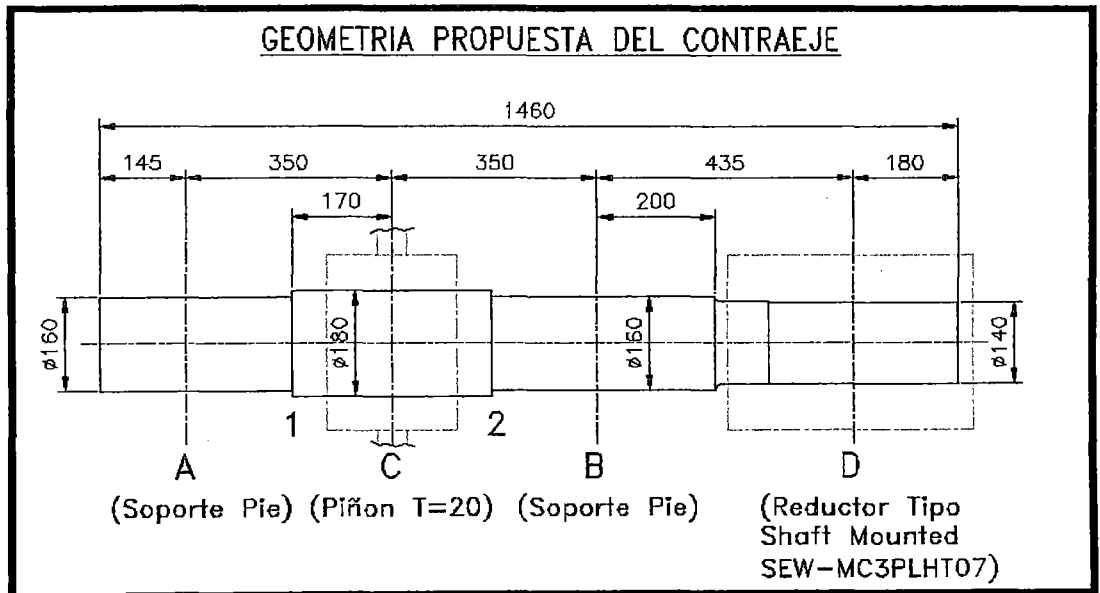


Fig. 5.53: Geometría Propuesta del Contra - Eje

De la fig. 5.53 el diámetro del punto "D" ($\varnothing 140$ mm) está definido por el Reductor "MC3PLHT07" seleccionado anteriormente.

Calculamos el Torque (Kgf-mt) y Momento Flector (Kgf-mt) para los Puntos 1, C y 2 (cambios de sección y apoyo de piñón) definidos en el Contra – Eje (Figura 5.53) ver figura 5.54.

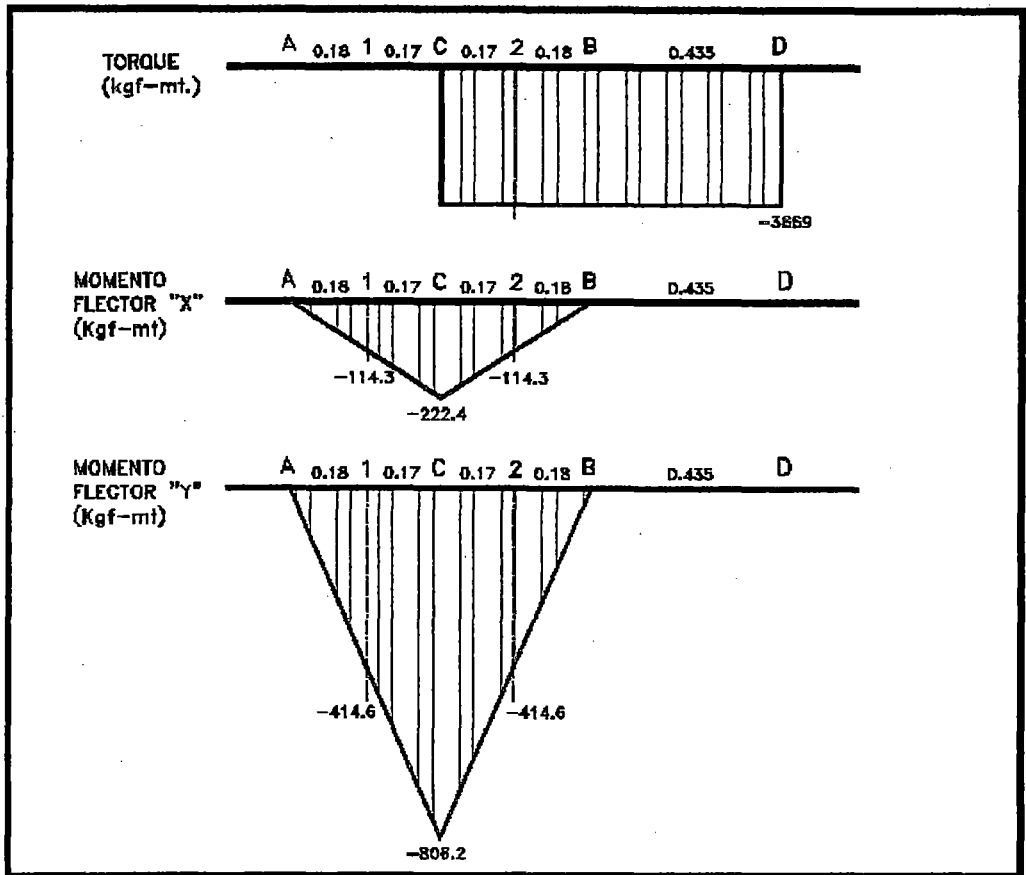


Fig. 5.54: Torsión y Diagrama Momento Flector para Contra - Eje

De la Figura 5.54 obtenemos los siguientes valores:

Tabla 5.33: Momento "M _a " y Torsión Principal "T _a "				
Puntos	De la Figura 5.54		"M _a " (Kgf - m)	"T _a " (Kgf - m)
	"M _{ax} " (Kgf - m)	"M _{ay} " (Kgf - m)		
1	114.3	414.8	430.1	0
C	222.4	806.2	836.3	3669
2	114.3	414.8	430.1	3669

Reemplazando los valores de la Tabla 5.33, "N_f", "K_f", "K_{fs}", "K_{fm}", "K_{fsm}", "S_f" y "S_{ut}" en sus respectivas unidades para las ecuaciones "d_e" obtenemos la siguiente tabla:

Puntos	Caso 1		Caso 2		Caso 3		Selección
	" d_e " (pulg)	" d_e " (mm)	" d_e " (pulg)	" d_e " (mm)	" d_e " (pulg)	" d_e " (mm)	" d_e " (mm)
1	4,11	104,4	4,11	104,4	4,46	113,3	160
C	5,55	141,1	5,38	136,5	8,00	203,3	180
2	5,02	127,5	4,70	119,4	7,89	200,4	160

Según la tabla 5.34 no cumple para el Caso 3 en los puntos "C" ($\text{Ø}203.3 > \text{Ø}180$) y punto "2" ($\text{Ø}200.4 > \text{Ø}160$) con factor de seguridad $N_f = 2.5$, pero cumple para punto "C" con $N_f = 1.73$ ($\text{Ø}179.8 < \text{Ø}180$) y para punto "2" con $N_f = 1.27$ ($\text{Ø}159.9 < \text{Ø}160$).

De los resultados el Contra – Eje propuesto es apropiado ($N_f > 1.25$ para el caso de mayor exigencia y $N_f > 5.5$ para el caso de menor exigencia) ya que satisface los requerimientos mecánicos solicitados.

Calculo de la Deflexión del Contra - Eje:

El Contra – Eje es una viga que se flexiona transversalmente y también es una barra de torsión que se flexiona a torsión, se hace necesario analizar para la Geometría definida que ambos modos de deflexión estén dentro de los límites sugeridos de diseño, según:

Deflexión Torsional " θ_e " (radianes):

$$\theta_e = \frac{T}{G} \left(\frac{l_1}{J_1} + \frac{l_2}{J_2} + \frac{l_3}{J_3} \right)$$

$$J = \frac{\pi \times d_e^4}{32}$$

Donde:

$$T = T_m + T_a = 636909.6 \text{ Lbf-pulg (Torsión Pico)}$$

$G = 1.17$ Mpsi (Modulo de Rigidez del Acero)

J : Momentos Polares de Inercia (pulg⁴)

$d_{e1} = d_{e3} = 170$ mm. \leftrightarrow 6.7 pulg. (Diámetro punto 0 a 1 y punto 2 a 3)

$d_{e2} = 180$ mm. \leftrightarrow 7.1 pulg. (Diámetro punto 1 a 2)

$l_1 = 0.325$ mt. \leftrightarrow 12.8 pulg. (Longitud punto 0 a 1)

$l_2 = 0.34$ mt. \leftrightarrow 13.4 pulg. (Longitud punto 1 a 2)

$l_3 = 0.38$ mt. \leftrightarrow 15 pulg. (Longitud punto 2 a 3)

$J_1 = 0.325$ mt. (Longitud punto 0 al punto 1)

Reemplazando los valores tenemos:

$$J_1 = J_3 = 197.8 \text{ pulg}^4$$

$$J_2 = 249.5 \text{ pulg}^4$$

$$\theta_e = 0.01 \text{ rad. } \leftrightarrow 0.6^\circ$$

Para ejes de maquinarias los criterios para limitar la deflexión torsional varían desde 0.25° por metro de longitud a 3.2° por metro, (Según el libro

Diseño de Elementos de Maquinas V.M. Faires) para nuestro caso tenemos:

$$\frac{\theta_e}{(l_1 + l_2 + l_3)} = \frac{0.6}{(0.325 + 0.34 + 0.38)} = \frac{0.6}{1.045} = 0.57^\circ \times \text{mt}$$

Valor que cumple con el criterio.

SELECCION DE LOS SOPORTES (Chumaceras):

La selección de un tamaño de Soporte apropiado dependerá de la magnitud de las cargas estáticas y dinámicas aplicadas y de la vida a la fatiga deseada.

Según nuestro diseño de Contra - Eje, los Soportes están ubicados en los puntos "A" y "B" (ver figura 5.53):

Calculo de la Carga Radial:

Las reacciones calculadas en los Apoyos son iguales para los puntos "A" y "B":

$$R1_x = R2_x = 635.4 \text{ Kgf.}$$

$$R1_y = R2_y = 2303.5 \text{ Kgf.}$$

Luego la carga radial es: $R1 = R2 = 2390 \text{ Kgf.}$

Calculo de la Capacidad Requerida de Carga Dinámica "C":

Para la carga radial calculada la carga dinámica requerida será según:

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

$$L_d = 60 \times H \times N_{contraeje}$$

$$P_d = VR \text{ (Para Cargas Radiales solamente)}$$

Donde:

P_d : Carga equivalente

$$R = 2390 \text{ Kgf} \leftrightarrow 23.5 \text{ KN. (ver Calculo de Carga Radial)}$$

$$V = 1 \text{ (Factor de Rotación Anillo Exterior estacionario)}$$

$K = 10/3$ (Escogemos Rodamientos Rodillos Esféricos por tener la mejor capacidad de Auto-alineamiento)

L_d : Vida de Diseño (Revoluciones)

$N_{contraeje} = 28.4$ RPM (Velocidad del Contra eje)

H : Horas Vida de Diseño " L_{10} " ver figura 5.55)

Type of Application		Life, kh
Instruments and apparatus for infrequent use		Up to 0.5
Aircraft engines		0.5-2
Machines for short or intermittent operation where service interruption is of minor importance		4-8
Machines for intermittent service where reliable operation is of great importance		8-14
Machines for 8-h service that are not always fully utilized		14-20
Machines for 8-h service that are fully utilized		20-30
Machines for continuous 24-h service		50-60
Selección	Machines for continuous 24-h service where reliability is of extreme importance	100-200

Fig. 5.55: Recomendaciones Miles de Horas Vida para Maquinas varias (Fuente: Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition)

Reemplazando los valores en las ecuaciones anteriores tenemos la siguiente tabla:

Tabla 5.35: Calculo de la Capacidad Requerida de Carga Dinámica "C"						
De la Fig. 5.55:	"H" (Kh)	" $N_{contraeje}$ " (RPM)	" L_d " (10^6 Rev.)	" P_d " (KN)	"k"	"C" (KN)
Selección	100 - 200	28.4	170.4 - 340.8	23.5	10/3	110 - 136

Selección del Soporte:

Según los Resultados de la Tabla 5.35 Columna "C" y el diámetro del Contra

- Eje " d_e " (Puntos A y B) seleccionamos del Catalogo SKF:

Tabla 5.36: Selección de Soportes SKF					
Marca	Código Soporte	Ø Eje " d_e " (mm.)	Rodamiento	Dinámica "C" (KN)	"C" máx. (KN)
SKF	SNL 3036	160	23036	830	136

De la Tabla 5.36 se selecciona el Soporte SNL 3036 ($FS > 6$) ver fig. 5.56.

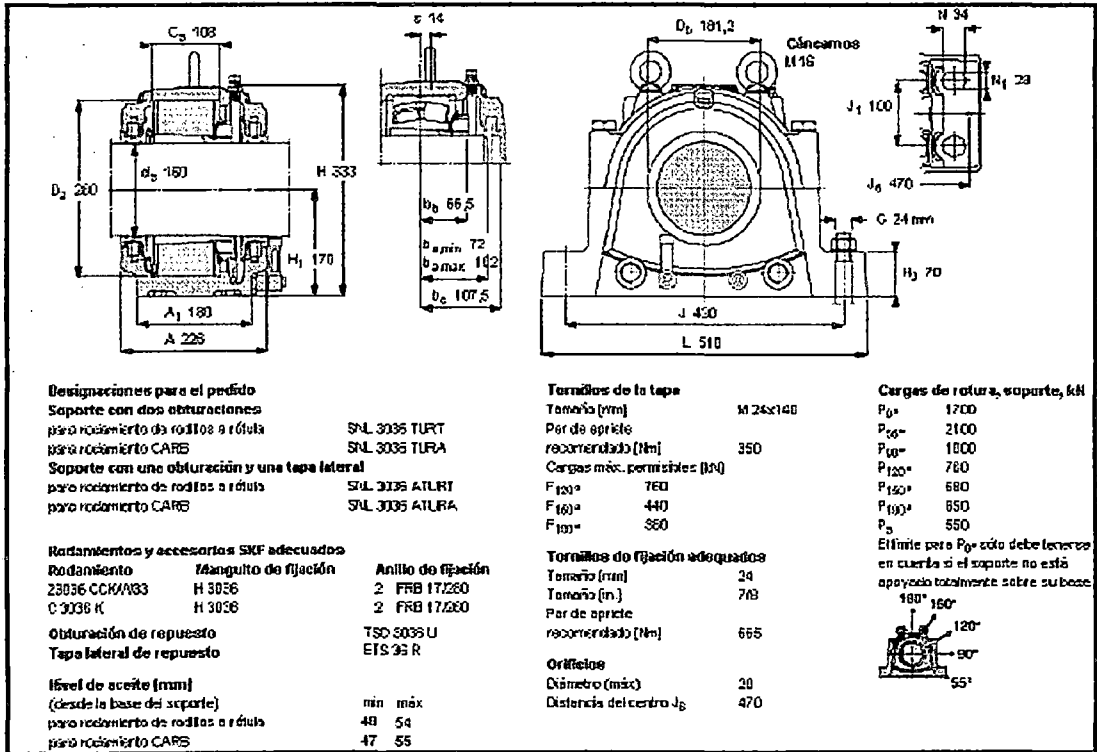


Fig. 5.56: Datos Técnicos del Soporte SNL 3036
 (Fuente: Catalogo General SKF)

CAPITULO VI

VERIFICACION DEL DISEÑO POR METODO ELEMENTOS FINITOS

6.1. INTRODUCCION:

Realizado los Cálculos de los Elementos Principales (ver sección 5) y antes de que se pase a la fase de producción, se deben realizar pruebas del diseño propuesto para garantizar que el rendimiento del producto cumpla con las condiciones de carga que se encuentra sometida y las expectativas del cliente.

Algunas pruebas sólo requieren simples modelos físicos, mientras que otras, como las pruebas de integridad estructural, es posible que necesiten la producción de prototipos físicos completamente funcionales los cuales son caros, se demoran bastante en fabricarlos y además amplían los ciclos de desarrollo del diseño, especialmente cuando se necesitan varios prototipos.

En el mundo real de la fabricación, el retraso y los gastos relacionados con la creación de prototipos y la realización de pruebas a menudo reducen el número de iteraciones diseño-prototipo-prueba, lo que tiene una repercusión negativa en la calidad del producto. Sencillamente las empresas no pueden permitirse construir y

comprobar el número de prototipos necesarios para lograr un diseño optimizado y están dispuestas a aceptar un diseño que sea "lo suficientemente bueno" en vez de continuar optimizando el diseño.

6.2. FUNDAMENTO TEORICO:

El análisis del diseño con Elementos Finitos es una tecnología de software que los ingenieros utilizan para simular el comportamiento físico de un diseño en condiciones de funcionamiento específicas.

El Método de Elementos Finitos divide un sólido en "elementos" geométricos, que se representan matemáticamente en la computadora como una malla en 3D que se superpone sobre el sólido y lo impregna, para resolver las ecuaciones diferenciales que rigen los fenómenos físicos tal como se aplican a las geometrías simuladas. Con la utilización del M.E.F, se simulan las respuestas de los diseños ante las fuerzas de funcionamiento y utilizan estos resultados para mejorar el rendimiento del diseño, minimizando la necesidad de construir prototipos físicos.

6.3. ANALISIS y MODELAMIENTO ELEMENTOS PRINCIPALES:

El análisis de los elementos se realizara en (5) pasos sencillos que son:

Paso 1: Definimos la geometría (ver sección 4.2) y asignamos los materiales al modelo (ver sección 5.2).

Paso 2: Aplicación de cargas y soportes adecuados (condiciones de borde) que representan las condiciones de carga según lo solicitado.

Paso 3: Generación de Mallado de la geometría. El mallado consiste básicamente en dividir la geometría en pequeñas piezas de formas simples denominadas elementos finitos. El análisis del diseño utiliza los elementos finitos para calcular la

respuesta de nuestro modelo a las condiciones de carga indicadas. El mallado se realiza automáticamente con poca, si es que se necesita, intervención del usuario.

Paso 4: Después de generar la malla del modelo, se lleva a cabo la Solución del análisis. (Paso completamente automatizado para software usado "Cosmos Works" no es necesario la intervención del usuario).

Paso 5: Una vez que la solución está completa, podemos Visualizar los resultados. Por supuesto, éstos dependen del tipo de análisis realizado. En nuestro caso, estábamos interesados en propiedades estructurales como las tensiones, deformaciones y desplazamientos.

El análisis y modelamiento se realizaron a las partes que debido a su geometría compleja no es posible analizar por las diferentes teorías de la mecánica de materiales y como comprobación del diseño para algunas partes relevantes en el diseño del equipo.

BAFLES, TAPA DESCARGA Y TAPA ENTRADA:

BAFLE (PLACA GUIA DE TUBOS):

Para el Análisis se ha considerado la posición más desfavorable (cuando esta a Tensión posición Superior).

Paso 1; Modelo Geométrico (ver figura 6.1) y Material:

Nº	Nombre de pieza	Cant.	Mat.	Peso (Kg)	Total (Kg)
1	Apoyos	64	ASTM A36 Acero	1.14	73
2	Placa	1		100	100
3	Refuerzo	1		9	9
Peso Total Bafle					182

Paso 2; Cargas y Restricciones (ver fig. 6.1):

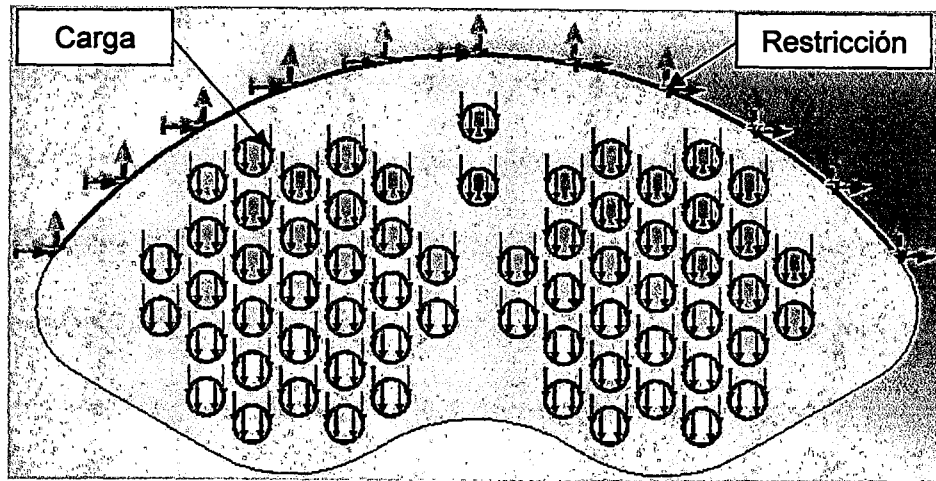


Fig. 6.1: Carga y Restricción posición más desfavorable de Baffle (Placa Guía de Tubos)

Restricción Fija (elemento soldado al Casco interiormente)

Carga aplicada a cada Tubo de Apoyo es " V_2 " = 71.3 Kgf (Es la mayor reacción en los apoyos según la Tabla 5.16 "Cuadro de las Reacciones en los Apoyos" Sección 5.2).

Paso 3 y 4; Generación Mallado y Solución del Análisis (Tabla 6.1):

Tabla 6.1: Información de malla para Baffle	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Verificación jacobiana:	4 Puntos
Tamaño de elementos:	30 mm
Tolerancia:	1.5 mm
Número de elementos:	30508
Número de nodos:	62751

Paso 5: Visualización de los resultados: Se realizara el Análisis de Esfuerzos (Fig. 6.2) y Desplazamientos (Fig. 6.3).

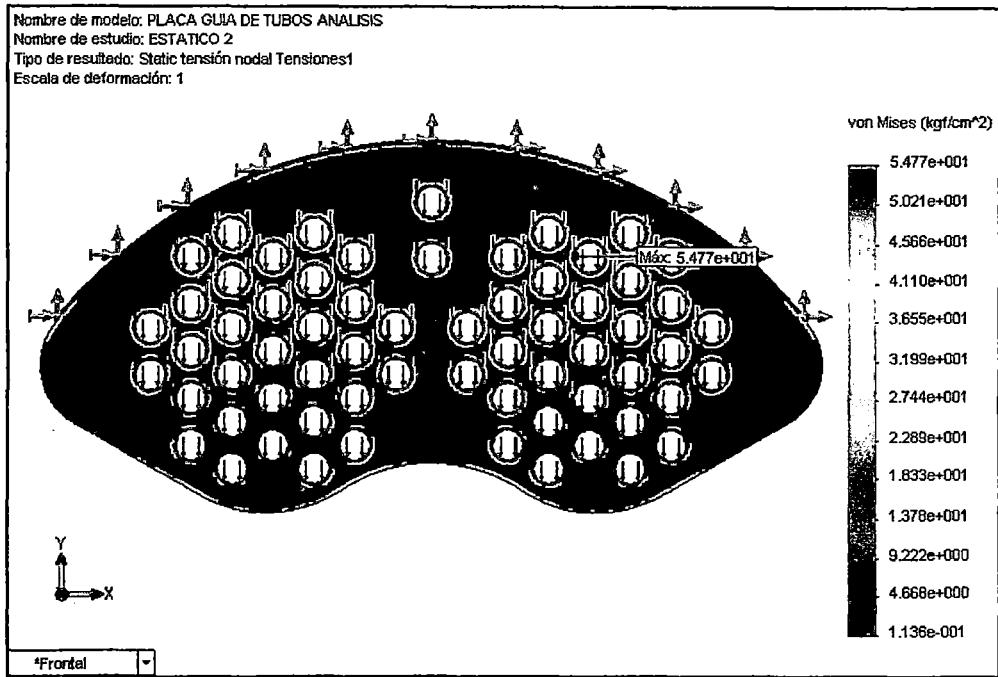


Fig. 6.2: Distribución de los Esfuerzos Baffle (Placa Guía de Tubos)

De la figura 6.2 referido a los esfuerzos, el mayor esfuerzo alcanzado ocurre en la Placa Base y esta alrededor de 54.8 Kg/cm² (según Criterio de Von Misses) y que no supera el límite de fluencia del material (A-36).

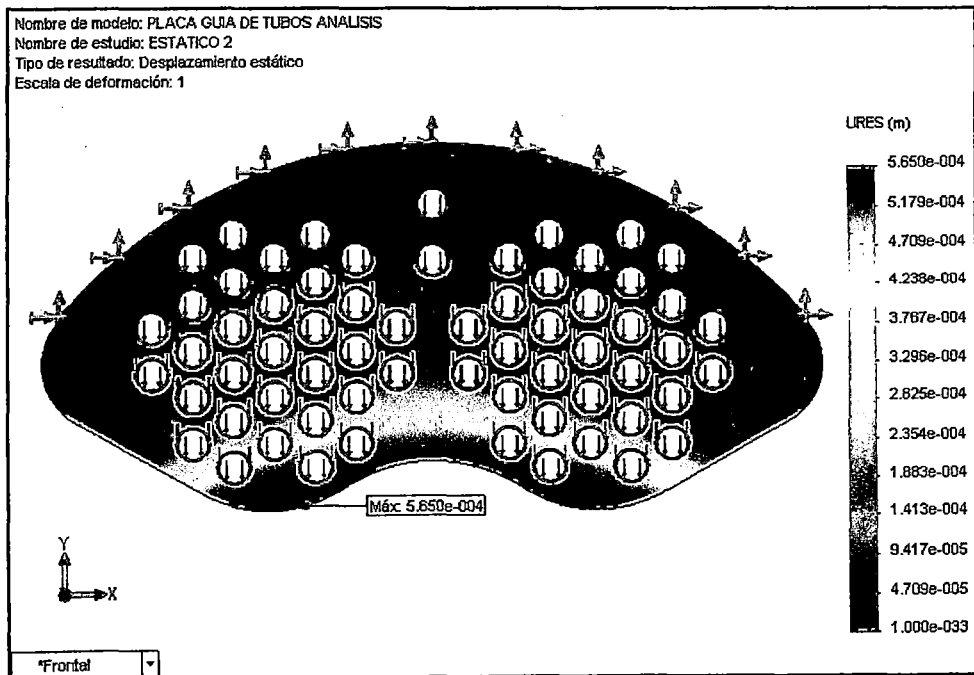


Fig. 6.3: Gradiente de Desplazamientos Baffle (Placa Guía de Tubos)

De la figura 6.3 referido a los desplazamientos, el mayor desplazamiento ocurre en la parte inferior de la Placa Base y esta alrededor de 0.6 mm.

TAPA DESCARGA:

Para el Análisis se ha considerado la Tapa Descarga soportando las cargas del extremo de los Haces de Tubos y fijada al Casco.

Paso 1; Modelo Geométrico (ver figura 6.4) y Material:

Nº	Nombre de pieza	Cant.	Mat.	Peso (Kg)	Total (Kg)
1	Brida - araña	1	ASTM A36 Acero	39	39
2	Placa - araña	1		485	485
3	Placa Portatubos	6		160	960
Peso Total Tapa Descarga					1484

Paso 2; Cargas y Restricciones (ver fig. 6.4):

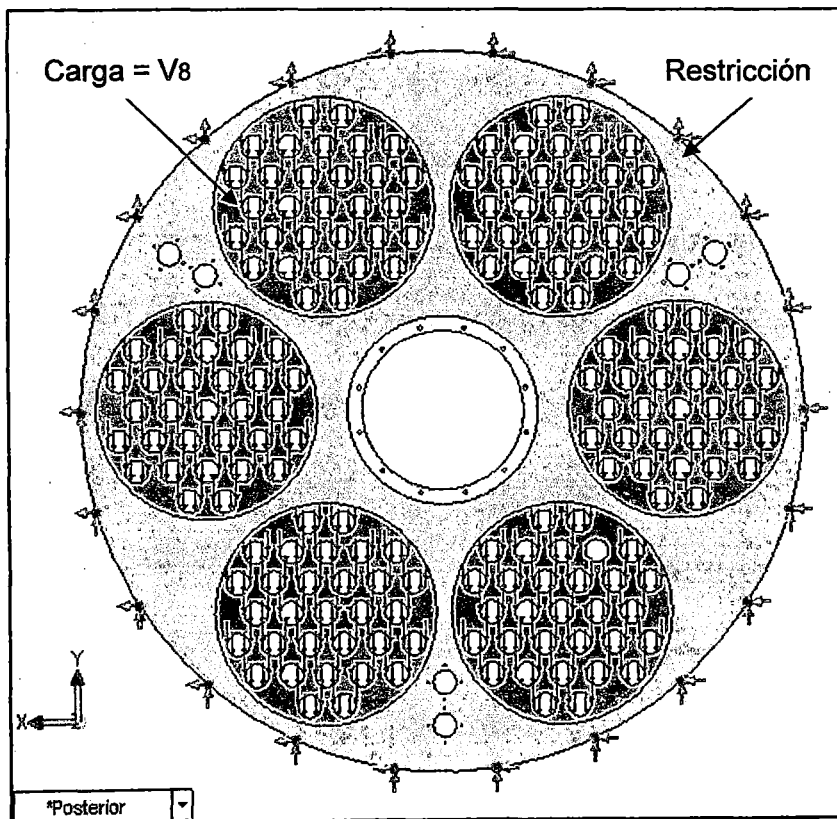


Fig. 6.4: Carga y Restricción para Tapa Descarga

Restricción Fija (Placa Araña soldada al Casco interiormente)

Carga Aplicada, en cada Agujero de la Placa Portatubos " = 31.4 Kgf (Reacción en extremo del Haz de Tubos lado descarga según la Tabla 5.16 "Cuadro de las Reacciones en los Apoyos" Sección 5.2).

No se considera la carga debido al Distribuidor Central.

Paso 3 y 4; Generación Mallado y Solución del Análisis (Tabla 6.2):

Tabla 6.2: Información de malla para Tapa Descarga	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Verificación jacobiana:	4 Puntos
Tamaño de elementos:	50 mm
Tolerancia:	2.5 mm
Número de elementos:	41952
Número de nodos:	77593

Paso 5: Visualización de los resultados: Se realizara el Análisis de Esfuerzos (Fig. 6.5) y Desplazamientos (Fig. 6.6):

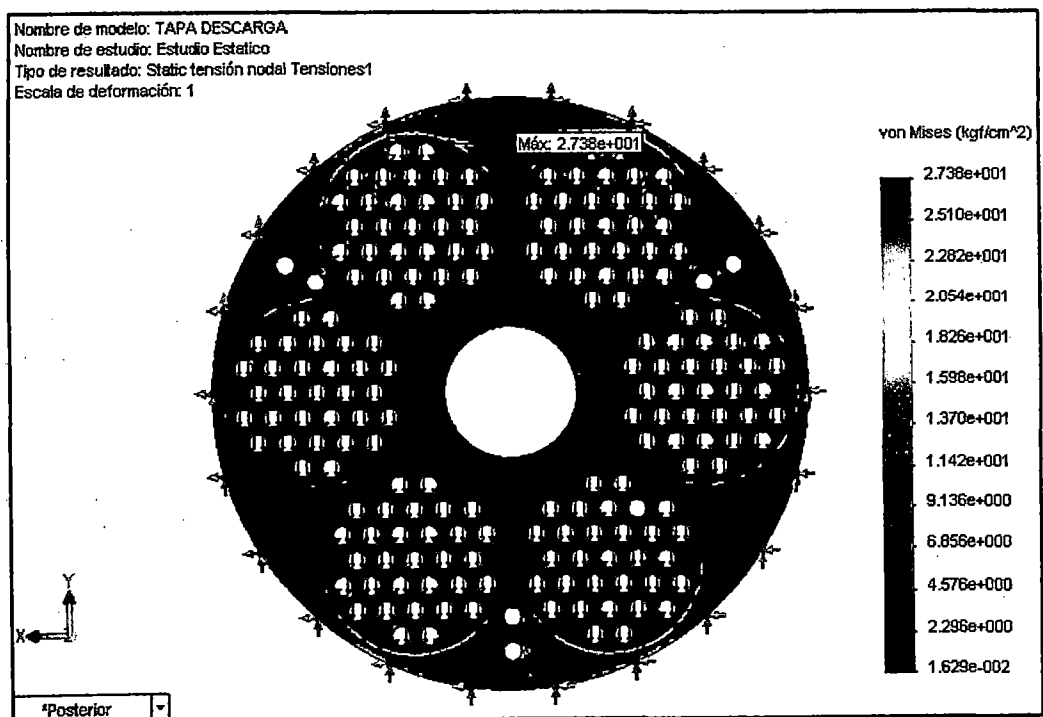


Fig. 6.5: Distribución de los Esfuerzos Tapa Descarga

De la figura 6.5 referido a los esfuerzos, el mayor esfuerzo alcanzado ocurre en la Placa Araña y esta alrededor de 27.38 Kg/cm² (según Criterio de Von Misses) y que no supera el límite de fluencia del material.

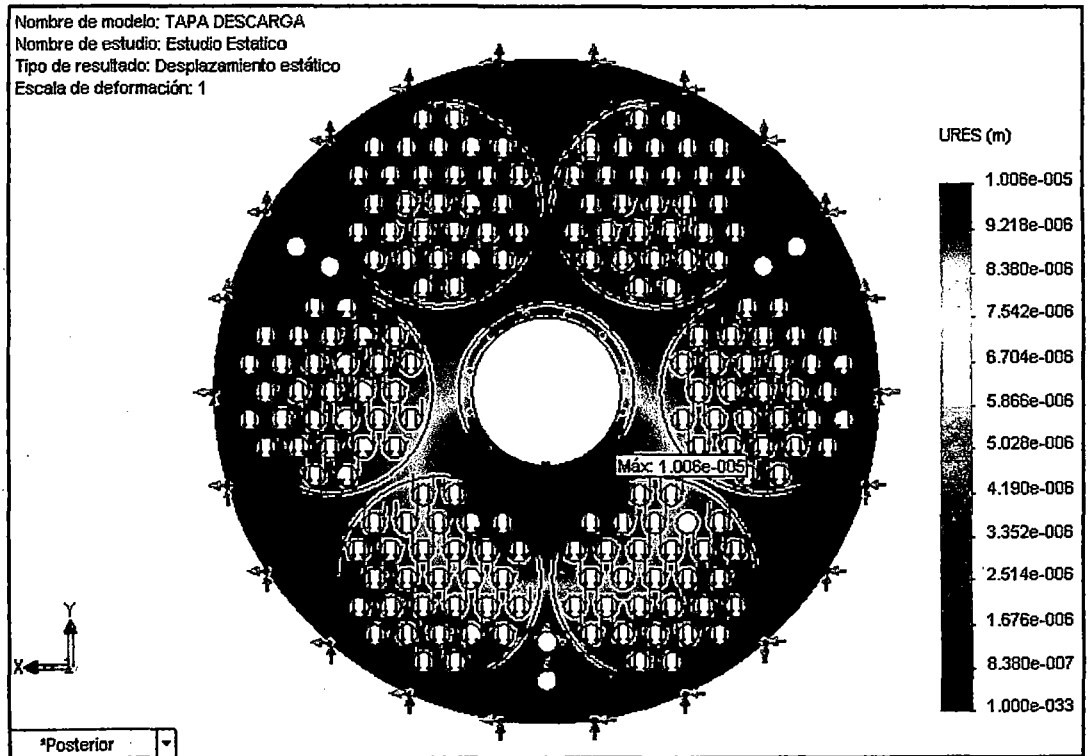


Fig. 6.6: Gradiente de Desplazamientos Tapa Descarga

De la figura 6.6 referido a los desplazamientos, el mayor desplazamiento ocurre en la parte inferior del Agujero Central y esta alrededor de 0.01 mm.

TAPA ENTRADA:

Para el Análisis se considera la Tapa Entrada soportando una carga de presión en la cara interior y fijada al Casco.

Paso 1; Modelo Geométrico (ver figura 6.7) y Material:

Nº	Nombre de pieza	Cant.	Mat.	Peso (Kg)	Total (Kg)
1	Tapa de Entrada	1	ASTM A36 Acero	600	600
Peso Total Tapa Entrada					600

Paso 2; Cargas y Restricciones (ver fig. 6.9):

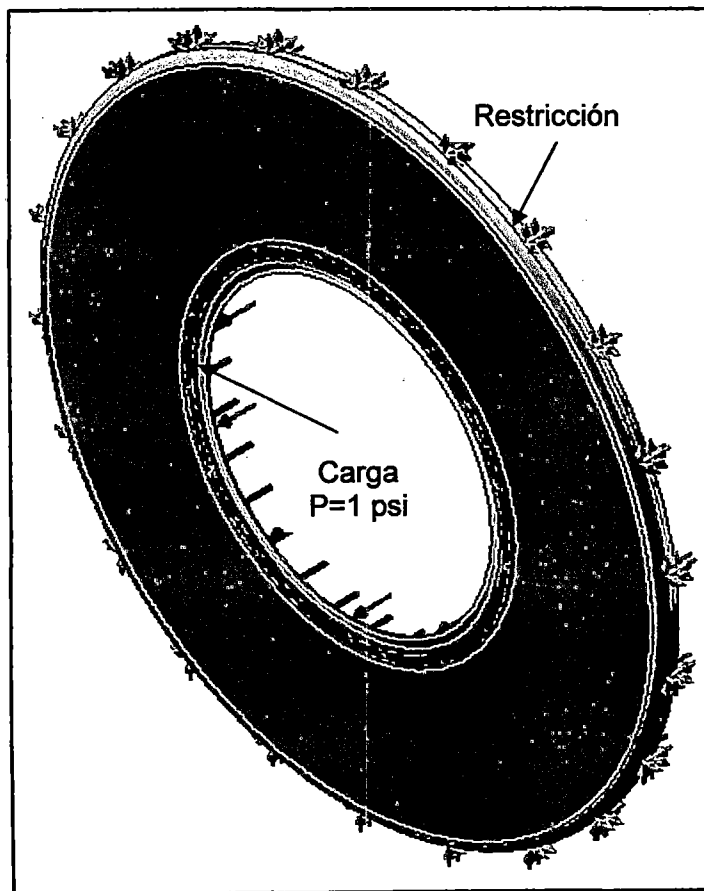


Fig. 6.7: Carga y Restricción para Tapa Entrada

Restricción Fija (Placa Tapa soldada al Casco interiormente)

Carga Aplicada, en cara interior de la Placa Tapa " = 1 Psi

Paso 3 y 4; Generación Mallado y Solución del Análisis (Tabla 6.3):

Tabla 6.3: Información de malla para Tapa Entrada	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Verificación jacobiana:	4 Puntos
Tamaño de elementos:	50 mm
Tolerancia:	2.5 mm
Número de elementos:	31822
Número de nodos:	63299

Paso 5: Visualización de los resultados: Se visualizan los Análisis de Esfuerzos (Fig. 6.8) y Desplazamientos (Fig. 6.9):

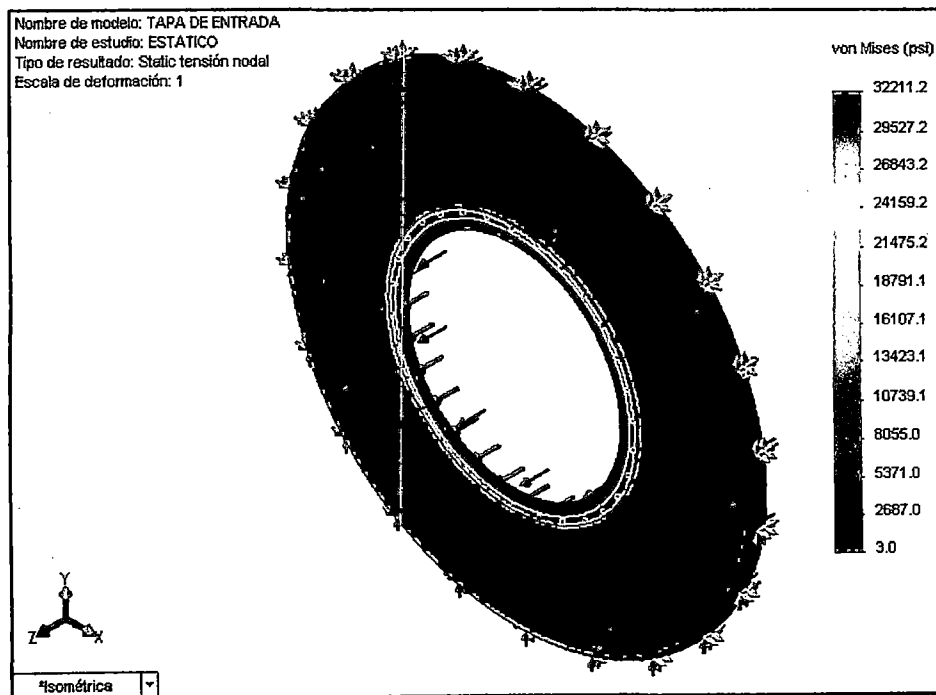


Fig. 6.8: Distribución de los Esfuerzos Tapa Entrada

De la figura 6.8 referido a los esfuerzos, el mayor esfuerzo alcanzado está alrededor de 32211.2 Lb/pulg² (según Criterio de Von Misses) y que no supera el límite de fluencia del material.

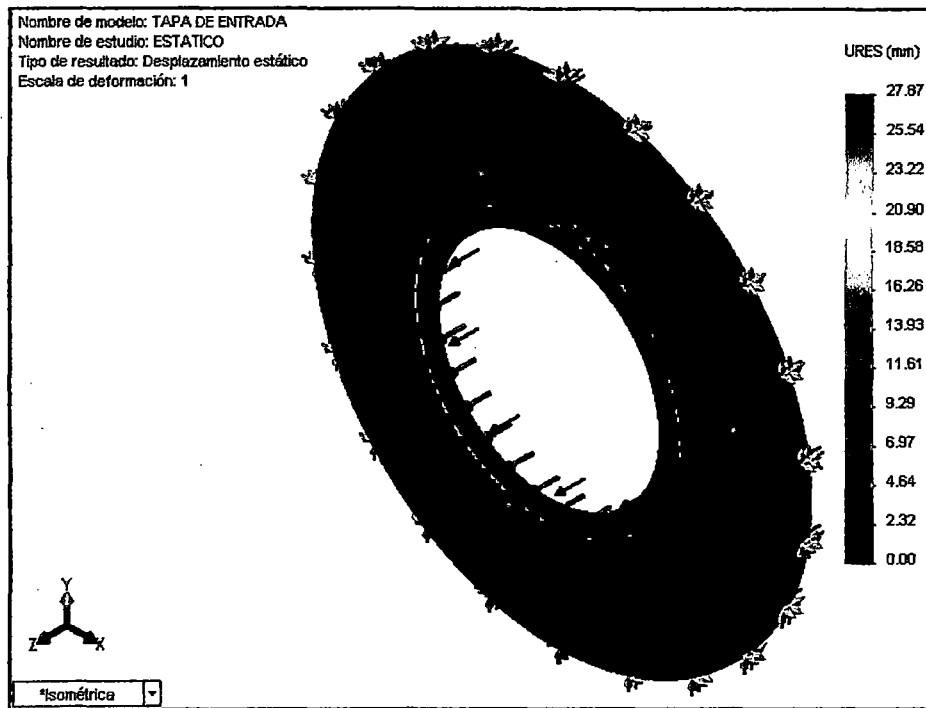


Fig. 6.9: Gradiente de Desplazamientos Tapa Entrada

De la figura 6.9 referido a los desplazamientos, el mayor desplazamiento está alrededor de 28 mm. (Este valor es mucho mayor al valor encontrado de 5 mm. con el análisis por Teoría de Placas Planas).

Ya que este desplazamiento se da en el agujero interior de la Tapa, en el análisis de resultados haremos los reforzamientos requeridos.

PISTAS DE RODADURA:

Para el Análisis se ha considerado la Pista cargada por las reacciones de los (4) Polines y restringida por las (32) Cuñas (fijación a casco).

Paso 1; Modelo Geométrico (ver figura 6.10) y Material:

Nº	Nombre de pieza	Cantº.	Material	Peso (Kg)	Total (Kg)
1	Apoyo pista	1	ASTM A36	1850	1850
2	Pista	1	Acero	2303	2303
Peso Total Pista Rodadura (Kg)					4153

Paso 2; Cargas y Restricciones (ver fig. 6.10):

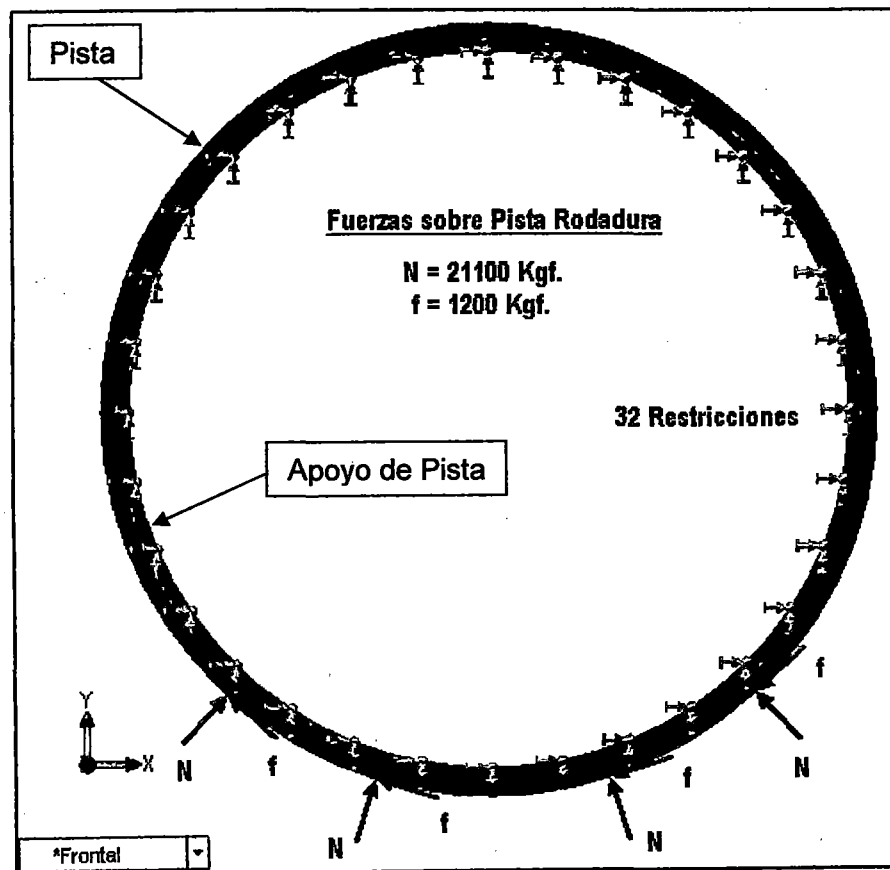


Fig. 6.10: Carga y Restricción para Pista Rodadura

Restricción Fija (32 Cuñas para fijación de Apoyo de Pista)

Carga Aplicada, " = 21100 Kgf y " = 1200 Kgf (Normal y Tangente a la Pista según ubicación de los 4 Polines).

Paso 3 y 4; Generación Mallado y Solución del Análisis (Tabla 6.4):

Tabla 6.4: Información de malla para Pista Rodadura	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Verificación jacobiana:	4 Puntos
Tamaño de elementos:	50 mm
Tolerancia:	2.5 mm
Número de elementos:	35314
Número de nodos:	57738

Paso 5: Visualización de los resultados: Se visualizan los Análisis de Esfuerzos (Fig. 6.11) y Desplazamientos (Fig. 6.12):

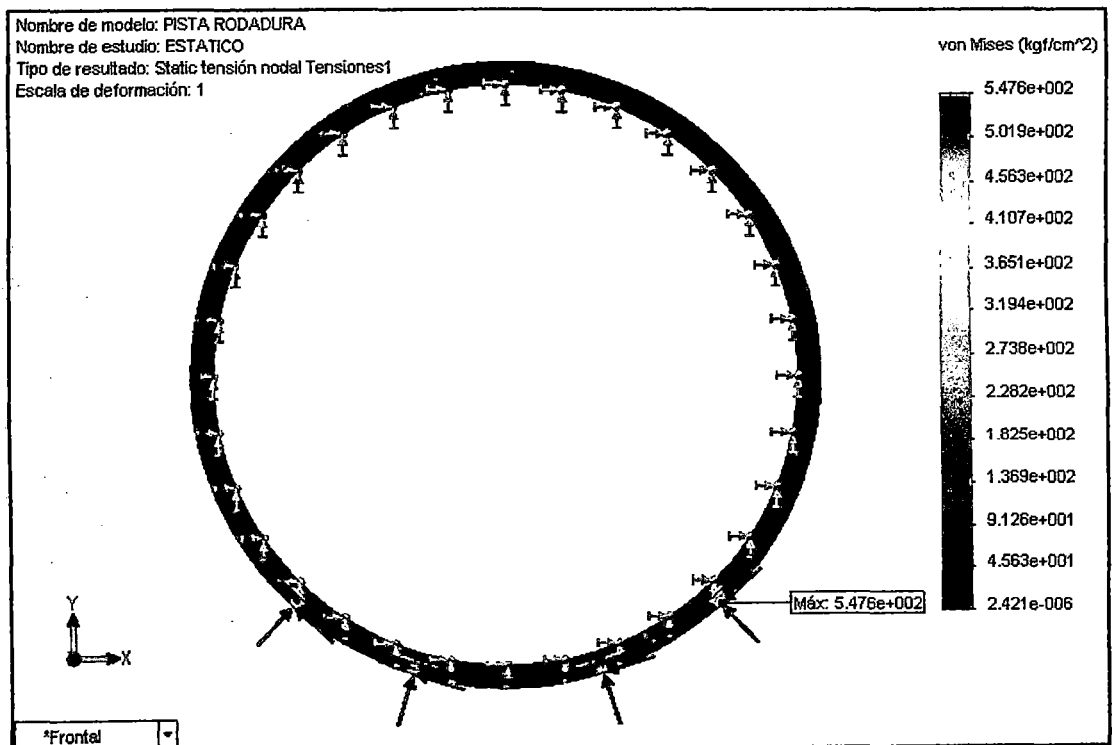


Fig. 6.11: Distribución de los Esfuerzos Pista de Rodadura

De la figura 6.11 referido a los esfuerzos, el mayor esfuerzo alcanzado ocurre en el apoyo del segundo Polín (empezando de la derecha) y esta alrededor de 547.6 Kg/cm² (según Criterio de Von Misses) y que no supera el límite de fluencia del material.

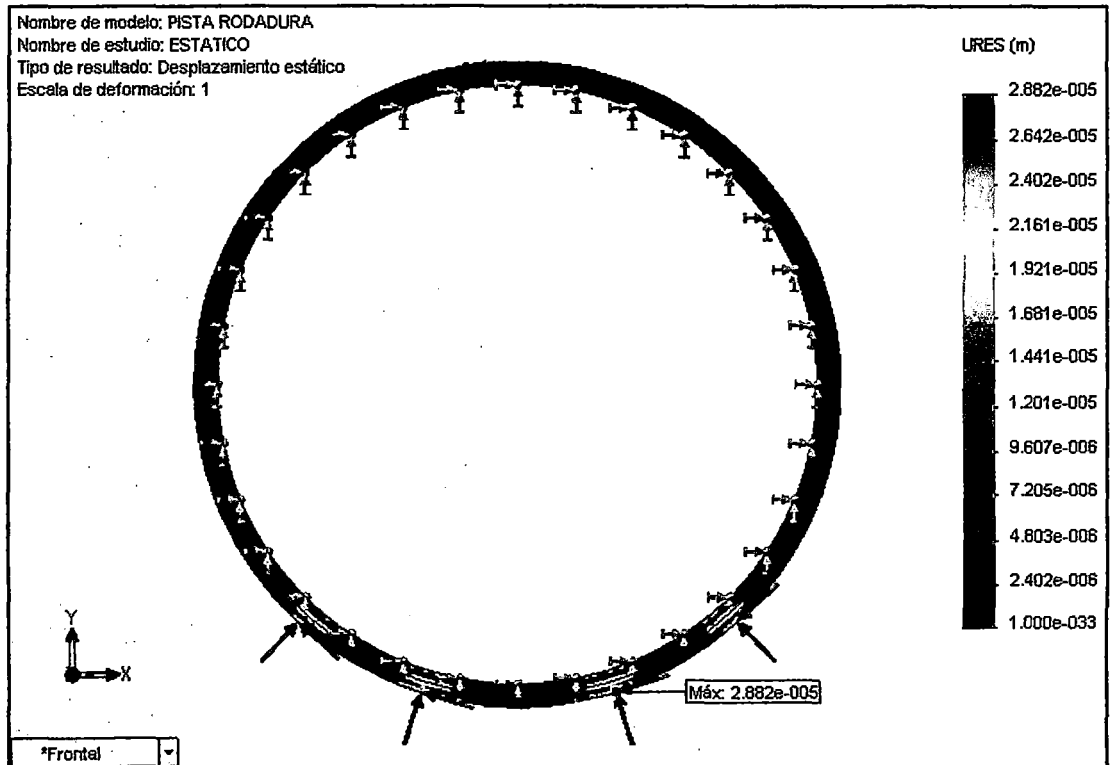


Fig. 6.12: Gradiente de Desplazamientos Pista de Rodadura

De la figura 6.12 referido a los desplazamientos, el mayor desplazamiento ocurre en el apoyo del segundo Polín (empezando de la derecha) y esta alrededor de 0.03 mm.

SISTEMA DE POLINES:**POLIN DOBLE**

Para el Análisis se considera el Polín Doble cargados por las reacciones de la Pista Rodadura y restringida por los (2) apoyos ubicados en los extremos del Eje Central.

Paso 1; Modelo Geométrico (ver figura 6.13) y Material:

Nº	Nombre de pieza	Cantº.	Material	Peso (Kg)	Total (Kg)
1	Eje Polín Central	1	SAE 1045	208	208
2	Eje Polín	2	SAE 1020	36	72
3	Polín	2	SAE 1045	364	728
4	Placa Unión	2	A-36	101	202
5	Otros	1	Acero	90	90
Peso Total Polines Doble (Kg)					1300

Paso 2; Cargas y Restricciones (ver fig. 6.13):

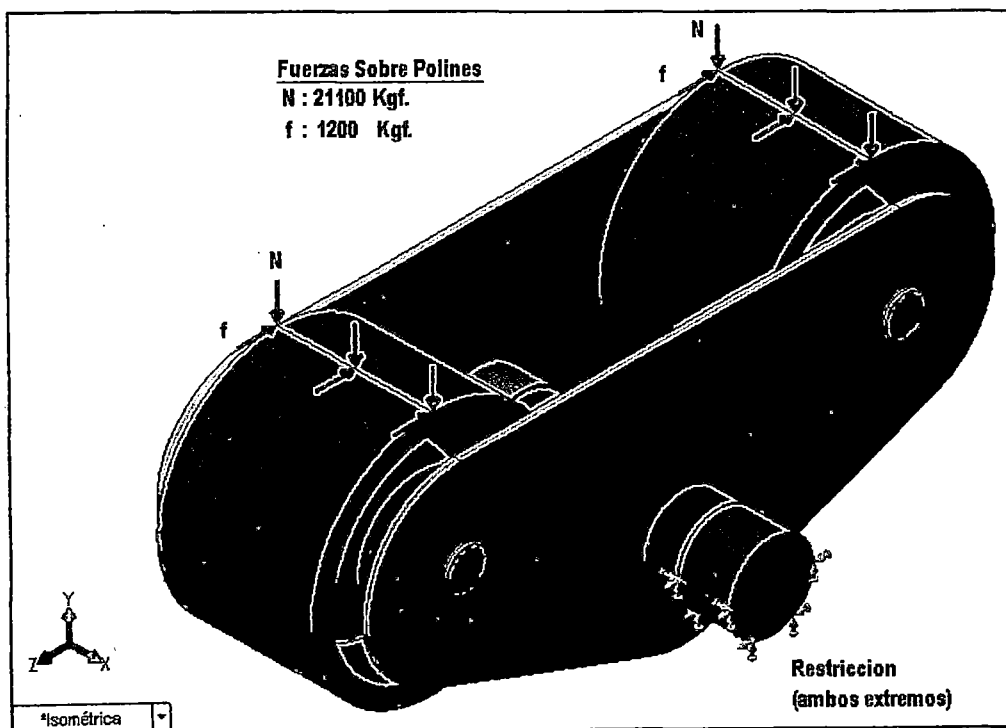


Fig. 6.13: Carga y Restricción para Polín Doble

Paso 3 y 4; Generación Mallado y Solución del Análisis (Tabla 6.5):

Tabla 6.5: Información de malla para Sistema de Polines	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Verificación jacobiana:	4 Puntos
Tamaño de elementos:	50 mm
Tolerancia:	2.5 mm
Número de elementos:	17048
Número de nodos:	30020

Paso 5: Visualización de los resultados: Se visualizan los Análisis de Esfuerzos (Fig. 6.14) y Desplazamientos (Fig. 6.15):

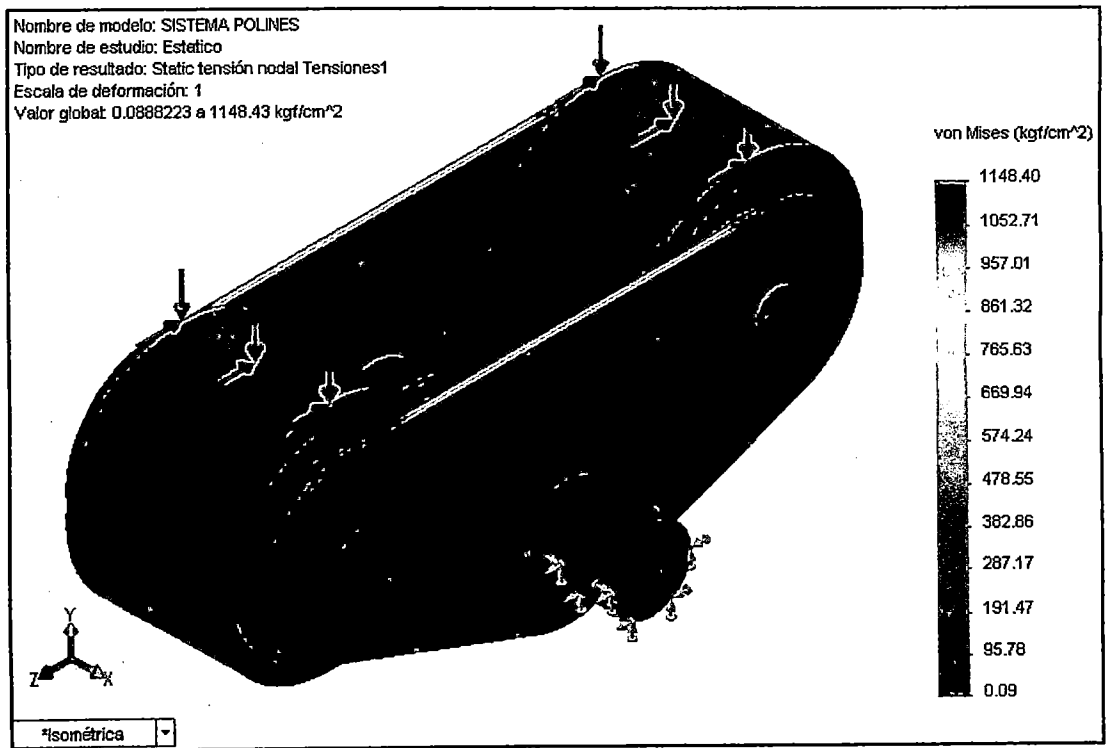


Fig. 6.14: Distribución de los Esfuerzos Polín Doble

De la figura 6.14 referido a los esfuerzos, el mayor esfuerzo alcanzado está alrededor de 1148.4 Kg/cm² (según Criterio de Von Misses) el cual se encuentra ubicado en el Eje de Polín que no supera el límite de fluencia del material (SAE 1045).

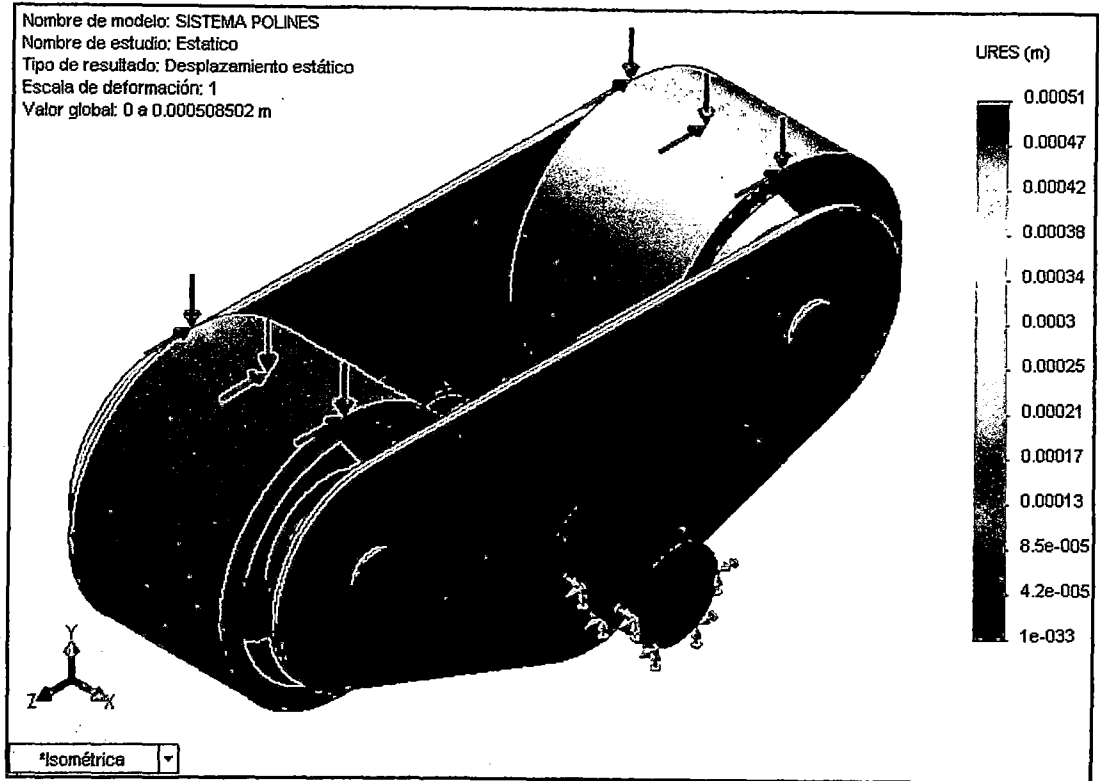


Fig. 6.15: Gradiente de Desplazamientos Polín Doble

De la figura 6.15 referido a los desplazamientos, el mayor desplazamiento alcanzado esta alrededor de 0.051 mm, el cual se encuentra ubicado en el Polín Lado Derecho.

6.4. ANALISIS DE LOS RESULTADOS:

Analizando los resultados obtenidos, obtenemos el resumen (ver Tabla 6.6):

Tabla 6.6: Resumen de los Resultados Obtenidos					
Ítem	Elemento	Esfuerzos			Desplaz. (mm)
		M.E.F (Kg/cm ²)	Real (Kg/cm ²)	F.S	
1	Baffles (Guía Tubos)	54.8	2549.3	46	0.56
2	Tapa Descarga	27.4		93	0.01
3	Tapa Entrada	2264.7		1.1	28
4	Pista Rodadura	547.6		4.6	0.028
5	Polín Doble	1148.4		3	0.51

De la Tabla 6.6 podemos observar que el ítem 3 tiene el menor F.S. y el mayor Desplazamiento, por tal motivo se harán modificaciones a la geometría y así poder mejorar sus propiedades.

Además al ítem 4 se harán modificaciones en las restricciones, esto hará disminuir el F.S pero nos permitirá tener mejores facilidades en el montaje.

Ítem 3 "Tapa Entrada":

Cambio: Se modifica el espesor de Tapa (de 8 mm a 9 mm), además se añadió refuerzo interior (Platina 3/8"x3") en la zona de agujero.

Análisis de Esfuerzos ver Figura 6.16:

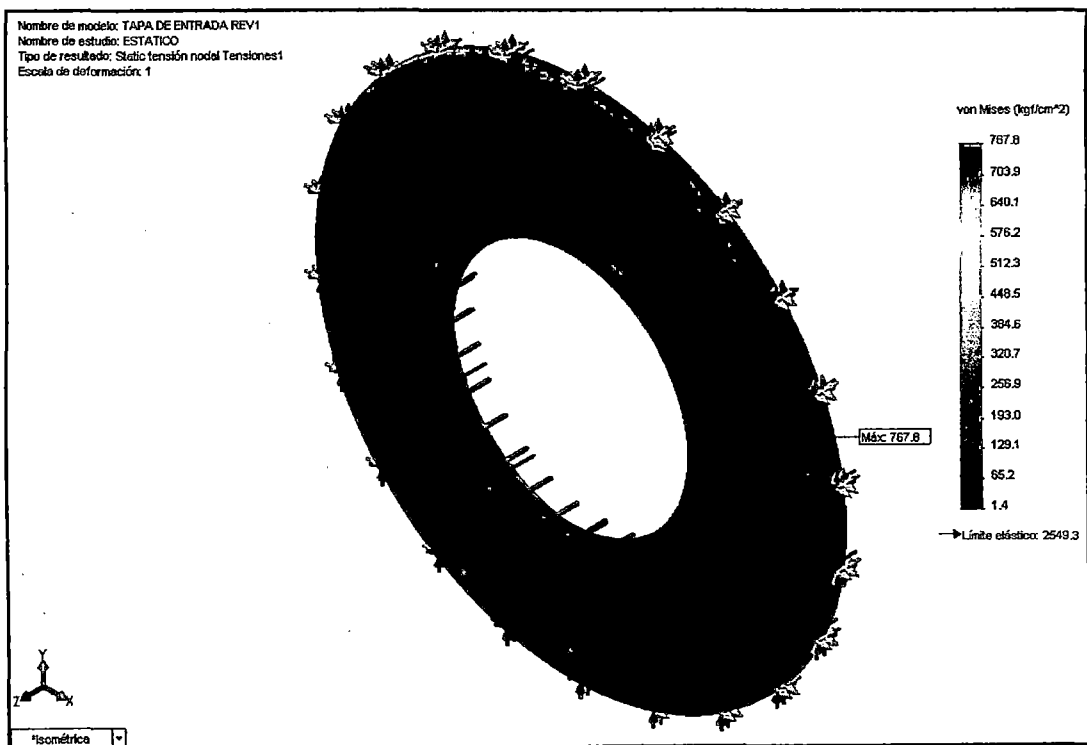


Fig. 6.16: Distribución de los Esfuerzos Tapa Entrada Modificada

De la fig. 6.16 las modificaciones realizadas a la Tapa, permitieron disminuir los esfuerzos hasta 767.8 Kg/cm², obteniéndose un F.S de 3.3 (aumento 200%).

Análisis Desplazamientos ver figura 6.17:

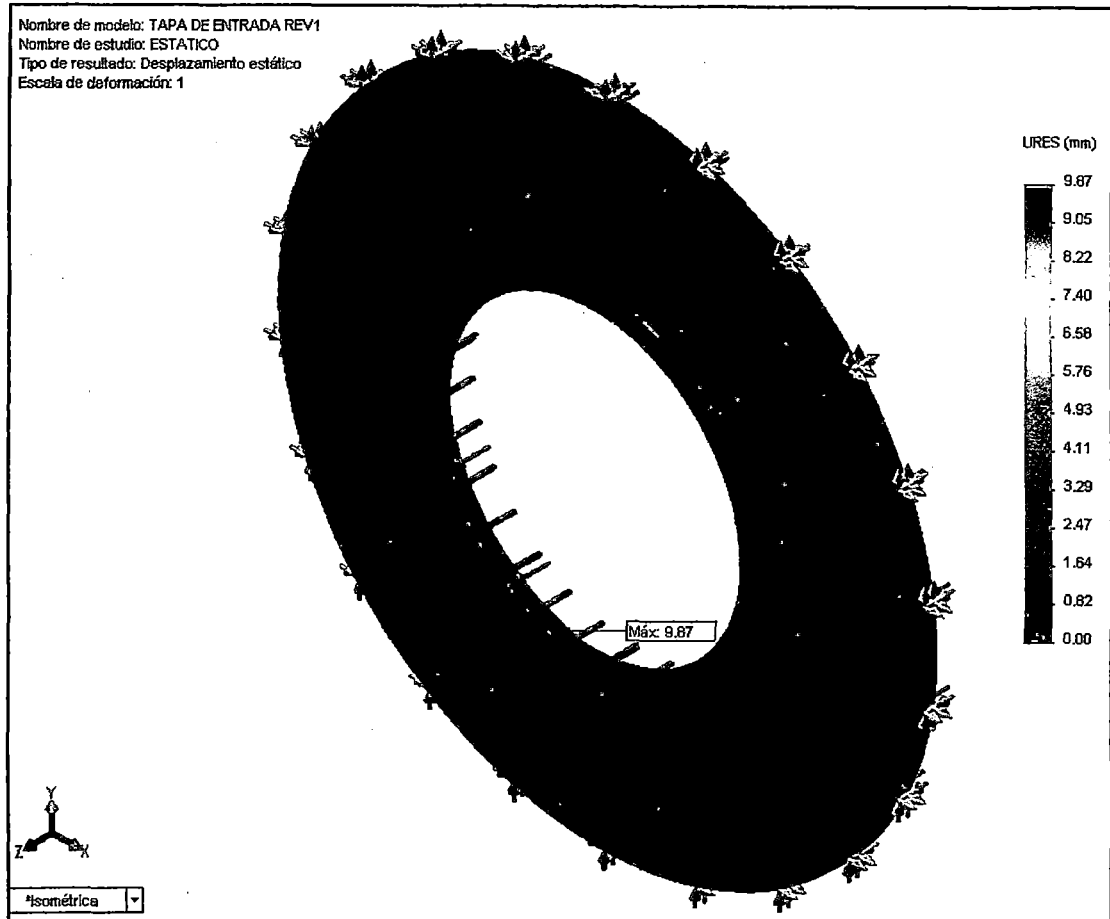


Fig. 6.17: Gradiente de Desplazamientos Tapa Entrada Modificada

De la figura 6.17 las modificaciones hechas a la Tapa, permitieron disminuir los desplazamientos hasta 9.87 mm (disminuyó el 65%).

Ítem 4 "Pista de Rodadura":

Cambio: Modificar las restricciones de 32 a 16 cuñas (disminución 50%)

Análisis de Esfuerzos ver Figura 6.18:

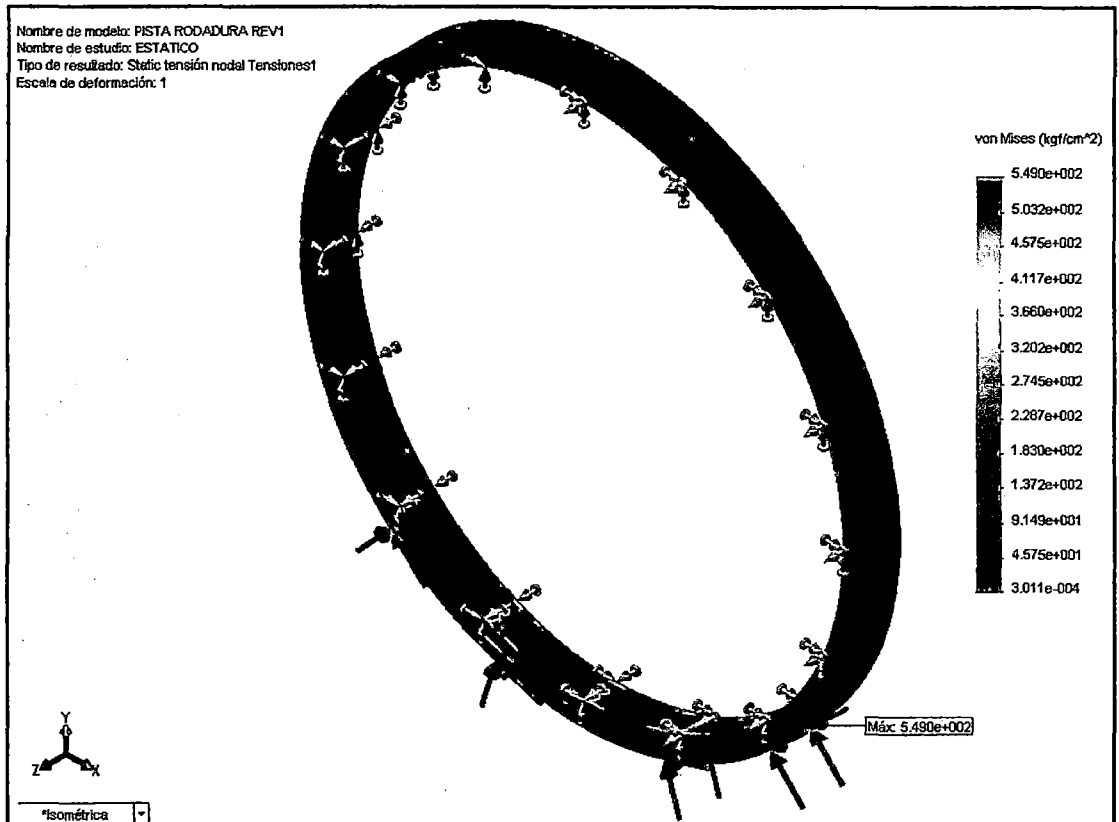


Fig. 6.18: Distribución de los Esfuerzos de la Pista Rodadura Modificada

De la figura 6.18 referido a los esfuerzos en la Pista Modificada, el mayor esfuerzo alcanzado esta alrededor de 549 Kg/cm² (aumento 0.3%), teniendo un F.S de 4.6.

CAPITULO VII

EVALUACION ECONOMICA

7.1. METRADO Y PESO DEL EQUIPO:

Para el Metrado (Tabla 7.1) y Peso (Tabla 7.2) del Equipo se considerara la siguiente metodología:

Tabla 7.1: METRADO SECADOR ROTATUBOS					
PARTE	CANT.	DESCRIPCION	MAT.	PESO UNIT. (Kg.)	PESO TOTAL (Kg.)
CARCAZA					
Casco Ø 3.6 mt.	1	Pl. 12x3900x11350 (Lado Carga)	A-36	41750,7	41750,7
	1	Pl. 16x2400x11360 (Lado Pista Movil)	A-36	3428,7	3428,7
	1	Pl. 12x8700x11350 (Lado Intermedio)	A-36	9313,6	9313,6
	1	Pl. 16x1500x11360 (Lado Pista Fija)	A-36	2143,0	2143,0
	1	Pl. 12x4800x11350 (Lado Descarga)	A-36	5138,6	5138,6
Chaqueta Ø 3.7 mt.	10	Pl. 8x1500x11650	A-36	1098,8	10988,3
	2	Pl. 8x1100x11650	A-36	805,8	1611,6
	1	Pl. 8x750x11650	A-36	549,4	549,4
	1	Pl. 8x690x11650	A-36	505,5	505,5
	1	Pl. 8x580x11650	A-36	424,9	424,9
	16	Pl. 6x420x1785 (Media Caña)	A-36	35,4	565,7
	6	Pl. 12xØext.3632 mm Øint.3742 mm (Brida)	A-36	60,1	360,6
	7	Pt. 1½"x1½"x11510 (Separadores)	A-36	131,3	919,3
PESO TOTAL CARCAZA (Kg.)					78619,1

PARTE	CANT.	DESCRIPCION	MAT.	PESO UNIT. (Kg.)	PESO TOTAL (Kg.)
HAZ DE TUBOS TIPO BUNDLE					
Haz	186	Tubo Ø4" sch10 x 20 mts.	A-53	167,2	31099,2
Cabezales	6	Pl. 8x Ø1230 (Lado Carga)	A-36	74,7	448,3
	6	Pl. 8x Ø1830 (Lado Descarga)	A-36	165,4	992,3
	6	Brida Ø180 en Pl. 1 1/2"	A-36	6,4	38,4
	6	Pl. 8x Ø200 (Rfzo)	A-36	2,0	11,9
Placa Portatubo	12	Pl. 1½" x Ø1120 mm	A-36	295,0	3540,4
PESO TOTAL HAZ DE TUBOS TIPO BUNDLE (Kg.)					36130,5
DISTRIBUIDOR CENTRAL					
Cuerpo y Cabezal	1	Pl. 6x2532x1360 (Cuerpo Cilindrico)	A-36	162,4	162,4
	2	Pl. 4,5x Ø980 (Tapa Bombeada)	A-36	26,7	53,4
	1	Pl. 8x Ø800 (Disco Interior)	A-36	31,6	31,6
	1	Pl.25 x Øext.925 x Øint.815 (Brida Central)	A-36	29,5	29,5
Ejes - Tubo	1	Tubo Ø5" sch120 x 1,75 mts.	A-53	70,6	70,6
	1	Pl. 6 mm x Ø127 (Tapa Tubo Ø5")	A-36	0,6	0,6
	1	Tubo Ø8" sch80 x 1,75 mts.	A-53	71,1	71,1
	2	Pl. 12 mm x Ø203 (Tapa Tubo Ø8")	A-36	3,0	5,9
	1	Tubo Ø10" sch80 x 0,7 mts.	A-53	67,1	67,1
	2	Pl. 6 mm x Ø253 (Tapa Tubo Ø10")	A-36	4,7	9,5
Con. Alim. Vapor	3	Tubo Ø3" sch40 x 0,2 mts.	A-53	2,3	6,8
	3	Brida 3" Slip-On 150#	A-36	4,1	12,2
Conexión Condensado Tubos	6	Tubo Ø3" sch40 x 0,28 mts.	A-53	3,2	19,0
	6	Brida 3" Slip-On 150#	A-36	4,1	24,5
	6	Tubo Ø2 1/2" sch40 x 0,1 mts.	A-53	0,9	5,2
	6	Brida 2 1/2" Slip-On 150#	A-36	3,2	19,1
Conexión Condensado Chaqueta	3	Tubo Ø2 1/2" sch40 x 0,28 mts.	A-53	2,4	7,2
	3	Brida 2 1/2" Slip-On 150#	A-36	3,2	9,5
	3	Tubo Ø2" sch40 x 0,1 mts.	A-53	0,5	1,6
	3	Brida 2" Slip-On 150#	A-36	2,3	6,8
PESO TOTAL DISTRIBUIDOR CENTRAL (Kg.)					613,6

PARTE	CANT.	DESCRIPCION	MAT.	PESO UNIT. (Kg.)	PESO TOTAL (Kg.)
BAFLES, TAPA DESCARGA Y TAPA ENTRADA					
Baffles	18	Pl. 6x1390x2900 (Baffle)	A-36	190,1	3421,8
	64	Tubo Ø5" sch10 x 0,06 mts. (Guías Apoyo)	A-53	0,7	44,4
	18	PT. 3/8"x1½"x3200 (Refuerzo Baffle)	A-36	9,1	164,3
Tapa Descarga	1	Pl. 16x Øext. 3600 Øint. 800 (Araña)	A-36	499,8	499,8
	1	Pl. 25 x Øext. 925 x Øint. 815 mm (Brida)	A-36	29,5	29,5
Tapa Entrada	1	Pl. 9 x Øext. 3750 Øint. 1635 (Desarrollo)	A-36	632,8	632,8
	1	Pl. 12 x Øext. 1900 x Øint. 1760 mm (Brida)	A-36	38,0	38,0
PESO TOTAL BAFLES, TAPA DESCARGA Y TAPA ENTRADA (Kg.)					4830,7
PALETAS					
Levante y Avance	12	Pl. 3x150x19300 (Tipo A)	A-36	68,3	819,2
	12	Pl. 3x170x19300 (Tipo B)	A-36	81,9	982,5
	12	Pl. 6x200x980 (Avance)	A-36	9,2	110,9
PESO TOTAL PALETAS (Kg.)					1912,6
PISTA DE RODADURA					
Pista	2	Øext. 4100 x Øint. 3940 x Ancho 300 mm	A-36	2382,5	4765,0
Apoyo Pista	2	Øext. 3940 x Øint. 3780 x Ancho 250 mm	A-36	1906,8	3813,7
Omegas	32	Pl. 16x200x580 (Omega Pistas)	A-36	14,6	466,8
PESO TOTAL PISTA RODADURA (Kg.)					9045,5

PARTE	CANT.	DESCRIPCION	MAT.	PESO UNIT. (Kg.)	PESO TOTAL (Kg.)
SISTEMA POLINES					
Polín Radial	8	Øext.550 x Øint.200 mm x Ancho 350 mm	1045	365,0	2920,0
	8	Eje Ø5"x 510 mm (Eje Polín).	1045	50,8	406,2
	4	Eje Ø6"x 800 mm (Eje Fijo Central)	1045	127,6	510,4
	8	Eje Ø11"x 125 mm (Soporte Eje Central)	1045	62,6	501,2
	8	Pl. 38x450x125 (Placa Soporte)	A-36	17,5	139,8
	8	Pl. 25x610x1420 (Placa Unión)	A-36	170,2	1361,7
	8	tubo Ø8" sch120 x 0,2 mts. (Guía Placa)	A-53	18,1	144,6
Polín Axial	2	PL. 100 mm x Øext.370 mm (Rueda)	A-36	84,5	169,0
	2	PL. 30 mm x Øext.350 mm (Tapa Rueda)	A-36	22,7	45,4
	8	Eje Ø6"x 300 mm (Eje Rueda)	1045	43,0	344,1
	2	PL. 30 mm x 350 x 400 mm (Base Eje)	A-36	28,3	56,6
	6	PL. 25 mm x 150 x 125 mm (Cartelas)	A-36	3,7	22,1
Estructura Soporte Pista Rodadura	2	Pl. 25x950x3250 (Placa Base)	A-36	606,7	1213,4
	4	Pl. 19x300x3200 (Placa Alma)	A-36	143,4	573,5
	4	Pl. 25x150x3200 (Placa Ala)	A-36	94,3	377,3
	16	Pl. 19x225x300 (Cartelas Ext.)	A-36	11,2	179,2
	4	Pl. 19x460x325 (Cartelas Int.)	A-36	22,3	89,3
	4	Pl. 25x460x425 (Angulo Cierre)	A-36	38,4	153,7
	2	Pl. 25x200x450 (Base Polín Axial)	A-36	17,7	35,4
	4	Pl. 19x330x300 (Cartelas Base Polín)	A-36	14,8	59,1
PESO TOTAL SISTEMA POLINES (Kg.)					9301,9

PARTE	CANT.	DESCRIPCION	MAT.	PESO UNIT. (Kg.)	PESO TOTAL (Kg.)
SISTEMA TRANSMISION					
Cremallera	1	PL. 46 mm x Øext.4020 x Øint.3830 mm (Catalina)	A-36	423,5	423,5
	1	PL. 25 mm x 150 mm x Øext.3830 (Apoyo)	A-36	352,5	352,5
	16	Pl. 16x200x500 (Omegas Cremallera)	A-36	12,6	201,2
Contra Eje	1	Eje Ø7.25"x 1600 mm	1045	335,1	335,1
Base Contra Eje	1	Pl. 12x850x1400 (Placa Base)	A-36	112,2	112,2
	2	Pl. 9x485x900 (Canal Plegado)	A-36	31,2	62,4
	4	Pl. 9x320x900 (Soporte Plegado)	A-36	20,4	81,5
	2	Pl. 32x250x650 (Base Chumacera)	A-36	40,9	81,7
	8	Pl. 9x120x100 (Cartela)	A-36	0,8	6,8
	4	Pt. 3"x½"x250 (Refuerzo)	A-36	1,9	7,6
Guarda	2	PL. 3 mm (Parte Superior)	A-36	35,4	70,7
	2	PL. 3 mm (Parte Inf. A)	A-36	44,1	88,1
	2	PL. 3 mm (Parte Inf. B)	A-36	44,1	88,1
	2	PL. 3 mm (Parte Inf. C)	A-36	10,6	21,2
	1	PL. 3 x 280x15820 (Parte Lateral)	A-36	104,4	104,4
PESO TOTAL SISTEMA TRANSMISION (Kg.)					2037,2
TUBERIA ALIMENTACION VAPOR					
Vapor a Haz Tubos	6	Tubo Ø4" sch10 x 21.4 mts.	A-53	178,9	1073,4
	12	Codos Ø4"x90° R.L	A-53	4,1	49,0
	6	Red. Concéntrica Ø4"xØ3" sch40	A-53	4,1	24,5
	6	Tubo Ø3" sch40 x 0,1 mts.	A-53	1,1	6,8
	6	Brida 3" Slip-On 150#	A-53	4,1	24,5
Vapor a Chaqueta	3	Tubo Ø2" sch40 x 0,2 mts.	A-53	1,1	3,3
	3	Red. Concéntrica Ø2"xØ1" sch40	A-53	0,5	1,6
	3	Brida 2" Slip-On 150#	A-53	2,3	6,8
Manifold	3	Tubo Ø3" sch40 x 1 mts.	A-53	11,3	33,9
	6	Tee Recta Ø3" sch40	A-53	3,2	19,1
	3	Red. Concéntrica Ø3"xØ2" sch40	A-53	1,1	3,4
	3	Codos Ø2"x90° R.L	A-53	0,7	2,2
	3	Tubo Ø2" sch40 x 0,2 mts.	A-53	0,8	2,5
	9	Brida 3" Slip-On 150#	A-53	4,1	36,7
	3	Brida 2" Slip-On 150#	A-53	2,3	6,8
PESO TOTAL TUBERIA ALIMENTACION VAPOR (Kg.)					1294,4

PARTE	CANT.	DESCRIPCION	MAT.	PESO UNIT. (Kg.)	PESO TOTAL (Kg.)
ACCESORIOS					
	1	Caja Alimentación Completo	A-36	785,0	785,0
	1	Chute Descarga Completo	A-36	1200,0	1200,0
Aislamiento Térmico	1	Pl. 0.5x11835x4150 (Cuerpo)	I-304	197,2	197,2
	1	Pl. 0.5x11835x5250 (Cuerpo)	I-304	249,5	249,5
	1	Pl. 0.5x11835x9450 (Cuerpo)	I-304	449,0	449,0
	8	Pl.0.5x Øext.3768 x Øint.3716 mm (Anillo)	I-304	1,4	11,3
	16	Pl.0.5x Øext.3756 x Øint.3716 mm (Arriestre)	I-304	0,9	15,1
PESO TOTAL ACCESORIOS (Kg.)					2907,1

De las Tablas anteriores se obtiene el peso Aproximado del Equipo:

TABLA 7.2: PESO APROXIMADO DEL EQUIPO	
PARTES DEL EQUIPO	Parcial (Kg.)
CARCAZA	78619,1
HAZ DE TUBOS	36130,5
DISTRIBUIDOR CENTRAL	613,6
BAFLES, TAPA DESCARGA Y TAPA ENTRADA	4830,7
PALETAS LEVANTE Y AVANCE	1912,6
PISTA DE RODADURA	9045,5
SISTEMA DE POLINES	9301,9
SISTEMA DE TRANSMISIÓN	2037,2
TUBERÍA ALIMENTACIÓN DE VAPOR	1294,4
ACCESORIOS	2907,1
EQUIPAMIENTO	1467,4
PESO TOTAL (KG)	148160

7.2. CALCULO DEL PRECIO DEL EQUIPO:

Para el cálculo del precio del equipo se considerara la siguiente metodología:

MATERIAL BASICO:**US\$ 145557**

Tabla 7.3: Costo Material Básico						
Tipo	Mat.	Neto (Kg.)	Merma (%)	Bruto (Kg.)	C. Unit. (US\$/Kg.)	Parcial (US\$)
Plancha y Platina	A-36	106930,9	7,5%	114950,7	0,85	97708,1
Planchas	Inox. 304	922,1	5%	968,2	3	2904,7
Tubos	A-53	32756,4	2,5%	33575,3	0,95	31896,6
Ejes	SAE 1045	5017,1	2,5%	5142,5	2,5	12856,3
Bridas	A-36	147,0	0%	147,0	1,3	191,1
Total Material Básico (US\$)						145557

MATERIAL CONSUMIBLE:**US\$ 10526**

Tabla 7.4: Costo Material Consumible					
Tipo	Factor (%)	Peso a Soldar (Kg.)	Peso Soldadura (Kg.)	C. Unit. (US\$/Kg.)	Parcial (US\$)
Soldadura E6011 y E7018	2,5%	106930,9	2673,3	3	8019,8
Disco Corte y Desbaste				66,8	501,2
Acetileno y Oxigeno					2005,0
Total Material Consumible (US\$)					10526

EQUIPAMIENTO:**US\$ 88200**

Tabla 7.5: Costo Equipamiento		
Tipo	Obs.	Parcial (US\$)
Pernería	A-325	500
Empaquetaduras	Nitrilo	300
Válvulas	Acero	1600
Lana Mineral	F.V	500
Mangueras Flexibles Bridadas		2500
Juntas Rotativas	Johnson	16000
Visores y Manómetros		500
Rodamientos y Soportes	SKF	37600
Transmisión (Piñón, Cadena y otros)		4200
Motor, Reductor y Acoplamiento		24500
Total Costo Equipamiento (US\$)		88200

MANO de OBRA:**US\$ 66046**

Tabla 7.6: Costo Mano de Obra					
Tipo	Ratio (H-H/Ton)	Peso (Ton.)	h-h/d	U\$/d-h.	Parcial (US\$)
M.O	165	145,6	8	22	66046
Total Costo Mano de Obra (U\$)					66046

SERVICIOS:**US\$ 28874**

Tabla 7.7: Costo Servicios					
Servicio	Peso (Kg)	Área (m2)	C. Unit. (U\$/Kg.)	C. Unit. (US\$/m2)	Parcial (US\$)
Rolado	86440,0		0,1		8644
Bombeado	2130,0		1		2130
Maquinados	5800,0		2,5		14500
Aislamiento		200		15	3000
Alquiler Equipos					600
Total Servicios (US\$)					28874,0

COSTO DIRECTO:**US\$ 339202,7**

Tabla 7.8: Costo Directo	
	Parcial (US\$)
Material Básico	145556,7
Material Consumible	10526,0
Equipamiento	88200,0
Mano de Obra	66046,0
Servicios	28874,0
Total Costo Directo (US\$)	339202,7

G.G Y GANANCIA:**US\$ 67840,5**

Tabla 7.9: Costo G.G y Ganancia	
	Parcial (US\$)
20% Costo Directo	67840,5

VALOR DEL EQUIPO:**US\$ 407043,2**

Tabla 7.10: Valor del Equipo	
	Parcial (US\$)
Costo Directo	339202,7
G.G y Ganancia	67840,5
Total Valor del Equipo (US\$)	407043,2

CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos del diseño en el presente trabajo conducen a las siguientes conclusiones:

1. El Diseño del Equipo es considerado para la Operación de Secado del proyecto de una Planta de Fabricación de Harina de Pescado.
2. Se ha omitido el cálculo de la deformación del Secador por Efectos de la Temperatura, ya que estos equipos operan a una temperatura promedio de 115°C a 120 °C y el material utilizado (A-36) recién empieza a perder propiedades mecánicas a partir de los 343 °C.
3. La presente tesis trata sobre el diseño mecánico del secador, partiendo del cálculo de la capacidad esperada por balance térmico.
4. Para el diseño de las Pistas de rodadura solo se ha considerado la carga actuante vertical debido al peso y la carga.
5. Las Pistas de Rodadura según lo verificado por Método de Elementos Finitos tiene un factor de seguridad 4.6.
6. Los Secadores Rotatubos tipo Bundle, han demostrado por experiencia obtener buen resultado el secado en segunda etapa (aplicación en pesquera TASA) y primera etapa (Aplicación en pesquera AUSTRAL).
7. El presente Tesis puede servir para el diseño de Secadores Rotatubos tipo Bundle de diferentes capacidades.
8. Realizando el Diseño y Fabricación de estos secadores representa aproximadamente un ahorro del 10% a 15% respecto al importado.

RECOMENDACIONES

1. Se debe tener en cuenta que la máxima evaporación de los Secadores Rotatubos tipo Bundle se dan cuando operan entre los 22% a 45% de humedad de la harina de pescado (2da Etapa de Secado).
2. Los Secadores Rotatubos que operan entre los 45% a 55% de humedad de la harina de pescado (1ra Etapa de Secado) deben tener cámara de Pre-secado.
3. Debe evitar girarse los secadores en seco es decir sin vapor, ya que el vapor sirve de "lubricante" a las juntas rotativas.

BIBLIOGRAFIA

1. DISEÑO DE MAQUINAS, AÑO 2006, 3RA EDICION, AUTOR ROBERT L. NORTON.
2. ASME SECCION VIII DIVISION 1 RULES FOR CONSTRUCTION OF PRESSURE VESSEL, EDICION 2007, AUTOR ASME
3. MACHINE ELEMENTS IN MECHANICAL DESIGN, AÑO 2004, 4TA EDICION, AUTRO ROBERT L. MOTT.
4. DISEÑO ELEMENTOS DE MAQUINAS, CUARTA EDICION, AUTOR V.M FAIRES.
5. STANDAR HANDBOOK OF CHAINS, AÑO 2006, 2DA EDICION, AUTOR AMERICAN CHAIN ASSOCIATION.
6. ROARK'S FORMULAS FOR STRESS AND STRAIN, AÑO 2002, 7MA EDICION, AUTOR WARREN C. YOUNG, RICHARD G. BUDYNAS.
7. SHIGLEY'S MECHANICAL ENGINEERING DESIGN, AÑO 2006, 8VA EDICION, AUTOR BUDYNAS-NISBETT.
8. RESISTENCIA DE MATERIALES, AÑO 1994, 4TA EDICION, AUTOR ANDREW PITEL Y FERDINAND L. SINGER.
9. CATALOGO GENERAL SKF, AÑO 2006, PUBLICACION 6000 ES, AUTOR SKF.
10. CATALOGO SEW, INDUSTRIAL GEAR UNITS OF THE MC...SERIES, AÑO 2005, AUTOR SEW.
11. CHEMICAL PROCESS EQUIPMENT, AÑO 1990, 2DA EDICION, AUTOR STANLEY M. WALAS.
12. STANDARDS OF THE TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, AÑO 2007, 9NA EDICION, AUTOR TEMA.

13. HANDBOOK INDUSTRIAL DRYING, AÑO 2006, 3RA EDICION, AUTOR ARUN S. MUJUMDAR.
14. PRESSURE VESSEL DESIGN, AÑO 2006, 1RA EDICION, AUTOR DONATELLO ANNARATONE.
15. THEORY AND DESIGN OF PRESSURE VESSEL, AÑO 1985, 1RA EDICION, AUTRO JHON F. HARVEY.
16. ENGINEERING DATA BOOK III WOLVERINE TUBE INC, AÑO 2006, AUTOR JHON R. THOME.
17. DESIGN OF CURVES MEMBERS FOR MACHINES, AÑO 1979, 1RA EDICION, AUTOR ALEXANDER BLAKE.