

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
SECCIÓN DE POSGRADO Y SEGUNDA ESPECIALIZACIÓN



**OPTIMIZACIÓN DE UN SECADOR ROTATUBOS A VAPOR
DE 40 TON/H PARA LA INDUSTRIA PESQUERA**

TESIS

**PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE MAESTRO EN CIENCIAS CON
MENCION EN INGENIERÍA MECÁNICA – DISEÑO DE MÁQUINAS**

WINSTON NAPOLEÓN ACEIJAS PAJARES

PROMOCIÓN 2001-2

LIMA – PERU

2011

RESUMEN

En la presente tesis se optimiza el diseño existente de un secador indirecto a vapor rotatubos de uso en la industria de harina de pescado, para aumentar su capacidad a 40 Ton/H en materia prima, que demanda el sector pesquero nacional. Se innova los componentes del sistema de suministro de vapor y recuperación de condensado; y para la nueva capacidad se dimensiona el equipo optimizado considerando información práctica y normas de ingeniería con modernas herramientas CAD/CAM.

Así mismo se verifica la resistencia mecánica de la estructura del secador optimizado aplicando el método de elementos finitos para el análisis de esfuerzos y deformaciones.

PALABRAS CLAVES:

Secador indirecto, rotatubos, optimizar, innovación, harina de pescado, diseño, normas, resistencia, esfuerzos, deformaciones, elemento finito.

ABSTRACT

In the present thesis there is optimized the existing design of an indirect dryer to steam rotary tubes of use in the industry of fish meal, to increase his capacity to 40 Ton/H in raw material, which demands the fishing national sector. There are introduced the components of the system of steam supply and recovery of condensed; and for the new capacity the optimized equipment is measured considering practical information and procedure of engineering with modern tools CAD/CAM.

Likewise there happens the mechanical resistance of the structure of the optimized dryer applying the method of finite elements for the stress analysis and deformations.

KEY WORDS:

Indirect dryer, rota tube, optimize, innovation, fish meal, design, measured ,norms, resistance, stress, deformations, finite element.

CONTENIDO

	Página
Carátula	I
Formato F1	II
Dedicatoria	III
Dedicatoria	IV
Agradecimientos	V
Resumen	VI
Abstract	VII
Contenido	VIII
Lista de figuras	XIV
Índice de Tablas	XVIII
Lista de símbolos	XIX

Introducción	22
Capítulo I:	
Aspectos genéricos de la Investigación	25
1.1 Planteamiento del problema	26
1.2 Objetivo de la investigación	27
1.3 Alcances de la investigación	27
1.4 Justificación e importancia	27
1.5 Hipótesis	28
1.6 Método de investigación	28
1.7 Tipo de la investigación	29
1.8 Nivel de la investigación	29
1.9 Novedad científica	29
1.10 Estado del Arte sobre secadores indirectos rotatubos	30
Capítulo II	
Secadores en la Industria de Harina de Pescado	36
2.1 Introducción	36
2.2 Secadores rotatorios	38
2.2.1 Secadores directos	38
2.2.2 Secadores indirectos	40
2.2.2.1 Secador rotatubos	41
2.2.2.2 Secador rotadisk	41
2.2.2.3 Secador al vacío	42
2.2.2.4 Secador de aire caliente	43
Tabla 2.1: Condiciones de operación en algunos secadores industriales	44

2.3	Secadores indirectos a vapor rotatubos para H. P.	45
2.3.1	Descripción del equipo	45
	Secador rotatubos con sus principales	
	Sistemas	46
2.3.2	Ventajas de Secador rotatubos	47
2.3.3	Componentes	48
	2.3.3.1 Casco interior y chaqueta	48
	2.3.3.2 Tubos calentadores	51
	Tipos de ordenamiento	51
	2.3.3.3 Sistema de suministro de vapor	
	y retorno de condensado	52
	2.3.3.4 Equipos auxiliares	53
 Capítulo III		
	Optimización y Dimensionamiento del secador	54
3.1	Introducción	54
3.2	Parámetros de diseño	55
	3.2.1 Tiempo de residencia	55
	3.2.2 Grado de llenado	56
	3.2.3 Coeficiente de transferencia de calor	58
	3.2.4 Relación entre diámetro y longitud	58
	3.2.5 Número de paletas	58
3.3	Área de transferencia de calor	59
	3.3.1 Capacidad	59
	3.3.2 Flujo de Evaporación	60

3.3.3	Área de transferencia de calor	63
3.4	Dimensionamiento del secador	66
3.4.1	Número de tubos calentadores	67
3.4.2	Diámetro del casco interior	71
3.4.3	Diámetro de la tubería de vapor	71
3.4.4	Número de paletas	73
3.5	Optimización del equipo de secado	74
3.5.1	Secador original	74
	Fig 3.7 Vista en corte de secador original	75
3.5.2	Secador optimizado: Tubos en seis haces y chaqueta con medias cañas.	79
3.5.2.1	Sistema de distribución de vapor	80
	Figura 3.13 Vista en corte de secador Con seis haces	81
	Tanque distribuidor central	82
	Suministro de vapor a tubos y chaqueta	84
3.5.3	Espesores de equipos a presión	86
3.5.3.1	Casco y medias cañas de chaqueta	86
3.5.3.2	Tubos de un haz	87
3.5.3.3	Placa portatubos del cabezal	87
3.5.3.4	Cabezal	89
3.5.3.5	Tanque distribuidor central	90
3.5.4	Ventaja económica de la optimización	91

Capítulo IV

Pistas de rodadura y Transmisión de potencia	92
4.1 Introducción	92
4.2 Pistas de rodadura	93
4.2.1 Localización óptima de Pistas	94
4.2.2 Polines de apoyo	97
4.2.3 Polines axiales o de retención	98
4.2.4 Disposición de los rodillos en una pista de rodadura	99
4.2.5 Dimensionamiento de rodillos	101
4.2.5.1 Formulas de cálculo	101
4.2.5.2 Procedimiento para el Dimensionamiento	105
4.2.6 Dimensionamiento de la pista de rodadura	108
4.3 Sistema de Transmisión	111
4.3.1 Potencia de giro	112
4.3.2 Transmisión de cadena	113

Capítulo V

Análisis de esfuerzos por elementos finitos	115
5.1 Introducción	115
5.2 Esfuerzos y deformaciones en las placas soporte	117
5.2.1 Caso 1: Placa con carga paralela a los soportes	120
5.2.2 Caso 2: Placa con carga ortogonal a los soportes	121
5.3 Esfuerzos y deformaciones en la estructura	123

5.3.1	Cargas de diseño	123
5.3.1.1	Peso de los tubos	123
5.3.1.2	Peso propio	123
5.3.1.3	Cargas vivas	123
5.3.2	Efecto por cambio de temperatura	125
5.3.3	Apoyos y restricciones	125
5.3.4	Códigos y estándares	126
5.4	Software de Elementos Finitos	126
5.4.1	Software de modelamiento	127
5.4.2	Software de cálculo	127
5.4.3	Visualización de resultados	131
	CONCLUSIONES	133
	RECOMENDACIONES	135
	BIBLIOGRAFIA	136
	ANEXOS	139

INTRODUCCIÓN

La idea de elaborar el presente trabajo de Tesis surge tras haber realizado permanentemente actividades profesionales como ingeniero mecánico en el sector pesquero desde el año 1997, con participación directa en la fabricación y montaje de equipamiento de plantas de harina de pescado en el litoral peruano. Esto permitió un fructífero intercambio de conocimientos y experiencias con profesionales nacionales y extranjeros.

La Tesis está dividida en cinco capítulos que a continuación se detallan:

En el capítulo I denominado “Aspectos Genéricos de la Investigación” se fundamenta la necesidad de optimizar un secador indirecto a vapor rotatubos de baja capacidad, como punto de partida para el desarrollo de tecnología propia en este tipo de equipos para el sector pesquero; aplicando el análisis asistido por

computadora tanto en la primera etapa del diseño (CAD), como en la última de la manufactura (CAM). También se presenta: Planteamiento del problema, objetivo de la investigación, alcances, justificación, hipótesis, método de investigación, tipo de investigación, nivel de investigación y la novedad científica; y el estado del arte relacionado con la sustitución de secadores a fuego directo por secadores a vapor indirecto de harina de pescado; y con el análisis estructural por elementos finitos en equipos mecánicos.

En el capítulo II: "Secadores en la Industria de Harina de Pescado", se describe las principales características del secador rotatubos, sus parámetros de cálculo y de funcionamiento.

En el capítulo III: "Optimización y Dimensionamiento del Secador", se realiza el dimensionamiento del equipo a partir de datos prácticos para los principales parámetros de diseño y de la capacidad de secado: se determina el área de transferencia de calor, los flujos de vapor y de condensado. Luego, en base a la experiencia en la fabricación de secadores rotatubos y al requerimiento de mayor capacidad se realiza la optimización de un secador existente.

El capítulo IV: "Pistas de Rodadura y Transmisión de Potencia", trata sobre dimensionamiento y selección de los componentes mecánicos de su sistema de rotación. Se incluye en este capítulo los principios de la mecánica de contacto aplicables al caso particular de contacto rueda rodillo de ejes paralelos

En el capítulo V: "Análisis de esfuerzos por Elementos Finitos", se presenta el cálculo de los esfuerzos y deformaciones en la estructura del secador por el

método de elementos finitos utilizando software de Ingeniería Cosmos/Works. Así, mediante la simulación numérica se generan los componentes del secador de aspecto cuasireal, para analizar su comportamiento en las condiciones de trabajo, estudiar el movimiento conjunto de los grupos de sólidos componentes, etc.

Finalmente se presentan las conclusiones y recomendaciones obtenidas en el desarrollo de la Investigación.

Convencido de contribuir con el noble reto de desarrollar tecnología propia en la fabricación de secadores que demanda la industria de harina de pescado nacional en su nueva era de producir harina de calidad con menor contaminación ambiental, el autor asume el compromiso de entregar el resultado de su experiencia e investigación a los involucrados en la aplicación de tecnologías limpias en pesquería.

CAPITULO I

ASPECTOS GENÉRICOS DE LA INVESTIGACIÓN

El secado indirecto de la harina de pescado, en particular el que utiliza secadores rotatubos, tiene especial importancia en la producción de harina prime, por cuanto incrementa la calidad del producto y se obtiene con menor grado de contaminación del medio ambiente.

A través de un detenido estudio de cada uno de los sistemas componentes de secadores a vapor rotatubos de diseño anterior al presente trabajo, desarrollado y discutido ampliamente con fabricantes [27] y personal de plantas harineras de nuestro país [23], se llegó a la conclusión de que para alcanzar una capacidad de 40 Ton/hr sin incremento sustantivo de su peso, por la considerable área de transferencia de calor requerida; corresponde optimizar el sistema de suministro de vapor y la estructura del secador.

Actualmente las computadoras suelen asistir el proceso de creación de cualquier equipo mecánico complejo, tanto en la primera etapa del diseño (CAD), como en la última de la manufactura (CAM).

En el caso del diseño y manufactura de sistemas mecánicos complejos, el proceso de diseño debería fundamentarse en un modelo computarizado especialmente desarrollado de la estructura mecánica.

Los programas computacionales de análisis de elementos finitos proveen un amplio rango de opciones de simulación para controlar la complejidad de ambos: el modelado y el análisis de un sistema.

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Los titulares de las plantas de harina y aceite de pescado y de harina residual de pescado están obligados a realizar la innovación tecnológica para mitigar sus emisiones al medio ambiente según cronograma de cumplimiento comprendido entre los años 2009 al 2012, establecida en la Resolución Ministerial N° 621-2008-Produce de fecha 23 de julio del 2008 [16], que entre otras disposiciones, especifica la exigencia de sustituir el sistema de operación de secado directo por el de secado indirecto.

Los secadores indirectos a vapor rotatubos cumplen con los límites permisibles de emisión y constituyen una buena opción [13] [18] para el programa de cambio de cambio que exige la normativa vigente, sin embargo tienen como

principales inconvenientes: su baja capacidad de secado respecto a un secador a fuego directo; así como su elevado precio de venta.

1.2 OBJETIVO DE LA INVESTIGACIÓN

La presente tesis tiene como objetivo optimizar el diseño de un secador indirecto a vapor rotatubos, para incrementar su capacidad a un valor compatible con la producción promedio de las fábricas nacionales; y mediante el análisis de los esfuerzos y deformaciones que se generan en la estructura del secador optimizado verificar su resistencia mecánica, utilizando modernas herramientas CAD/CAM

1.3 ALCANCES DE LA INVESTIGACIÓN

La presente tesis comprende dos aspectos: la optimización de un equipo de secado indirecto de harina de pescado existente para alcanzar una capacidad de 40 Ton/hora de materia prima, y la aplicación de elementos finitos para el cálculo estructural del secador optimizado.

1.4 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

El Perú está pasando por una etapa de crecimiento y desarrollo económico. La Ciencia, Tecnología e Innovación (CT&I) desarrollados en una alianza estratégica Universidad - Gobierno - Empresa, resultan indispensables.

La elaboración de la tesis contó con la asistencia técnica de profesionales del sector pesquero y constituye una muestra de la importancia de esta alianza para dar respuestas a los desafíos provenientes del sector industrial. En el caso específico de la conversión tecnológica en el secado de la harina de pescado, el reto a afrontar es la obtención de un producto de mejor calidad, con disminución sustantiva de la contaminación del medio ambiente, pero con una inversión razonable en equipos y sin grandes modificaciones en su distribución de planta.

1.5 HIPÓTESIS

Es posible optimizar un secador de origen para harina de pescado indirecto a vapor rotatubos de 20 Ton/H de materia prima, innovando los componentes de su sistema de suministro de energía térmica; y con el análisis de los esfuerzos y deformaciones en la estructura del secador optimizado de 40 Ton/H de capacidad, verificar su resistencia mecánica.

1.6 METODO DE INVESTIGACIÓN

El método se refiere a los procedimientos a seguir con el propósito de demostrar la hipótesis. En la presente Tesis se utiliza método de análisis y síntesis.

El análisis maneja juicios, es un proceso de conocimiento que se inicia por la identificación de cada una de las partes, con lo que podrá establecer la relación causa-efecto entre los elementos que componen el objeto de investigación. La síntesis considera los objetos como un todo, la interrelación de los elementos que identifican el objeto.

1.7 TIPO DE INVESTIGACIÓN

El tipo de investigación es Académica Tecnológica, por cuanto proporciona teoría y conocimiento sobre equipos de secado indirecto, y contribuye a resolver, a bajo costo, el problema en el sector pesquero de sustituir secadores a fuego directo con alta contaminación del medio ambiente, por secadores indirectos menos contaminantes.

La investigación tecnológica es de gran importancia para la sociedad porque gracias a ella podemos resolver problemas de la vida cotidiana, ahorrar esfuerzos para realizar un trabajo o simplemente optimizar ciertas cosas de las actividades humanas.

1.8 NIVEL DE INVESTIGACIÓN

El nivel de la investigación es explicativo, el trabajo se centra en buscar las causas o los por qué de la ocurrencia del fenómeno, de cuáles son las variables o características que presenta y de cómo se dan sus interrelaciones. Su objetivo es encontrar las relaciones de causa-efecto que se dan entre los hechos a objeto de conocerlos con mayor profundidad.

1.9 NOVEDAD CIENTÍFICA

En el Perú no se han realizado trabajos de investigación sobre optimización de secador indirecto de harina de pescado tipo rotatubos para aumentar su capacidad y la verificación de su resistencia estructural por el método de elementos finitos, que

complemente la optimización. La información práctica de los parámetros del secado de harina de pescado, la sustentación teórica del dimensionamiento del equipo y la aplicación de herramientas CAD/CAM para validar la resistencia del secador con capacidad mayor.

1.10 ESTADO DEL ARTE SOBRE SECADORES INDIRECTOS A VAPOR ROTATUBOS

El presente trabajo de tesis comprende dos aspectos: la optimización de un equipo de secado indirecto de harina de pescado existente, y la aplicación de elementos finitos para el cálculo estructural del secador optimizado.

En el país se han realizado algunos trabajos de investigación relacionados con la conversión tecnológica que significa la sustitución del secado a fuego directo por secado indirecto a vapor de la harina de pescado, en los que se demuestra fehacientemente las ventajas que ofrece este cambio, tanto económicas como de protección del medio ambiente.

Entre los trabajos sobre cambio de secado directo a secado indirecto de harina de pescado, citaremos a los siguientes:

[13] Tesis para optar el Título profesional de Ingeniero en Energía sustentada en el año 2008: *Evaluación de los efectos del cambio Tecnológico en el uso de Secadores a Fuego directo por Secadores a Vapor en la Industria Pesquera*, desarrollado por los Srs. egresados de la Universidad Nacional del Santa de Chimbote, Iver Percy Mamani Paulo y Lenin Daniel Ponte Loyaga.

En esta tesis, para lograr el objetivo general definido en su título, se realiza Benchmarking energético entre los secadores con fuego directo y los secadores indirectos con vapor, y una evaluación económica referida a un análisis de reemplazo de tecnología de secado con fuego directo por secado indirecto con vapor. Para tal efecto se consideró la información existente de estudios y cálculos previos de dos secadores, uno con secado a vapor y otro con secador a fuego directo.

Las mediciones y su evaluación se realizaron en la Empresa pesquera EXALMAR localizada en Puerto Tambo de Mora en Chincha Departamento de Ica, de 60 Toneladas de materia prima/hora de capacidad. Se elaboraron indicadores técnicos, económicos y ambientales, con los cuáles se determinó que los efectos del cambio tecnológico de secadores a fuego directo por secadores indirectos a vapor son positivos en el ahorro de combustible y en la disminución de la contaminación ambiental.

[18] Tesis para optar el Título profesional de Ingeniero Químico: *Uso del calor residual generado en el pre-secado de la harina de pescado para concentrar el agua de cola, utilizando evaporadores de película descendente*, elaborado por los egresados de la Facultad de Ingeniería Química de la UNI: Juan Carlos Nuñez Justo y José Román Sifuentes Espinoza; y sustentada en el año 2008.

Los autores demuestran que, a diferencia de los secadores a fuego directo en los cuáles gran parte de la energía calorífica de los gases de combustión se pierden; en los secadores indirectos rotatubos a vapor, los vahos generados durante el secado se utilizan en la planta concentradora de agua de cola de película descendente como parte de la energía térmica requerida para su operación.

Así mismo, el Estado peruano ha establecido un conjunto de NORMAS LEGALES relacionadas con la contaminación del medio ambiente por el proceso de secado de harina de pescado. Las más importantes emitidas en años recientes son las siguientes:

Resolución Ministerial N° 621-2008-Produce de fecha 23 de julio del 2008 [16]. Establece que los titulares de las plantas de harina y aceite de pescado y de harina residual de pescado están obligados a realizar la innovación tecnológica para mitigar sus emisiones al medio ambiente, según cronograma de cumplimiento comprendido entre los años 2009 al 2012 dependiendo de la ubicación geográfica de la planta. Esta norma legal determina, entre otras, las siguientes disposiciones:

1. Las plantas de harina y aceite de pescado y de harina residual de pescado deben sustituir el sistema de operación de secado directo por el de secado indirecto, eliminando y/o mitigando las emisiones al medio ambiente.
2. Las plantas de harina y aceite de pescado y de harina residual de pescado deben aprovechar los vahos de secado como fuente de energía en la planta evaporadora de agua de cola de película descendente.

A la actualidad no existe en nuestro país, trabajos de investigación sobre dimensionamiento y cálculo de la estructura de secadores rotatubos a vapor para la industria pesquera. La información existente sobre estos equipos está relacionada a su capacidad, material de fabricación, dimensiones representativas, peso total, consumos de energía, manual de operación, programa de mantenimiento, etc. que

proporcionan los fabricantes de estos equipos [25], y está a disposición del usuario a través de Internet u otros medios.

En relación al análisis estructural de equipos mecánicos por el método de elementos finitos, existen a la fecha diversidad de estudios a nivel regional.

Entre los trabajos nacionales de investigación en los que se utiliza elementos finitos para determinar esfuerzos en equipamiento, podemos citar las siguientes tesis de grado de Maestro en Diseño de Máquinas

COTAQUISPE ZEVALLOS LUIS ORLANDO

"ESTUDIO DE UNA BANCADA DE PLANCHA SOLDADA PARA UN TORNO HORIZONTAL DE DESBASTE MEDIANTE EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS".

Sección de Posgrado y Segunda Especialización de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería.

Promoción: 1996 – 2 Sustentación: 1998

El autor propone en forma general la dinámica vibracional de un torno; también analiza la bancada de la máquina herramienta utilizando el método de los elementos finitos.

ABREGÚ LEANDRO, EDWIN

"ESTUDIO ANALÍTICO DEL COMPORTAMIENTO INTERNO DE UNA PASTECA DE 3.2 kN DE CAPACIDAD Y VERIFICACIÓN POR EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS (MEF)"

Sección de Posgrado y Segunda Especialización de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería.

Promoción: 1994 – 2 Sustentación: 2007

Trata del estudio del comportamiento interno de una pasteca que se utiliza en trabajos de izaje para una carga de 3,2 kN, mediante software aplicativo de elementos finitos.

En su capítulo 3 realiza el modelamiento del gancho de izaje y demás componentes de la pasteca y luego, para las condiciones de carga establecidas, mediante el método de elementos finitos obtiene sus esfuerzos y deformaciones.

YANCACHAJLLA TITO, UBALDO

"ESTUDIO DE LA RESISTENCIA DEL ÁLABE Y DISCO DE UNA TURBINA A GAS AERONÁUTICA EMPLEANDO EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS"

Sección de Posgrado y Segunda Especialización de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería.

Promoción: 2001 – 1 Sustentación: 2009

El Objetivo del citado trabajo es realizar el estudio de los esfuerzos y deformaciones en la estructura de un alabe y disco de una turbina de un motor a reacción usando software Cosmos/Works que aplica el método de los elementos finitos y, también calcular los modos de vibración y las frecuencias naturales en el disco y el álabe.

Para determinar las tensiones, los cálculos se realizan para el régimen de trabajo del motor correspondiente a la frecuencia máxima de rotación.

Para optar el grado de Magister en Ingeniería Mecánica de la Escuela de Graduados de la Pontificia Universidad Católica del Perú:

ALVAREZ SANCHEZ HELARD HENRY

“MODELADO Y OPTIMIZACIÓN DE UNA PLACA (IMPLANTE) PARA SUJECCIÓN DE INJERTO EN LA COLUMNA VERTEBRAL POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS”

Promoción 2002 Sustentación: 2004

El objeto del trabajo es analizar la placa (implante) a través de un modelo capaz de proporcionar valores de tensiones y desplazamientos bajo las diferentes condiciones de carga en distintos puntos de la placa que son necesarios conocer. Esta información es de gran importancia, porque una cirugía persigue que la prótesis hueso del sistema esté bajo un estado mecánico íntimo al hueso, promueve una estabilidad más grande y durabilidad de la placa; y reduce el número de cirugías necesarias durante la vida del paciente.

CAPÍTULO II

SECADORES EN LA INDUSTRIA DE HARINA DE PESCADO

2.1 INTRODUCCIÓN

El objetivo de la operación de secado es deshidratar la torta de prensa, torta de separadoras y el concentrado de agua de cola, unidos y homogenizados previamente, sin afectar la calidad del producto; a niveles de agua remanente en donde no sea posible el crecimiento microbiano ni se produzcan reacciones químicas que puedan deteriorar el producto. Es decir que el secado consiste en la remoción de gran parte del agua presente hasta un nivel mínimo, que permita el almacenamiento por periodos prolongados en condiciones ambientales, minimizando la pérdida de sus propiedades nutricionales y organolépticas.

La selección de un determinado tipo de secador se hace considerando los siguientes factores:

- Calidad del producto final
- Inversión
- Ahorro de energía
- Costos de operación
- Grado de contaminación
- Automatización
- Facilidades de limpieza e inspección
- Facilidad de mantenimiento
- Adaptabilidad a otras unidades
- Requerimientos de espacio físico

En el caso de la harina de pescado, la calidad del producto constituye el principal factor ya que contempla aspectos microbiológicos, propiedades nutricionales, sensoriales y propiedades físico-químicas.

2.2 SECADORES ROTATORIOS

En la Industria pesquera existen dos tipos básicos de secadores rotatorios, que según el tipo de transferencia de calor se clasifican como:

- secadores directos
- secadores indirectos.

A continuación se describen brevemente las principales características de cada tipo.

2.2.1 SECADORES DIRECTOS.

La transferencia de calor es por convección, cuya eficiencia depende de la velocidad de los gases. Los tiempos de residencia son bajos. Requieren de un gran volumen de gases calientes, lo que dificulta en parte su tratamiento para evitar contaminación atmosférica.

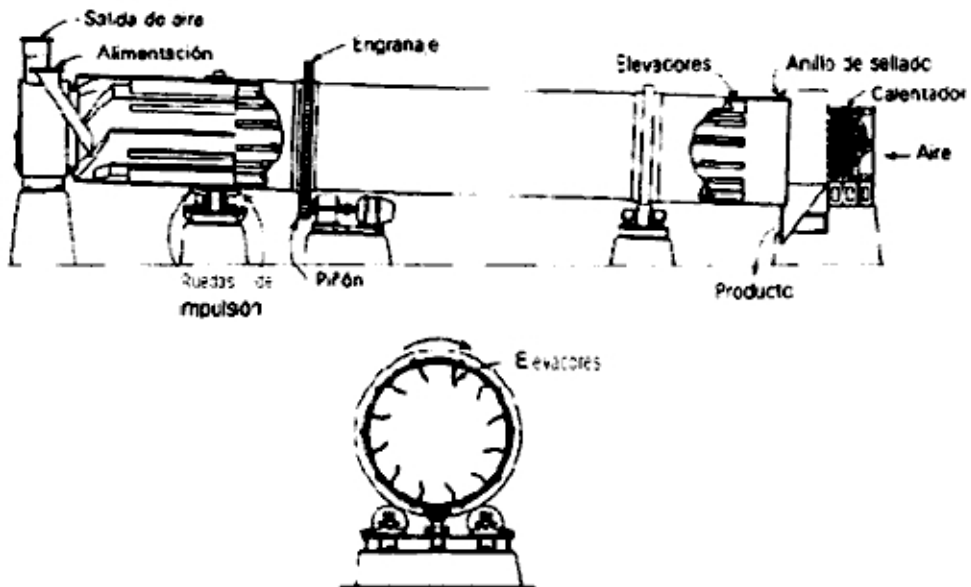


Figura 2.1 Vista esquemática de un secador rotatorio directo.

En la figura 2.1 se muestra el esquema de uno de estos secadores, un secador directo a contracorriente. La harina húmeda por secar se introduce continuamente en uno de los extremos de un cilindro giratorio, como se muestra, mientras que los gases calientes fluyen por el otro extremo. El cilindro está instalado con un pequeño ángulo con respecto a la horizontal; en consecuencia, el sólido se mueve lentamente a través del equipo. Dentro del secador, unos elevadores que se extienden desde las paredes del cilindro en su longitud total levantan el sólido y lo riegan en una cortina móvil a través del aire; así lo exponen completamente a la acción secadora del gas. Esta acción elevadora también contribuye al movimiento hacia adelante del sólido.

En el extremo de alimentación del sólido húmedo, unos cuantos elevadores espirales pequeños ayudan a impartir el movimiento inicial del sólido hacia adelante, antes de que este llegue a los elevadores principales. Se utiliza un ventilador de extracción para extraer el gas a través del secador, porque así se obtiene un control más completo del flujo de gas. Usualmente se interpone un recolector de polvo, del tipo de ciclón, filtro o de lavado entre el ventilador y el gas saliente. En el esquema de la figura 2.2, se incluyen estos equipos auxiliares.

Estos secadores se pueden diseñar para tiempos de secado comprendidos entre 5 y 60 minutos y capacidad de secado desde unos pocos cientos de kilogramos por hora hasta alcanzar las 200 toneladas/hora.

Entre sus desventajas se señalan las siguientes:

- Emite una gran cantidad de gases contaminantes con olor ofensivo, de tratamiento difícil y costoso.

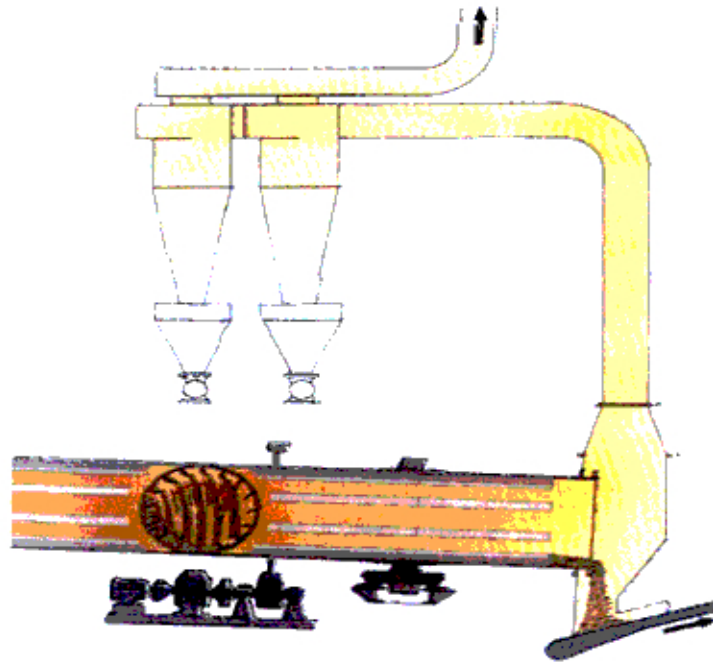


Figura 2.2 Vista del trayecto del producto en el interior de un secador rotatorio directo.

- Arrastra sólidos en suspensión en su flujo, que no son retenidos en su totalidad en ciclones y mangas filtrantes, salen al medio ambiente y caen por gravedad, contaminando y ensuciando a la zona aledaña a la planta.
- No es posible recuperar gran cantidad de calor remanente, el cual se pierde en el gas de secado húmedo a la salida del secador.

2.2.2 SECADORES INDIRECTOS

En el secado indirecto, el calor es transmitido por conducción a través de una pared metálica hacia el producto. El agente térmico (vapor, aceite o agua) permanece separado del producto.

En la actualidad, los secadores más ampliamente difundidos en las plantas de Harina de Pescado son los siguientes:



Figura 2.4 Vista fotográfica de Secador rotadisk.

En estos secadores el cake es sometido a una constante agitación producida por el giro del rotor, entrando en contacto con las superficies calientes en forma homogénea. Los vahos liberados del cake se acumulan en la cámara de vapor (parte superior carcasa) y luego conducidos a baja velocidad a la planta evaporadora. El equipo cuenta con un sistema de control de presión de vapor y regulación de vahos; así como de evacuación de condensados tanto de la chaqueta como del rotor.

El tiempo de secado varía de 40 a 50 minutos y la temperatura de secado de la harina es de aproximadamente 95 °C.

Se construyen secadores rotadisk con capacidades desde 4 hasta 20 toneladas de pescado/hora. La capacidad de evaporación de estos secadores depende de la humedad promedio con el que operan, son adecuados para operar en una primera etapa de secado, porque pueden soportar humedades altas de cake de hasta más de 60 % de humedad.

2.2.2.3 SECADORES AL VACÍO

En estos equipos la mezcla de torta de prensa y concentrado de agua de cola son secados continuamente bajo vacío, es decir a temperaturas inferiores a 100 °C. Es usado especialmente para proteger las proteínas, vitaminas; y de esta manera obtener un producto de alta calidad como son las harinas LT (Low Thermal). Estos secadores operan con vapor vivo o aire caliente y pueden ser del tipo rotadisk adaptados para trabajar al vacío.

2.2.2.4 SECADORES INDIRECTOS DE AIRE CALIENTE

Es un cilindro rotatorio que en su interior tiene aletas para el avance de la harina. El aire que sirve para el secado de la harina es calentado en un intercambiador de calor que puede utilizar aceite térmico o gas caliente. En el mercado se pueden encontrar secadores de aire caliente con capacidades de evaporación de 3200 hasta 8500 kg/hora. Estos secadores son utilizados como secadores secundarios por su excelente control de la humedad de la harina en rangos por debajo de 0,5 %, aunque tienen dificultades para secar cake con humedades mayores a 36 %.

La tabla 2.1 resume las principales características de estos equipos [1].

TABLA 2.1 CONDICIONES DE OPERACIÓN EN ALGUNOS SECADORES INDUSTRIALES

TIPO DE SECADOR	MEDIO TRANSPORTADOR DE CALOR	FLUIDO/TEMP DE INGRESO (°c)	FLUIDO/TEMP DE SALIDA (°c)	TEMPERATURA DE SUPERFICIE (°c)	PRESIÓN (Bar)	TEMP. DE EVAPORACIÓN (°c)	TIEMPO DE SECADO (MIN)
SECADOR DIRECTO							
A FUEGO DIRECTO	GASES DE COMBUSTIÓN	750 – 600	80 – 120		C. A. 1	60 – 90	10 – 20
DE AIRE CALIENTE	AIRE	600 – 500	60 – 100		C. A. 1	60 – 90	10 – 20
SECADOR FLASH	AIRE	750 – 200	80 – 150		C. A. 1	60 – 90	6–10
DE LECHO FLUIDIZADO	AIRE	300 - 100	60 – 150		C. A. 1	60 - 90	6 - 20
SECADOR INDIRECTO							
ROTADISCOS	SUPERFICIE CALIENTE	VAPOR	CONDENSADO	120 – 180	C. A. 1	86 – 97	40 – 120
ROTATUBOS	SUPERFICIE CALIENTE	VAPOR	CONDENSADO	120 – 180	C. A. 1	86 – 97	40 – 120
AL VACÍO	SUPERFICIE CALIENTE	VAPOR	CONDENSADO	80 – 50	0.1- 0.5	60 - 80	40 - 120

2.3 SECADORES INDIRECTOS A VAPOR ROTATUBOS PARA HARINA DE PESCADO

2.3.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

El secador rotatubos es un secador atmosférico indirecto, calentado por vapor. Consiste fundamentalmente de un cilindro o casco interior de acero, camisa externa calefactora; y haces de tubos internos coaxiales con el cilindro, ordenados en circunferencias concéntricas cercanas a la pared cilíndrica o en haces circundantes, calentados interiormente por un flujo de vapor constante; y con su respectivo sistema colector y de evacuación de condensado.

En estos secadores a vapor, el fluido térmico fluye a través de la envoltura que rodea el casco, y por dentro de los haces de tubos fijos en el interior del mismo. Cuando el tambor gira, el producto a secar discurre sin cesar en flujo cruzado sobre los tubos calientes, mientras avanza hacia la salida.

Como elementos para el arrastre y mejorar el mezclado, el cilindro está provisto internamente de paletas levantadoras; distribuidas uniformemente en su periferia circunferencial, paralelas al eje y por todo el largo del secador. Las paletas levantan el sólido y lo lanzan en una cortina móvil (cascada) a través de los haces de tubos; así lo exponen completamente a su efecto secador. Esta acción elevadora también contribuye al movimiento hacia delante del sólido por la inclinación del equipo.

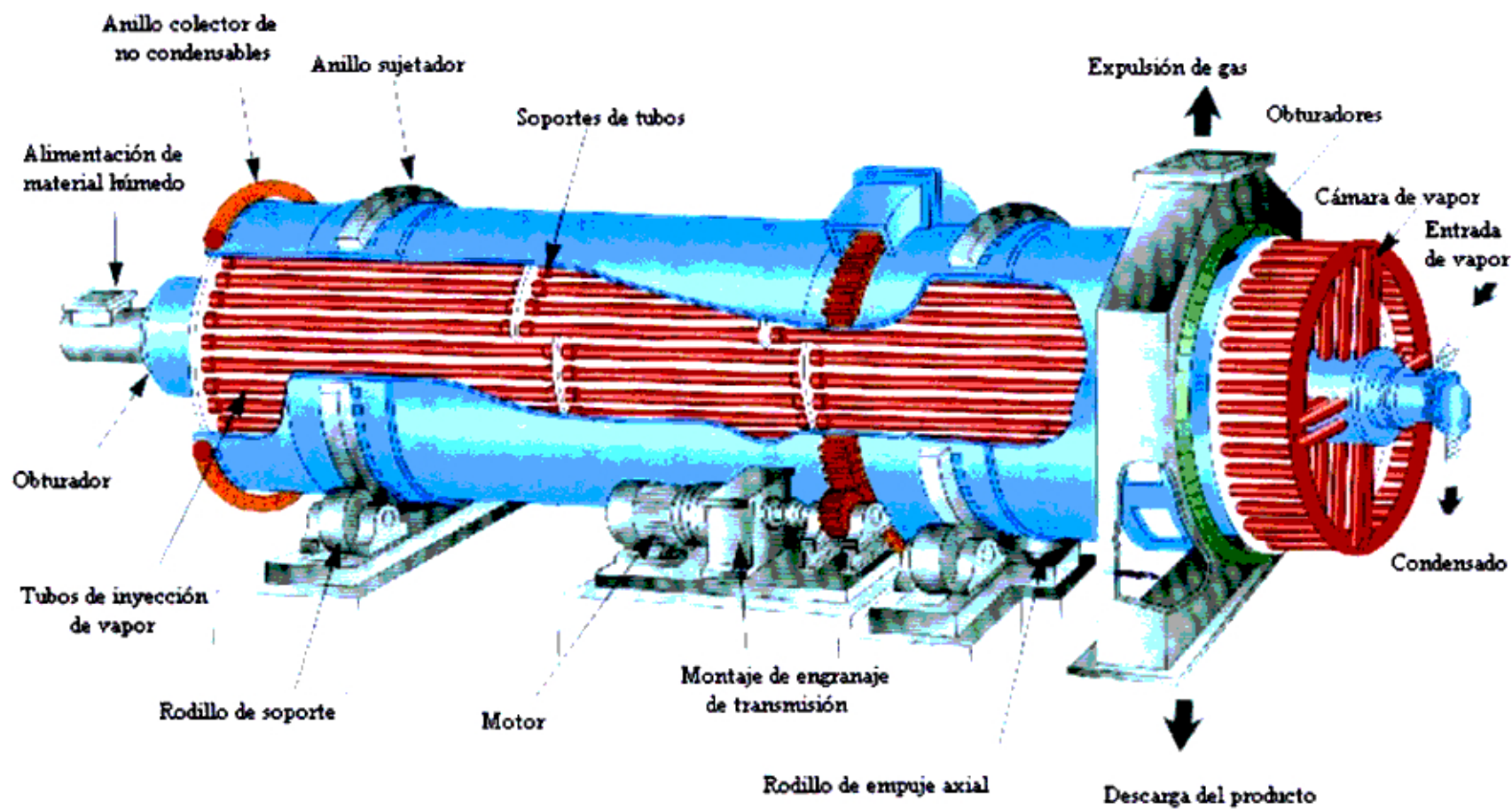


Figura 2.5 Secador rotatubos con sus principales sistemas

El movimiento giratorio del conjunto del secador alrededor de su eje, es constante y lo genera un sistema de transmisión de potencia. Como los tubos giran solidariamente con el secador, son necesarias juntas rotatorias de diseño especial, en las tuberías por donde se introduce el vapor y se drena el condensado respectivamente.

La harina se descarga a través de aberturas rectangulares en el extremo de salida de la pared del cilindro interior.

Los vahos pueden ser extraídos desde el extremo de entrada ó de salida del material. La entrada del aire estará situada en el extremo opuesto.

2.3.2 VENTAJAS DE SECADOR ROTATUBOS

Con respecto a secador a fuego directo, tiene las siguientes ventajas:

- El producto jamás entra en contacto con el agente calefactor.
- Escasa o ninguna producción de polvo gracias a la lenta rotación del cilindro con paletas.
- Contacto intensivo con el producto a través de una superficie intercambiadora de calor relativamente extensa.
- Ninguna necesidad de gas propulsor. Esto implica bajo o cero flujos de gases de escape a purificar. También pueden procesarse de forma segura sustancias tóxicas, aromáticas e inflamables.

Una ventaja adicional, además de la mejor calidad del producto, es el aprovechamiento de los vahos (vapor proveniente de la humedad del producto) como medio calefactor en la planta de agua de cola o evaporador [17].

Requiere de tiempos de residencia mayores, pero el producto no tiene problemas de contaminación debido a que no entra en contacto con los gases calientes.

2.3.3 COMPONENTES

Como se indicó al inicio del presente capítulo, el secador rotatubos consiste fundamentalmente de un cilindro o casco interior de acero, camisa externa calefactora; y haces de tubos internos coaxiales con el cilindro. Veamos a continuación en detalle cada uno de estos componentes.

2.3.3.1 CASCO INTERIOR Y CHAQUETA

Es el cuerpo cilíndrico del secador, internamente contiene a los tubos calentadores y al distribuidor de vapor. En secadores industriales sus dimensiones representativas son la longitud y diámetro.

La chaqueta envuelve al casco interno. Sirve para mantener caliente la superficie del casco mediante flujo de vapor en cambio de fase y; en conjunto con el casco constituyen la estructura para soportar el peso del secador.

En la conformación del conjunto Casco-Chaqueta existen varios tipos de arreglos. Entre los más utilizados citaremos los siguientes:

- Chaqueta unida al casco mediante stayer.
- Casco con Chaqueta unida mediante anillo separador.

- Chaqueta tipo media caña.

En los dos primeros la chaqueta es un cilindro concéntrico de igual longitud que el casco pero de diámetro mayor.

En el primer arreglo, la separación constante entre la chaqueta y el casco se logra insertando tubos cortos (stayers) entre ambos cilindros. Este detalle se muestra en el esquema de la figura 2.6, y en la toma fotográfica de la figura 2.7

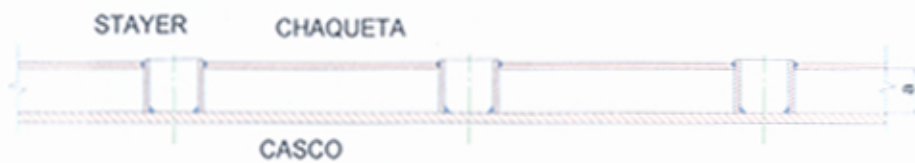


Figura 2.6 Vista en corte que muestra la inserción de stayers entre la chaqueta y el casco.



Figura 2.7. Vista fotográfica en la que se aprecia la disposición de los stayers

Anillos separadores: son anillos rolados de sección H que van soldados entre el casco y chaqueta en intervalos iguales a lo largo de su longitud. Las figuras 2.8 y 2.9 grafican la disposición de los anillos separadores.



Figura 2.8. Vista en corte de la disposición de anillos separadores.

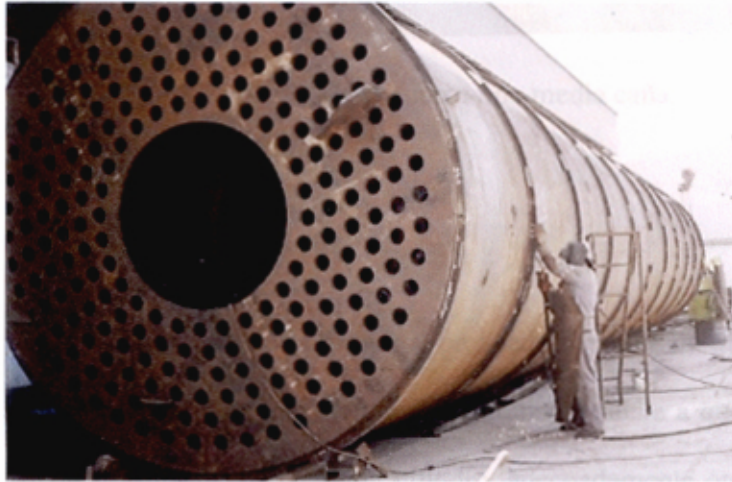


Figura 2.9. Trabajos de fijación de anillo separador sobre el casco.

En **chaqueta con medias cañas**, la chaqueta cubre longitudinalmente la superficie periférica del casco con sectores cilíndricos de radio menor, a manera de canaletas invertidas, limitando secciones de área constante con la superficie exterior del casco por las cuáles fluirá el vapor vivo, y en sentido contrario discurre el condensado de retorno. La fotografía de la figura 2.11 corresponde a secadores de 20 Ton/hora en una planta harinera de Puerto Malabrigo en La libertad, registrada en el año 1999.

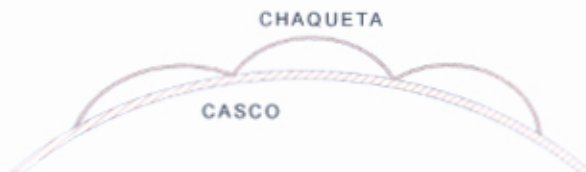


Figura 2.10. Vista en corte de cilindro envuelto con chaqueta de medias cañas



Figura 2.11 Secadores con chaqueta tipo media caña.

2.3.3.2 TUBOS CALENTADORES

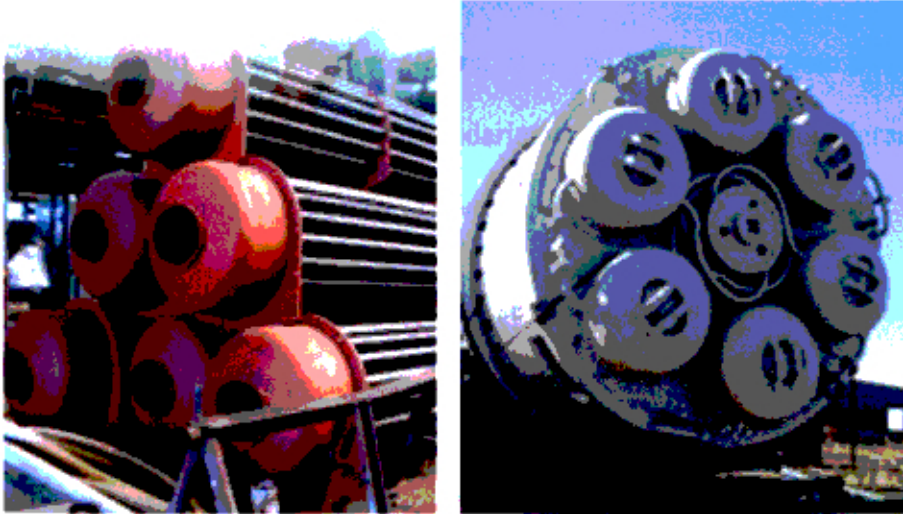
Los tubos constituyen el principal proveedor de área de transferencia de calor para el secado. La denominación de rotatubos se debe a que el secador y los tubos con sus ejes paralelos al del cilindro, adecuadamente ordenados en su interior, rotan solidariamente durante la operación.

Predominan dos tipos de ordenamiento de los tubos dentro del casco:

- Arreglo de tubos en circunferencias concéntricas (figura 2.12).
- Arreglo de haces circulares alrededor del centro (figura 2.13).



Figura 2.12 Ordenamiento en circunferencias concéntricas.



(a) Conjunto de haces de tubos antes de su montaje

(b) Disposición de haces en la sección del secador

Figura 2.13 Ordenamiento en seis haces circundantes.

2.3.3.3 SISTEMA DE SUMINISTRO DE VAPOR Y RETORNO DE CONDENSADO

El objetivo de este importante componente del secador es hacer llegar el vapor a toda la superficie calefactora compuesta por los haces de tubos y la chaqueta. Esto se asegura con la presión de vapor y dimensiones adecuadas de los tubos (diámetro y longitud).

El suministro de vapor al secador se hace a través de un ramal de la tubería matriz de la instalación de vapor de la planta de harina de pescado, la cual se une a la junta rotativa en la parte externa de la tapa del secador concéntrica con ésta.

La junta rotativa es la que sirve como elemento de empalme de la tubería externa, con la tubería que ingresa al interior del secador: Su diseño es similar al

de un sello mecánico con estopas; de forma tal, que el tramo de tubería saliente de la junta, rota libre y solidariamente con el secador durante la operación con una mínima fuga de vapor en la unión.

Son dos las juntas rotativas la que se utilizan en la instalación: una para la tubería de vapor, y otra para la línea de condensado.

2.3.4 EQUIPOS AUXILIARES

Salvo en el caso de los secadores pequeños, es esencial enfriar prácticamente todos los productos que salen del secador mediante una corriente de aire en un enfriador rotatorio o enfriador de lecho fluidizado, puesto que puede ser excesivo el contenido calórico de una descarga continua de 20 a 100 t/h que abandona el secador a unos 100°C, especialmente si el material es empaquetado en bolsas de plástico o de fibra sin pasar previamente por el almacenamiento en un silo; además muchos productos tienden a aglutinarse si se les almacena calientes en un silo. En general, es conveniente alcanzar una temperatura que supere a la ambiente en 20 ó 30°C.

Entre otros equipos auxiliares se incluyen a los calefactores de aire, tanto directo como indirecto, cámaras de templado del aire, colectores de polvo eficientes y ventiladores; además de un sistema de transportadores para la alimentación y salida del producto.

Para nuestro estudio describiremos en detalle solamente a los secadores indirectos a vapor rotatubos.

CAPÍTULO III

OPTIMIZACIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DEL SECADOR

3.1 INTRODUCCIÓN

Al diseñar un secador industrial deben tomarse en consideración un cúmulo de problemas, de áreas como: mecánica de fluidos, de química superficial, de estructura de los sólidos, de transferencia de calor y masa, etc. En muchos casos estos fenómenos físico químicos son tan complicados y además no están aún enteramente comprendidos, que el diseño cuantitativo del secador es prácticamente imposible. En el caso de secado de harina de pescado, el proceso

completo ha sido tratado empíricamente por décadas, así que las condiciones para el secado de la harina constituyen en la actualidad un éxito completo.

Las dimensiones representativas de un equipo de secado indirecto rotatubos a vapor de una determinada capacidad son la longitud, el diámetro y el área de transferencia de calor.

3.2 PARÁMETROS DE DISEÑO

A continuación se expone los parámetros usuales aplicables a su diseño.

3.2.1 TIEMPO DE RESIDENCIA

El tiempo de residencia es el tiempo del recorrido del producto en el interior del secador para alcanzar las condiciones de humedad predeterminadas del producto seco a la salida. También se le conoce como tiempo de secado.

Una estimación del tiempo de residencia es difícil de obtener debido a la compleja interacción de los siguientes factores:

- Propiedades físicas del material a secar como tamaño y densidad.
- Porcentaje de carga.
- Inclinación del secador desde la base horizontal.
- Velocidad de rotación.
- Longitud (efectiva) del secador.
- Diámetro del secador.
- Haces de tubos y/o número de tubos.

- Velocidad del aire dentro del secador.
- Número y diseño de paletas elevadoras.

En general, para el secado indirecto es recomendable encontrar el tiempo de retención por experimentación antes que por estimación teórica [6].

El tiempo de secado promedio en los secadores rotatubos que operan en la industria pesquera nacional está en el rango de 40 a 120 minutos (ver Tabla 2.1) [1]; y las velocidades de giro varían entre 6 y 10 rpm [26].

3.2.2 GRADO DE LLENADO

El grado de llenado, también conocido como el retenido de un sólido ϕ_c se define como la fracción del volumen del secador ocupada por el material a secar en cualquier instante.

La carga de sólidos húmedos en secadores rotatorios afecta marcadamente a la operación. Una cantidad muy baja de sólidos reducirá la velocidad de producción. Una cantidad de sólidos muy grande resultará en una acción desigual e incompleta de escape y parte del sólido rodará tan solo sobre el fondo del secador, pudiendo resultar en un producto húmedo; como resultado el secado puede ser desigual y aumentará la energía requerida para hacer girar al secador.

Existe más peligro de sobrecargar un secador que de subcargarlo, y la experiencia indica que una retención de 3 – 10% del volumen del secador da una operación satisfactoria [6].

Para secadores rotatorios directos, en condiciones normales de operación, ϕ_d puede ser expresada como una función lineal de la velocidad másica G del gas caliente [6]:

$$\phi_d = \phi_{d0} \pm K_d \cdot G \quad (3.1)$$

Donde ϕ_{d0} es el retenido cuando no hay flujo de gas caliente y el otro sumando es el término afectado por G . Si a un secador que opera con gas caliente, se le coloca un flujo a contracorriente, el retenido del sólido es mayor. Si por el contrario, el flujo se suministra en paralelo al del sólido, el retenido disminuye. Es por esta razón que en la ecuación (3.1) el signo positivo se usa para un contacto a contracorriente, mientras que el negativo se utiliza para cocorriente.

Usualmente, el retenido ϕ_{d0} no debe exceder de 0,08 y se puede describir de la siguiente forma, según Friedman y Marshall¹:

$$\phi_{d0} = 0,0037 \cdot \frac{F}{\rho_s \cdot S \cdot N^{0,9} \cdot D} \quad (3.2)$$

F : velocidad de alimentación al secador, lb de material seco/h pie² de sección transversal.

ρ_s : densidad del sólido

S : inclinación del secador

La constante K_d depende de las propiedades del sólido y se estima con la relación:

$$K_d = \frac{9,33 \cdot 10^{-4}}{\rho_s \cdot d_p^{0,5}} \quad (3.3)$$

¹Friedman y Marshall son citados en la bibliografía sobre secado por sus investigaciones de secado (Friedman y Marshall 1949) en diversos productos en secadores directos.

3.2.3 COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR

De manera similar que para el tiempo de residencia, los coeficientes de transferencia de calor en estos secadores no pueden determinarse mediante fórmula alguna, dado que no se conoce el área interfacial de la partícula [6].

En el manual del Ingeniero Químico [20], se indica que los coeficientes de transmisión de calor U para secadores de tubos que utilizan vapor saturado a temperaturas entre 145 a 175°C oscilan entre 80 a 170 (watts/°C m²), señalándose además que estos coeficientes aumentan al incrementarse la temperatura del vapor, debido al aumento de transferencia calorífica por radiación.

3.2.4 RELACIÓN ENTRE DIAMETRO Y LONGITUD

La relación entre el diámetro y la longitud: L/D , depende directamente de la capacidad de secado, del tiempo de residencia y de la inclinación del secador.

3.2.5 NÚMERO DE PALETAS

Las paletas sirven para elevar el producto y dejarlo caer sobre la superficie caliente de los tubos (ver figura 2.2), evitando con esto la formación de grumos y dispersando el producto para una mejor transferencia de calor. El número de paletas varía de $6D$ a $12D$, si D está expresado en metros y es mayor a 0,6 m, [17]

3.3 AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La fórmula para el área de transferencia de calor por conducción A tiene la siguiente expresión [8]:

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T} \quad (3.4)$$

Donde Q es el calor a transferir desde el fluido térmico, U el coeficiente global de transferencia, y ΔT la diferencia media de temperatura.

En la presente tesis se calcula el área de transferencia del secador a vapor rotatubos considerando la información práctica para el ΔT [26], así como valores de U obtenidos de manuales de ingeniería [20].

3.3.1 CAPACIDAD

Los primeros secadores rotatubos instalados en plantas de harina en la última década del siglo pasado, tenían una capacidad nominal en el rango de 15 a 20 ton/hr.

Esta capacidad relativamente pequeña, la baja demanda de harinas especiales por ese entonces; y la ausencia de una cultura de protección del medio ambiente, eran las razones principales por las que los productores nacionales no reemplazaban los secadores a fuego directo que venían utilizando, por secadores indirectos. La sustitución implicaba, además de la fuerte inversión para la adquisición de varios secadores,

modificar la disposición de planta (layout) debido al requerimiento de mayor extensión de terreno para la zona de secado.

La capacidad de los secadores a fuego directo oscila entre 30 a 60 Ton/h de materia prima [10], por tanto las plantas con capacidad entre 60 y 100 Ton/h normalmente utilizan dos secadores a fuego directo. De manera que para la sustitución, será necesario utilizar hasta dos secadores por planta para este grupo mayoritario de fábricas; y para la gran industria con capacidad superior a 100 Ton/H, se cubriría con tres o más secadores rotatubos sin generar mayores cambios en su layout.

Considerando además que en el presente estudio se optimiza un secador existente, se define en 40 ton/h la capacidad del equipo.

3.3.2 FLUJO DE EVAPORACIÓN

En los secadores rotatubos a vapor, la transferencia de calor del vapor hacia la harina húmeda, es indirecta, por conducción. El producto húmedo contacta en flujo cruzado con la superficie caliente de los haces de tubos. La velocidad del aire, en dirección paralela al eje del cilindro, no es relevante, pues basta una pequeña cantidad de aire puro a reducida velocidad para arrastrar hacia la salida el vapor de agua (vaho) que se genera en el interior del secador.

La temperatura de la superficie caliente oscila entre los 120 a 150°C, no es más alta por que la harina de pescado pierde sus propiedades para temperaturas mayores. El calor utilizado en los secadores de vapor indirecto es el calor latente de condensación del vapor, por lo tanto la temperatura de evaporación es la temperatura de ebullición a la presión de operación.

Al secador ingresa una mezcla de: torta de prensas, torta de separadoras y concentrado del agua de cola; mezcla que, en promedio tiene una humedad de 56%. A la salida del secador deberá tenerse harina con una humedad de 10% o menos.

Para 40 toneladas de pescado, el agua que ingresa al secador en la harina húmeda es de 10.304 kg, y en la harina seca a la salida es de 850 kg; es decir, que debe evaporarse alrededor de 9.454 kg.

Consideramos como flujo de evaporación, el valor de 9 500 kg/hr.

COMPOSICION DE LA MEZCLA:

- Sólidos (40%)
- Aceite (4,28%)
- Agua (55,72%)

VAPOR REQUERIDO:

El fluido térmico para el calentamiento de la superficie de intercambio de calor es vapor saturado a una presión de 6 bar.

El calor para el proceso completo, está compuesto por los siguientes componentes:

1. Calentamiento del líquido hasta la temperatura de evaporación
2. Calentamiento del aceite
3. Calentamiento del sólido
4. Calor de evaporación

Las fórmulas para estos componentes del calor, según [11] son:

- Calentamiento:
$$Q_{calent} = \dot{m} \cdot Cp \cdot \Delta T \quad (3.5)$$

- Evaporación: La cantidad de calor para cumplir con la evaporación está dada por la relación:
$$\dot{Q}_{vap} = \dot{m} \cdot [h_{fg}]_{10\text{bar}} \quad (3.6)$$

De las tablas termodinámicas de vapor, tenemos para el calor de evaporación a 1 bar: $h_{fg} = 2256,5 \text{ kJ/kg}$

Por tanto, el flujo de vapor:
$$\dot{m}_{vap} = \frac{\dot{Q}_{total}}{(h_{fg})_{cond}} \cdot \eta \quad (3.7)$$

Donde $(h_{fg})_{cond}$ es el calor de condensación y se obtiene de tabla de vapor para 6 bares de presión; y η es la eficiencia de la transferencia de calor que la asumimos en 0,85, si el revestimiento con material aislante es lana de vidrio [11].

Empezamos el cálculo, considerando *una tonelada de pescado*.

Reemplazando valores en las ecuaciones (3.5) a (3.6), obtenemos primero los respectivos flujos de calor de calentamiento y de evaporación, y por tanto el calor total. Los valores se muestran en la siguiente tabla:

TABLA 3.1: Flujo de calor requerido para una tonelada de pescado

	C_p (kJ/kg°C)	h_{fg} (kJ/kg)	\dot{m} (kg/hr)	$T_s - T_i$	Q_{calent} (kJ/hr)	Q_{vap} (kJ/hr)	Q_{total} (kJ/hr)
Aceite	1,97		20,00	20,00	787,20		
Agua	4,15	2 256,50	257,26	50,00	53 387,60	581 274,40	
Proteina	1,17		182,00	20,00	4258,80		
Harina	1,55				58 433,60		635 918,0

Para la capacidad de 40 toneladas/hora:

$$\dot{Q} = 635\,918 \times 40 \cong 25\,436\,720 \text{ kJ/hr}$$

$$\dot{Q} = 7\,065\,755,556 \text{ watts}$$

El flujo de vapor de caldera:

Según tabla termodinámica del vapor saturado [22], para una presión de 6 bar, el calor de condensación es: $h_{fg} = 2\,085,1 \text{ kJ/kg}$

Considerando una eficiencia de transferencia de 85% [22], el flujo de vapor de caldera a suministrar al secador será:

$$\Rightarrow \dot{m} = \frac{635\,918 \times 40}{2\,085,1 \times 0,85} \cong 14\,352 \text{ kg/hr}$$

3.3.3 CÁLCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En el secador rotatubos, el área de transferencia de calor está compuesta por la superficie periférica de los tubos calefactores ($\pi \cdot d_{Ext} \cdot L_{tubo}$) y del cuerpo cilíndrico con su chaqueta ($\pi \cdot D \cdot L$).

El cálculo del área de transferencia de calor lo hacemos en base a las siguientes premisas:

- La evaporación del agua contenida en el producto se realiza a presión atmosférica aproximadamente.
- La condensación del vapor en el interior de los tubos se lleva a cabo a una presión de 6 bar.
- Capacidad del secador: 9 500 kg/h de evaporación.

Consideraciones:

1. Transferencia de calor en condiciones adiabáticas con cambio de fase.
2. Eficiencia de la transferencia: 85%.
3. Diferencia media de temperatura (TDML): $\Delta T_m = 40^\circ\text{C}$

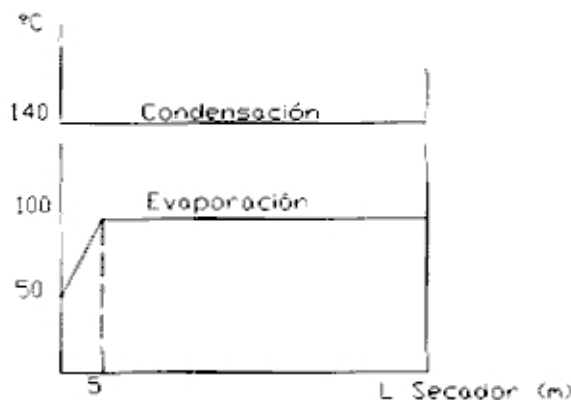


Figura 3.1 Diferencia de temperaturas.

Reemplazando los datos conocidos en la ecuación (3.4), se tiene para A :

$$A = \frac{7\,065\,755,556}{40 \times U} \text{ m}^2 \quad (3.8)$$

Utilizamos una hoja de cálculo Excel para obtener el área de transferencia de calor con la ecuación (3.8), en la que consideramos valores del coeficiente global U entre 90 y 150 $W/^{\circ}C m^2$ [20]. La tabla 3.2 muestra los resultados.

Tabla 3.2 Área de transferencia de calor

Q (J/s)	7 065 755,5						
U ($W/^{\circ}C m^2$)	150	140	130	120	110	100	90
A (m^2)	1 177,62	1 261,74	1 358,79	1 472,03	1 605,85	1 766,43	1 962,71

A modo de verificación de éstos valores, tomemos en cuenta la norma establecida para la industria pesquera, según la Dirección Nacional de Procesamiento Pesquero².

Esta entidad estatal, mediante Resolución Directoral N° 033-2001 PE-DNPP, febrero 2001, establece que las fórmulas o factores de corrección pertinentes, como resultado de la introducción de nuevas tecnologías en el procesamiento destinado a la obtención de productos con mayor valor agregado, en lo concerniente a los secadores, son las siguientes:

1.3. SECADORES

1.3.1. INDIRECTOS:

“Para las plantas de harina de pescado con secadores a vapor indirecto del tipo ROTATUBOS para la primera etapa del secado, se aplicará la siguiente fórmula”:

$$CAP = A \cdot K$$

Donde: CAP = Capacidad efectiva del secador en T/h

$$K = 33 m^2 / T/h$$

² Dirección Nacional de Procesamiento Pesquero. Resolución Directoral N° 033-2001-PE-DNPP, febrero 2001.

Para la capacidad de secado de 40 toneladas, el área de calentamiento es:

$$A = 40 \times 33 = 1\,320 \text{ m}^2$$

La cual se obtendría con un valor de U aproximado de $130 \text{ W/}^\circ\text{C m}^2$ que, como puede verse en la tabla anterior, pertenece al rango considerado para el coeficiente global U .

Para un cálculo conservador, consideramos inicialmente para el área de transferencia de calor, el valor: $A = 1\,360 \text{ m}^2$

3.4 DIMENSIONAMIENTO DEL SECADOR

Según el Handbook Industrial Drying [17], capítulo 6 Indirect Dryers, el rango de variación de la relación L/D es de 4 a 10. Por otro lado, en plantas harineras de nuestro litoral los secadores a vapor rotatubos instalados guardan la relación de L/D dentro del rango 6 a 7,5 con diámetros de hasta 3,00 m en promedio, para secadores entre 15 y 20 ton/hora.



Figura 3.2 Secador rotatubos de 15 Ton/H en proceso de reinstalación en una fábrica en Puerto Malabrido La Libertad, año 1999.

Aplicando un criterio conservador y teniendo en cuenta el incremento de la capacidad a 40 Ton/H, asignamos un valor de 21 m para la longitud de los tubos calentadores y 22, 2 m para el cuerpo cilíndrico. El diámetro del secador depende del número de tubos montados paralelamente en su interior.

3.4.1 NÚMERO DE TUBOS CALENTADORES

La Asociación de Fabricantes de intercambiadores de calor de casco y tubos TEMA (Thermal Exchange Manufacturers Association), recomienda arreglos con distribución triangular de los tubos para una mejor transferencia de calor. En nuestro diseño tomamos esta sugerencia pero asegurando que el producto discorra a flujo cruzado con respecto al haz, en forma libre y sin que se produzcan retenciones o atoros de harina entre los tubos.

Es recomendable utilizar tubos Sch entre 10 y 40 con diámetros de 2", 2½", 3" y 4" [26], dependiendo de la capacidad del secador y del material de los tubos.

Para calcular el número de tubos calefactores, se considera los siguientes aspectos:

1. Área de transferencia de calor requerida.
2. Ubicación del sistema de suministro de vapor
3. Aspectos constructivos como:
 - a. Conexión de la alimentación de vapor a los tubos calefactores.
 - b. Disposición de los tubos en la sección transversal del secador.
 - c. Simplicidad de afirmación sobre sus elementos de apoyo.

- d. Uso de la longitud comercial completa de los tubos, con el menor número posible de uniones soldadas.
4. La caída de presión del vapor en el lado de los tubos.
5. Disponibilidad del tubo en el mercado (diámetro, espesor y longitud, acabado superficial, etc.)

Analizaremos a los dos tipos de ordenamientos de los tubos que se indicó en el capítulo II (figuras 2.11 y 2.12).

Arreglo I: Tubos en hileras circunferenciales concéntricas

Para analizar las opciones del número de hileras y de la cantidad de tubos por hilera, se dibuja la disposición de los tubos en la sección transversal del cilindro, considerando lo siguiente:

- Se utilizan tubos de acero al carbono Sch 40 de 3" de diámetro.
- Longitud del tubo, paralelo al eje axial del secador, 21,00 m.
- Altura de paletas elevadoras: no mayor a 150 mm.

Con diámetro $D = 3,2$ m, el arreglo de tubos seleccionado para alcanzar el área de transferencia de calor requerida es la que se muestra en la figura (3.3).

Según se observa, el conjunto de tubos se ordena en 5 hileras circunferenciales concéntricas: la hilera cercana a la pared del casco la denominamos hilera 1, y las demás se van numerando sucesivamente conforme se acercan al centro. Quedando el área de transferencia de calor compuesta por:

- 100 tubos 3" Ø Sch 40 (90 mm Ø ext) (hileras 1 y 2) → 586,50 m²
 - 120 tubos 3" Ø Sch 40 (90 mm Ø ext) (hileras 3, 4 y 5) → 703,80 m²
 - Cilindro o casco de 3,20 m Ø x 22,00 m → 221,16 m²
- TOTAL ÁREA DE TRANSFERENCIA: 1 511,46 m²**

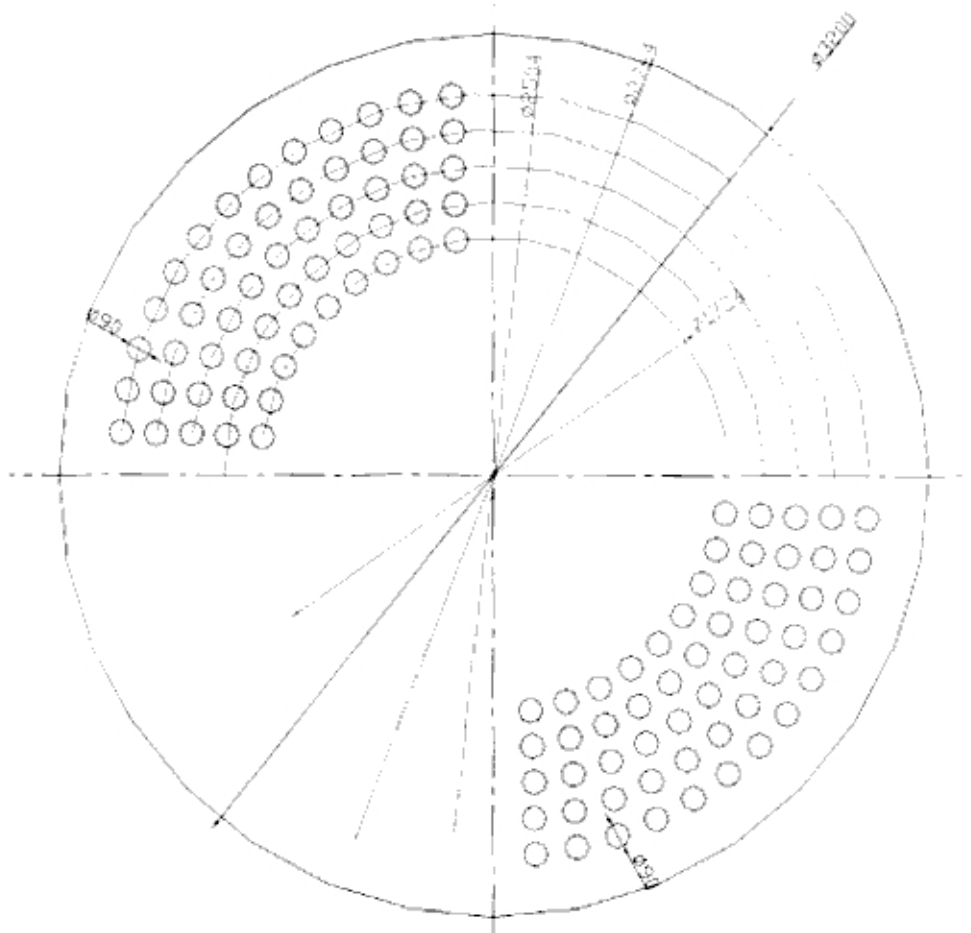


Figura 3.3 Disposición de los tubos en dos placas cuarto circulares.

Arreglo II: Tubos en seis haces circundantes

En el arreglo de seis haces de tubos (figura 3.4), cada haz consta de 37 tubos [27] según se muestra en la figura 3.5. Se considera inicialmente el mismo diámetro de 3,20 m para el cilindro, y longitud de 21 m para los tubos, quedando el área de transferencia de calor compuesta por:

- 222 tubos de 3" \varnothing Sch 10 (90 mm \varnothing ext) x 21 m \rightarrow 1318,15 m²
 - Cilindro o casco de 3 200 mm \varnothing x 22,20 m \rightarrow 221,16 m²
- TOTAL ÁREA DE TRANSFERENCIA:** \rightarrow 1 539,31 m²

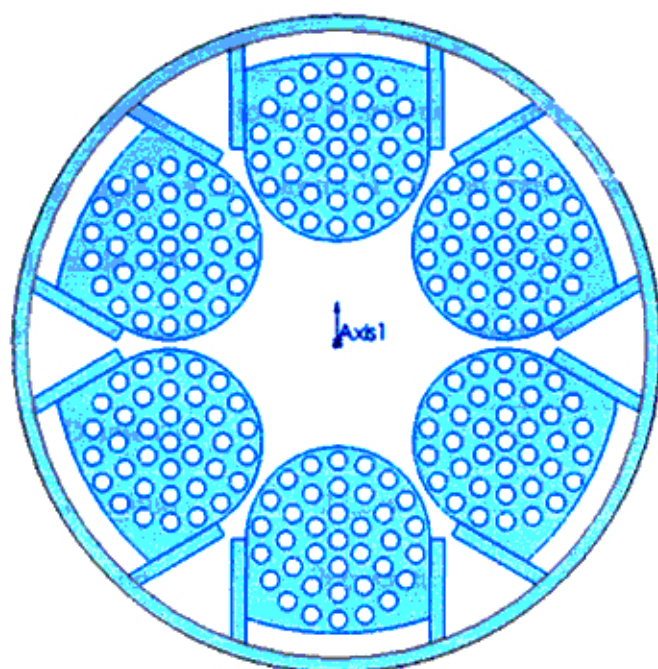


Figura 3.4 Sección del secador con ordenamiento de 6 haces.

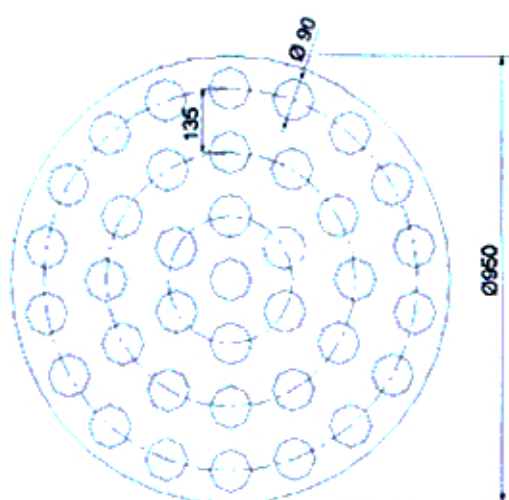


Figura 3.5 Disposición de los tubos en un haz.

3.4.2 DIAMETRO DEL CASCO INTERIOR:

Para facilitar la disposición de los haces de tubos y el armado de la sección circunferencial del cilindro durante la fabricación, consideramos diámetro $D = 3,44$ m, dejando espacio suficiente para la ubicación de las paletas levantadoras en el cilindro, con lo que el área de transferencia de calor aumenta a $1.555,75 \text{ m}^2$. La figura 3.4 se muestra la sección transversal del secador con arreglo de seis haces de tubos.

Es decir que las dimensiones definitivas del secador son:

- Diámetro : 3,44 m
- Longitud : 22,2 m
- Volumen : $206,33 \text{ m}^3$

3.4.3 DIÁMETRO DE LA TUBERÍA DE VAPOR

El diámetro de la tubería de alimentación de vapor al secador, se determina considerando valores recomendados para la velocidad de flujo del vapor en el manual de CRANE [3]: entre 4 000 y 6 000 pies/minuto³.

En el ábaco de Spirax Sarco [22] de la figura (3.6), sobre selección de tamaño de tubería para flujo de vapor, ingresamos con el flujo de 31 970 lb/hr (14 500 kg/hr), lo interceptamos con la línea de presión 90 lb/pulg^2 y para el rango de velocidades considerado se obtiene una *tubería de 6"* de diámetro.

³ CRANE Co. Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías. Editorial McGraw-Hill, 2004.

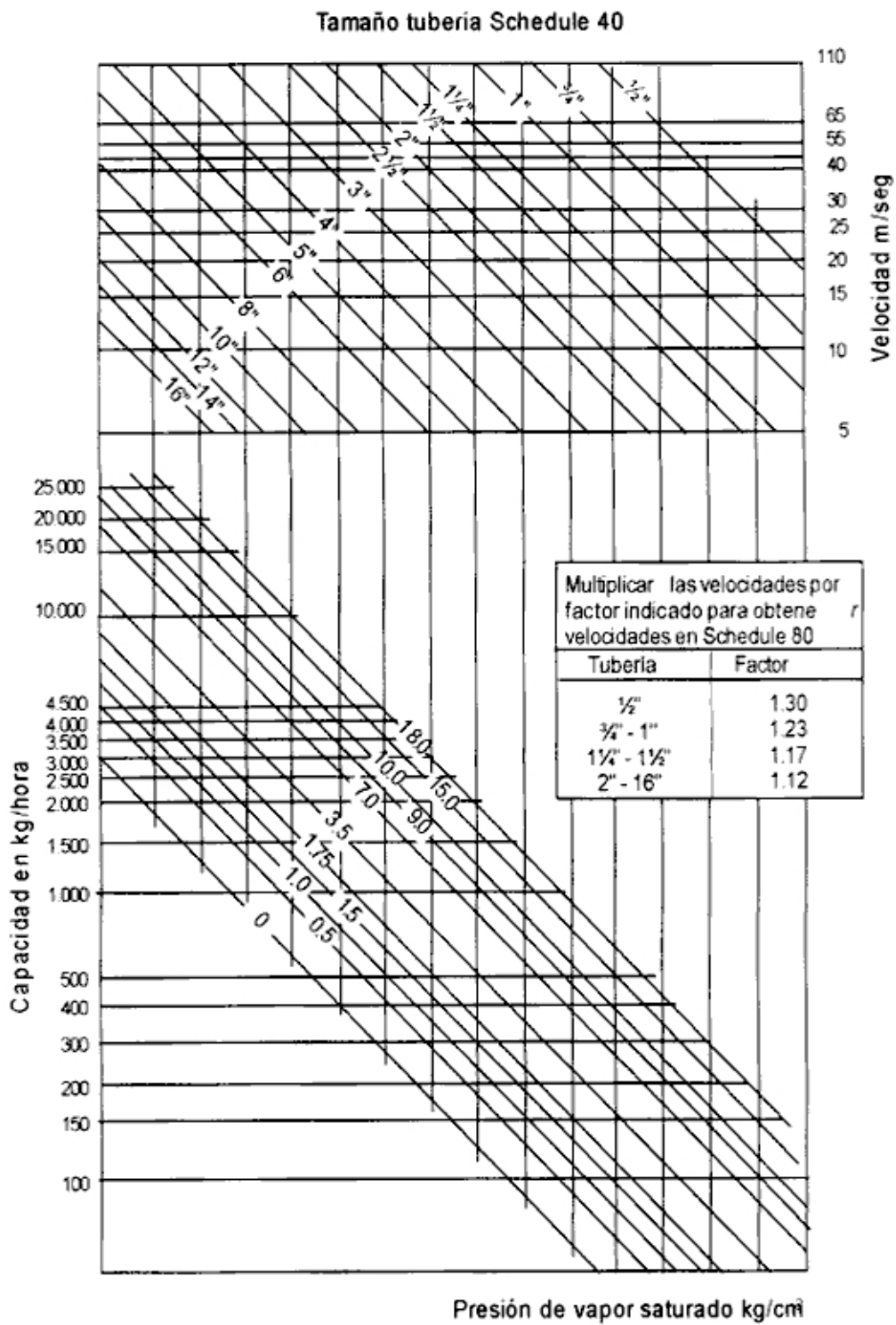


Figura 3.6 Reproducción de Abaco de Spirax Sarco

3.4.4 NÚMERO DE PALETAS

El número de paletas se determina a partir de las siguientes relaciones prácticas [17], entre el número de paletas n_p y el diámetro del secador; y para la longitud de arco entre paletas l en m:

$$6,56 \leq \frac{n_p}{D_i} \leq 9,84 \quad 0,6 \leq l \leq 2$$

Y del Chemical Process Equipment capítulo 9 [2] entre la altura de las paletas h_p y el diámetro del secador D , existe el siguiente rango de valores para la relación h_p/D :

$$0,025 \leq \frac{h_p}{D} \leq 0,038$$

Relación geométrica entre la longitud del arco y el diámetro.

$$l = \left(\frac{\pi}{180} \times \theta \right) \times \frac{D_i}{2} \quad \text{siendo} \quad \theta = \frac{360}{n_p}$$

Con el diámetro del casco ya definido y con valores usuales del número de paletas [17], se obtiene la altura h_p que se muestra en la tabla 3.3

Tabla 3.3 Altura de paletas

n_p	D (m)	$\frac{n_p}{D_i}$	θ (°)	$\frac{h_p}{D_i}$	l (m)	h_p (m)
20	3,44	5,88	18	0,026	0,57	0,09
24	3,44	7,05	15	0,036	0,47	0,12
30	3,44	8,82	12	0,038	0,38	0,13

De la tabla seleccionamos:

$$N_p = 30 \text{ paletas y } h_p = 130 \text{ mm}$$

3.5 OPTIMIZACIÓN DEL EQUIPO DE SECADO

3.5.1 INTRODUCCIÓN

Optimizar un equipo mecánico existente implica conocer al detalle el equipo; tanto de su cálculo y diseño, como del procedimiento de su manufactura.

En el presente estudio se utiliza el programa de diseño y simulación asistida por ordenador llamado Solidworks que permite un conocimiento detallado de las características geométricas y constructivas del secador original, y a la vez proponer innovaciones con ventajas significativas de disminución de material y de manufactura.

3.5.2 SECADOR ORIGINAL

El equipo original es un secador rotatubos de 20 ton/h con ordenamiento de tubos en hileras concéntricas, fabricado para la Planta de harina de pescado en Puerto Malabrigo, Departamento de La Libertad de propiedad de la empresa Harinas Especiales S.A.C. en el año 1999.

Las siguientes figuras grafican la complejidad del diseño de sus sistemas componentes, y de su manufactura: en la figura (3.7) que es una vista en corte, se aprecia la disposición de los pares de crucetas que soportan los tubos a lo largo de la longitud del secador. En esta vista, la zona de ingreso de producto y suministro de vapor se halla en el extremo izquierdo y la salida de condensado y de harina, en el extremo opuesto. La figura 3.8 por su parte, muestra una cruceta con sus dos placas agujereadas por las que pasan los tubos de dos cuadrantes opuestos, manteniéndose debidamente alineados.

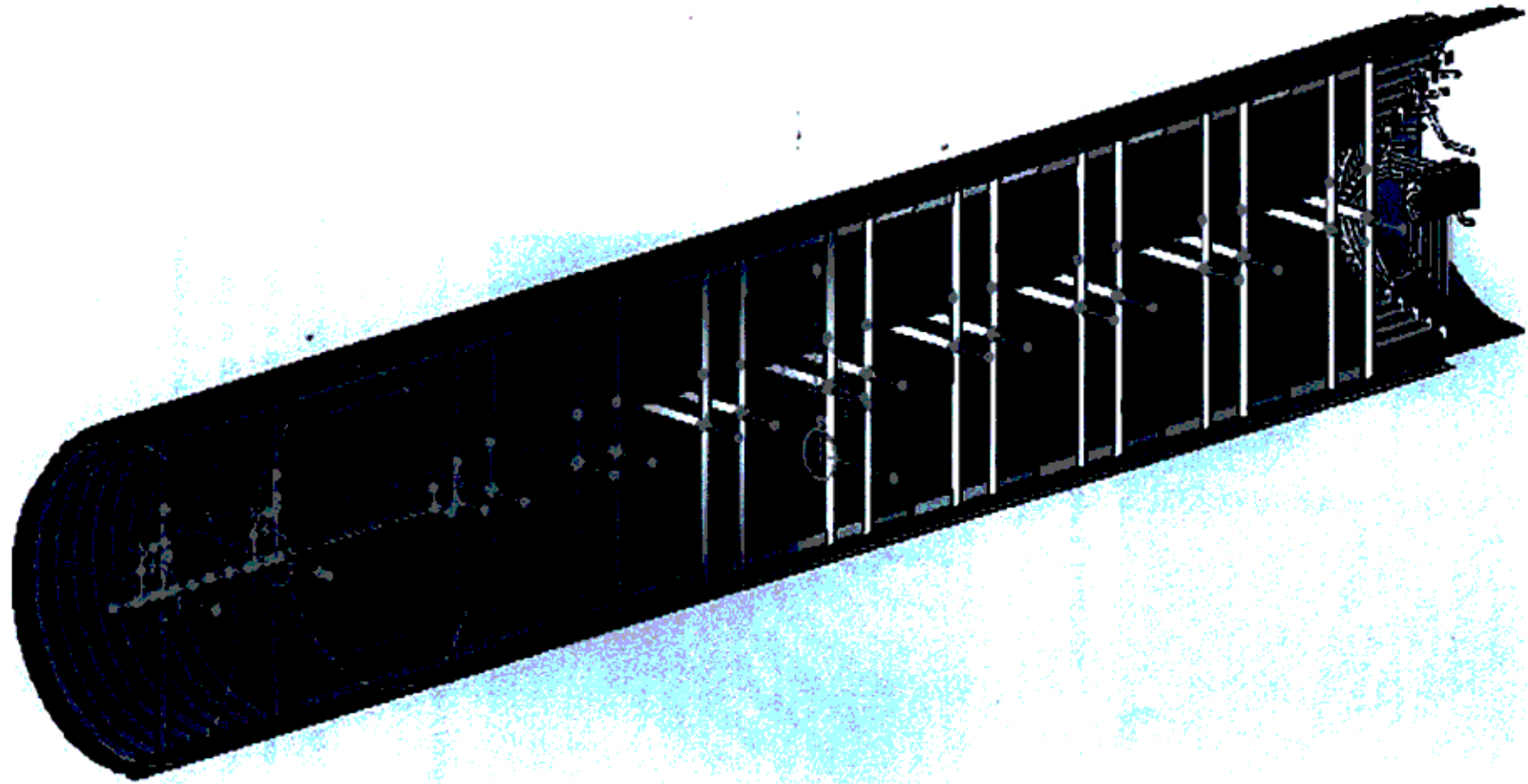


Figura 3.7 Vista en corte del secador, se aprecia los componentes del distribuidor de vapor y colector de condensado.

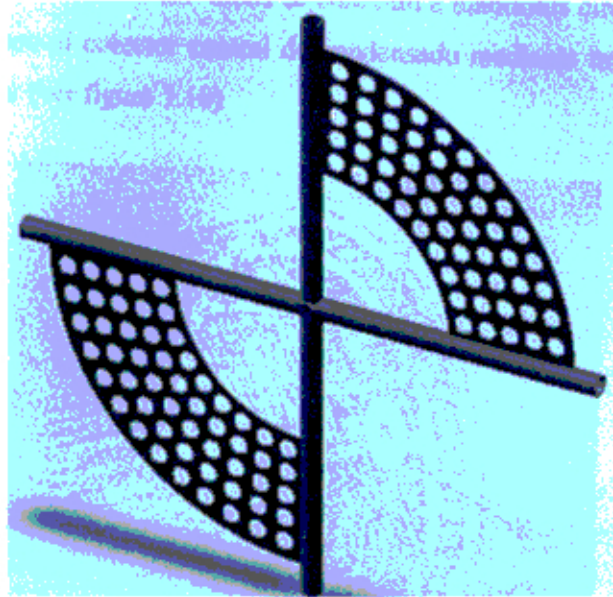


Figura 3.8 Cruceta con placas portatubos

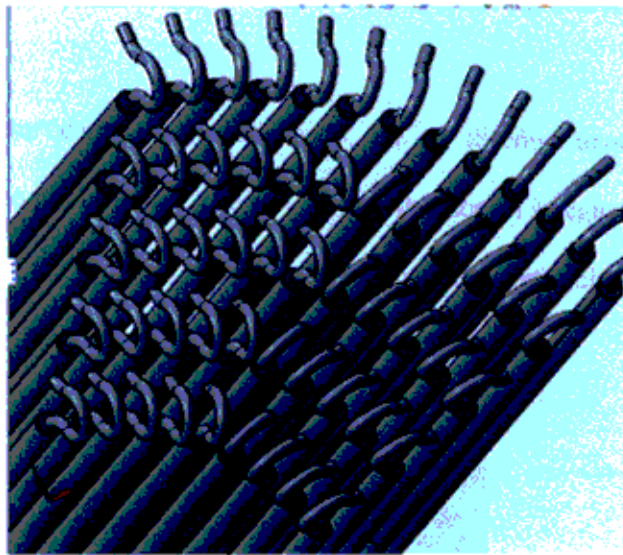


Figura 3.9 Detalle de los conectores de tubo a chaqueta.

En la zona de alimentación de vapor, los tubos calentadores de la hilera circular I se conectan a la chaqueta mediante tubos conectores en forma de gancho para absorber la dilatación térmica. Los tubos del resto de hileras, similarmente, se unen a su antecesora como puede observarse en la figura 3.9.

En el otro extremo los tubos se conectan a manifolds circulares, los que a su vez se unen al colector central de condensado mediante tubos radiales de diámetro menor (ver figura 3.10)

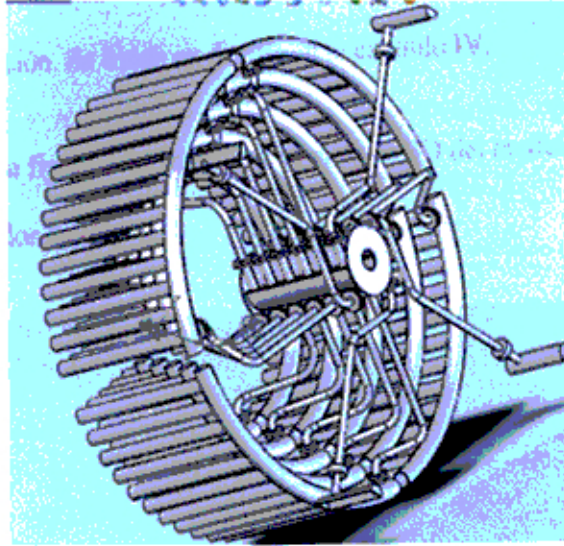


Figura 3.10 Manifolds circulares alrededor del colector

El colector central de condensado, en su diseño cuenta con cuatro conjuntos (uno por cuadrante) de seis tubos alineados en arreglo circular; cinco para los manifolds y el sexto para un cuadrante de chaqueta. El dibujo en 3D se muestra en la figura 3.11

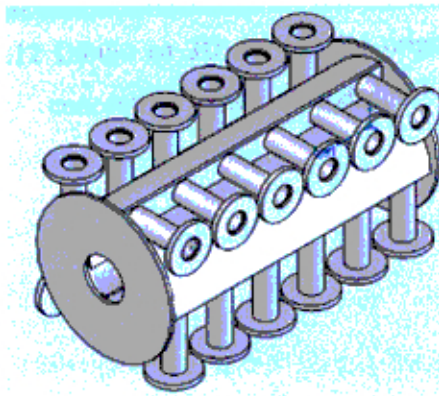


Figura 3.11 Detalle del colector de condensado

Las pistas de rodadura y la rueda dentada para la transmisión de potencia son equipos mecánicos que mantienen sus características generales en los secadores rotatorios y no tienen influencia en la optimización. Se tratan en detalle en el capítulo IV.

La figura 3.12 muestra una vista en 3D del modelo en Solidworks del secador de origen.

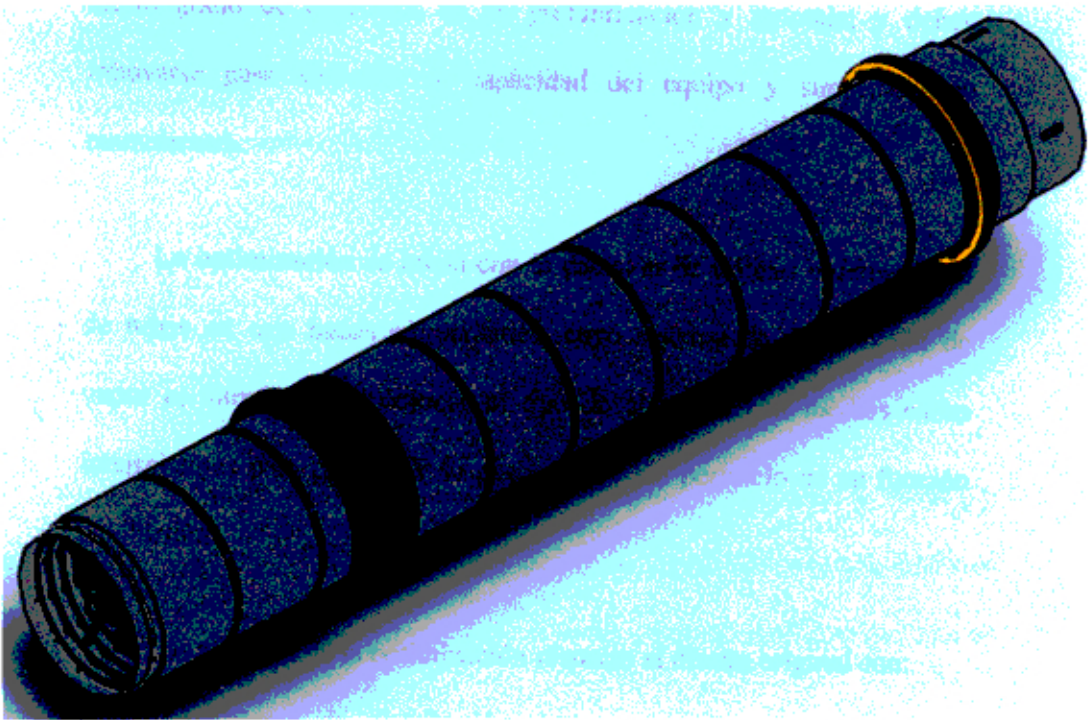


Figura 3.12 Dibujo en 3D del secador original con chaqueta circular concéntrica y pistas de rodadura

3.5.2 SECADOR OPTIMIZADO: TUBOS EN 06 HACES Y CHAQUETA CON MEDIAS CAÑAS

Con la experiencia adquirida en la fabricación de secadores de 20 ton/hora; y luego, con el modelamiento del mismo en Solidworks, se verifica que el sistema de suministro de vapor y de recuperación de condensado es de diseño complejo e incluye numerosos componentes con cierto grado de dificultad en su prefabricación y montaje; y deben innovarse para aumentar la capacidad del equipo y simplificar su manufactura.

La optimización se inicia con la decisión de utilizar ordenamiento de tubos en seis haces circundantes, cuyo sistema de distribución de vapor es simple; y seleccionar el tipo de chaqueta con medias cañas intermitentes para disminuir su peso propio sin perjuicio de su función calefactora.

Las ventajas de la optimización respecto al diseño original son:

1. El sistema de distribución de vapor excluye los numerosos conectores tipo gancho de complicada fabricación, entre la chaqueta y los tubos; así como el colector de condensado, los manifolds circulares y la maraña de cañerías conectoras entre éstos.
2. El ordenamiento de tubos en seis haces tipo casco y tubo (sin coraza) alrededor del eje del cilindro facilita la distribución de vapor en el ingreso y la colección de condensado en la salida.

3. Los soportes de los tubos de un haz son placas circulares sostenidas por dos barras tipo colgante. El distanciamiento entre placas-soporte de un mismo haz es uniforme, y su número se determina por cálculo como viga continua.
4. La chaqueta tipo medias cañas intermitentes, otorga al cilindro la rigidez requerida para minimizar la flexión y tiene un menor peso respecto a las chaquetas cilíndricas con stayer.
5. Los equipos componentes del innovado sistema de vapor tienen gran influencia en la disminución de la carga que va a soportar la estructura del secador.

3.5.2.1 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

La alimentación de vapor y el retorno de condensado se hacen por un mismo lado; en tanto que el ingreso y salida del producto están en extremos opuestos aprovechando el avance que la pendiente permite en cada vuelta durante la operación.

El sistema de distribución de vapor se compone de:

- Tanque distribuidor central con tapas bombeadas.
- Seis cabezales con tapas bombeadas para los haces de tubos.
- Chaqueta
- Tuberías y accesorios.

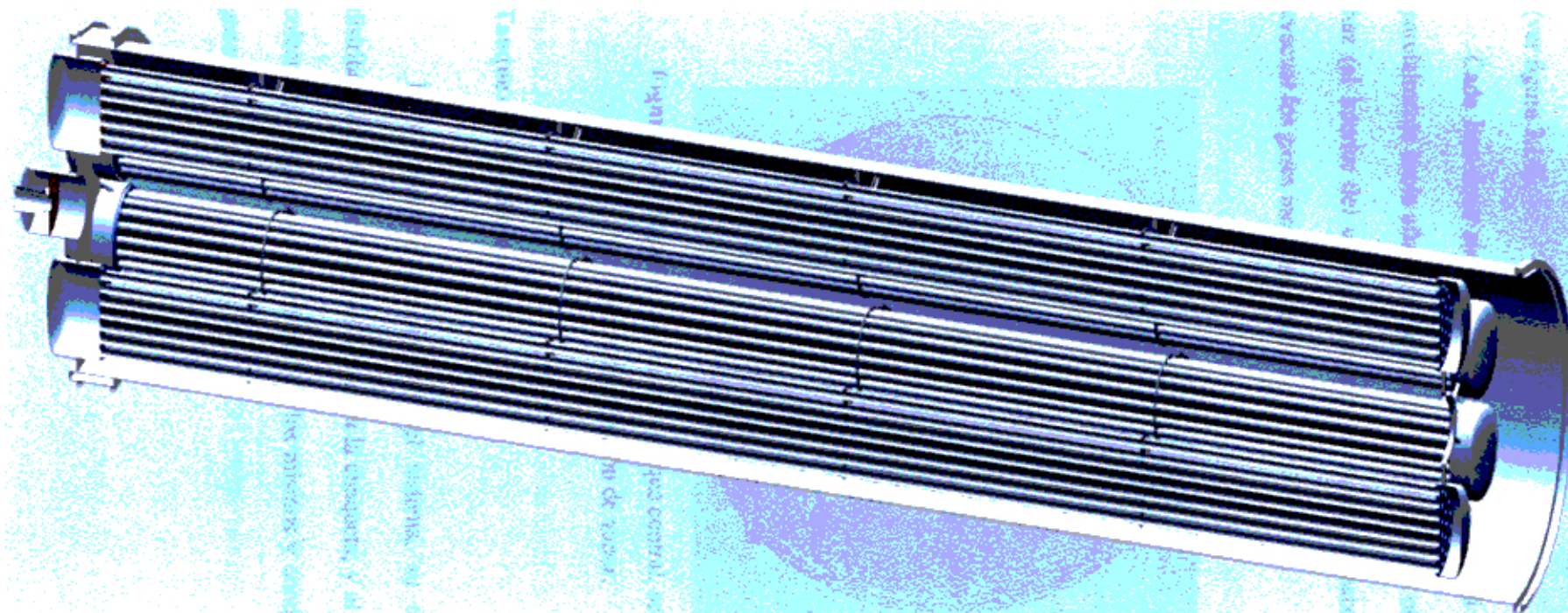


Figura 3.13 Vista en corte del secador con seis haces en ordenamiento circular alrededor del tanque central de distribución de vapor.

El tanque central y los seis cabezales van montados en la tapa circular del casco de la zona de ingreso de vapor y descarga de harina (ver figura 3.14).

Cada haz tiene su cabezal con tapa bombeada, el cual sobresale parcialmente hacia afuera de la tapa del secador. En el otro extremo del haz (al interior del secador), también se monta un cabezal corto para evacuar los gases incondensables.

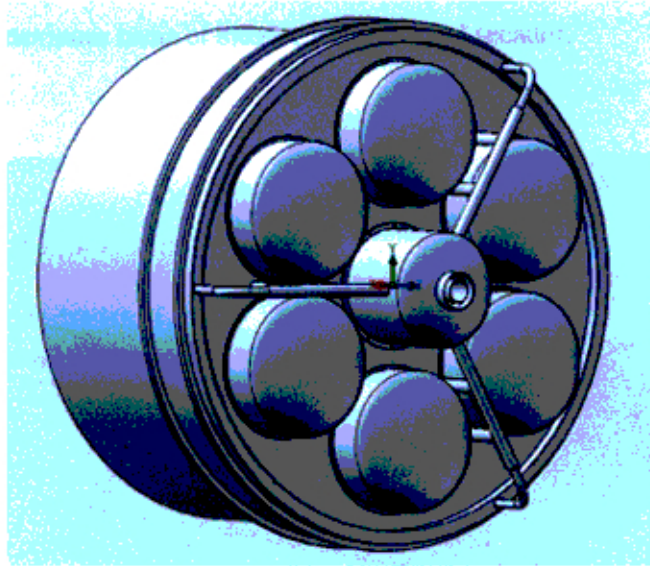


Figura 3.14 Tapa del secador con tanque central, seis cabezales y tuberías de distribución de vapor.

Tanque distribuidor central

Es el principal componente del sistema, su diseño permite distribuir vapor a los haces de tubos y a la chaqueta; y al mismo tiempo coleccionar el condensado de retorno de los mismos y conducirlo a la red general de la planta.

Es un tanque cilíndrico con tapas bombeadas, cuyo interior se divide en dos cámaras, una para el vapor ingresante y la segunda para el condensado de retorno. El disco interior que separa una cámara de otra tiene un agujero central en el que se inserta el tubo de condensado, al cual desde la cámara de vapor lo envuelve un segundo tubo concéntrico de mayor diámetro; ambos atraviesan la tapa bombeada del tanque y se conectan en el exterior a sus respectivas juntas rotatoria. La figura 3.15 muestra la disposición de las partes que conforman el distribuidor central y sus conexiones hacia el interior y exterior del secador.

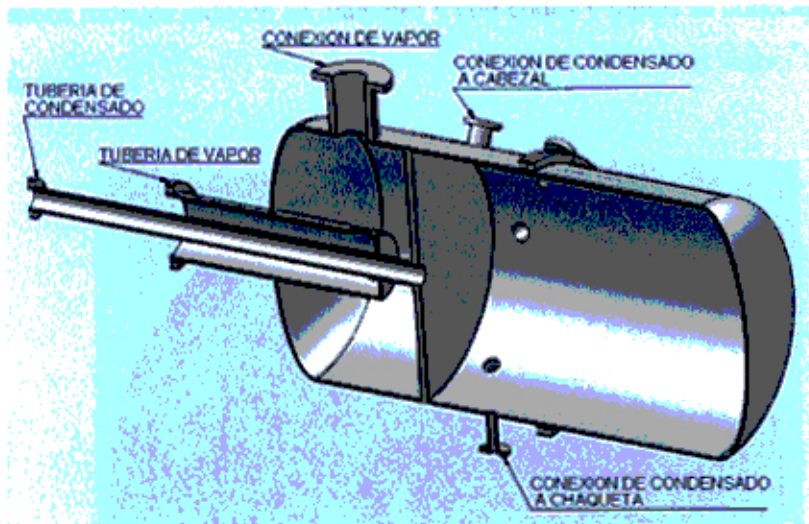


Figura 3.15 Vista en corte del tanque central de distribución de vapor

De la cámara de vapor salen en dirección radial tres tubos cortos con conexión bridada dispuestas en arreglo polar a 120° para conducir el vapor a los haces y a la chaqueta. La cámara de condensado tiene nueve conexiones bridadas de diámetro menor (1 pulg): seis para los cabezales y tres para la chaqueta.

El tanque distribuidor central se monta alineado con el eje del secador y fijado a la tapa de entrada del casco mediante la brida que lo circunda por su sección media.

SUMINISTRO DE VAPOR A LOS TUBOS Y A LA CHAQUETA

El vapor que proviene de la junta rotativa ingresa a la primera cámara del tanque central y de ésta se distribuye a los haces y chaqueta mediante sus tres conexiones: a cada brida se conecta una tubería con dos salidas ortogonales también bridadas, las que se unen a sendos tubos que atraviesan la tapa e ingresan a dos cabezales (figura 3.16). En su tramo final los tubos radiales reducen su diámetro y con codos y niples se conectan con la chaqueta.

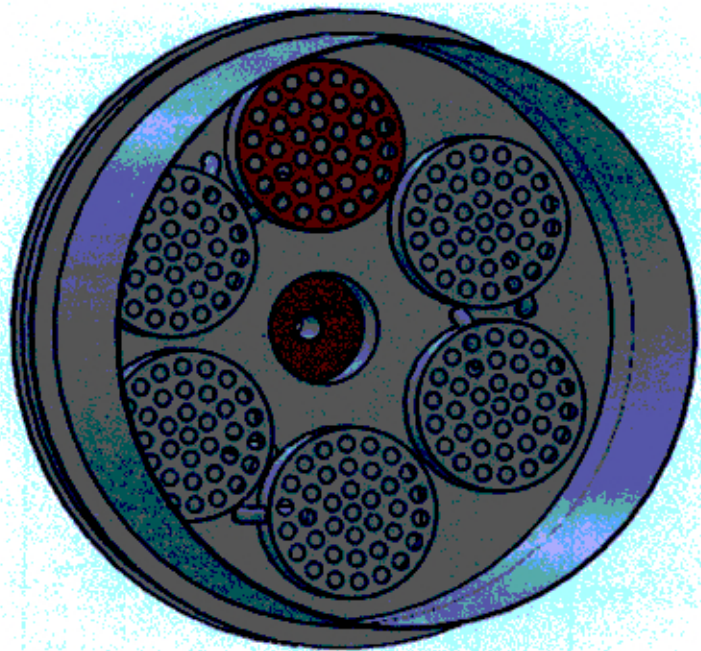


Figura 3.16 Ingreso de vapor a los cabezales

El condensado de la chaqueta retorna hacia la cámara anular debido a la inclinación del secador; y de ésta con tres líneas radiales que penetran al tanque central se conducen a la cámara de condensado en su interior. En forma similar el condensado de los haces de tubos concurren al mismo tanque central.

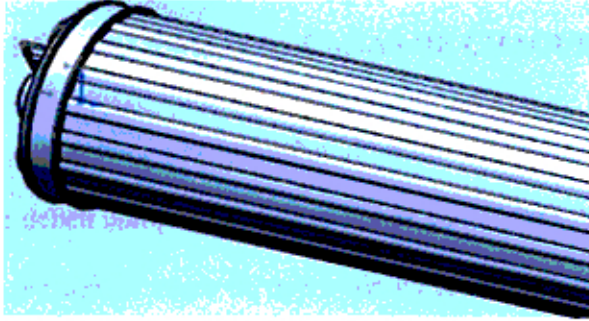


Figura 3.17 Chaqueta: envolvente cilíndrica corta y medias cañas

El flujo másico de entrada y su distribución a los seis haces y a la chaqueta del casco se muestra en el esquema de la figura 3.18

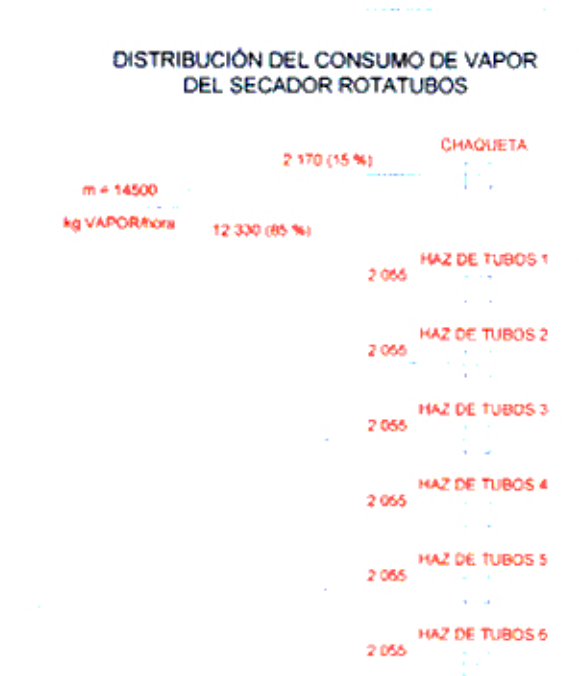


Figura 3.18 Flujos de vapor a haces y chaqueta

3.5.3 ESPEORES DE EQUIPOS A PRESIÓN

Los componentes del sistema de distribución de vapor deberán diseñarse teniendo en cuenta que van a estar sometidos a presión interna.

3.5.3.1 CASCO Y MEDIAS CAÑAS DE CHAQUETA

Los espesores de las planchas de acero del casco del secador y de la chaqueta deben cumplir las disposiciones del Código ASME Capítulo VIII [14]. La presión de vapor de operación en la chaqueta es de 6 bar, pero las pruebas de operación, según Norma se realizan a una presión de 9 bar.

La plancha de acero ASTM A36 para el cilindro usualmente es de 8 a 12 mm de espesor [3], valor que incluye el efecto nocivo de la corrosión a la que estará sometido.

La chaqueta se conforma con arcos cilíndricos, los cuáles se obtienen por corte longitudinal de tubos de 12" en cuatro arcos iguales (figura 3.19). El espesor de la chaqueta se obtiene considerando el diámetro hidráulico equivalente del conducto delimitado entre la media caña y la periferia del casco.

$$D_{\text{equivalente}} = 77,93 \text{ mm}$$

El diámetro comercial más cercano a este valor corresponde a un tubo de 3 pulg Schedule 40 cuyo espesor es 5,49 mm; y según tabla del "Manual de recipientes a presión" [14] soporta 556 psi con margen de 1/8" por

corrosión. Por tanto el tubo de 12" Schedule 20 que tiene 6,35 mm de espesor, satisface este requerimiento.



Figura 3.19 Corte de tubo de 12" sch 20 para las medias cañas

3.5.3.2 TUBOS DE UN HAZ

De tabla del "Manual de recipientes a presión" [14], el espesor del tubo de 3" \varnothing sch 40 satisface las condiciones de operación incluyendo un margen de 1/8" por corrosión.

3.5.3.3 PLACA PORTATUBOS DEL CABEZAL

Con el número de tubos por haz ya determinado, se dimensiona la placa portatubos del cabezal. Su diámetro y espesor se determinan de acuerdo al procedimiento señalado en el código TEMA [24].

El diámetro de la placa portatubos es 50 mm mayor al diámetro de la circunferencia externa de los tubos.

Debido a la presión en el interior del cabezal, la placa portatubos está sometida a esfuerzos por flexión y por cortante, siendo el efecto de flexión el más crítico por el tamaño del diámetro y el número de agujeros.

El Código TEMA 2007 plantea la fórmula siguiente:

$$t_e = \frac{F \times D_{PL}}{3} \sqrt{\frac{P_e}{\eta \cdot S}} \quad (3.9)$$

Donde:

t_e : Espesor efectivo de la placa portatubos.

F: Factor según Arreglo Placa – Tubos (Según la norma, F varía de 0,8 a 1). Asumimos $F = 1$

D_{PL} : Diámetro Placa Porta Tubos = 950 mm.

P_e : Presión efectiva diferencial de diseño.

η : Factor por arreglo de tubos triangular dado por la relación

$$\eta = \left(1 - \frac{0,907}{\frac{p}{d_t}} \right) \quad (3.10)$$

El paso de tubos en el arreglo triangular, $p = 1,5 d_t$

Lo que nos da: $\eta = 0,41$

La presión efectiva puede calcularse por fórmula que considera las condiciones de fijación, número de agujeros, dilatación térmica, etc; obteniéndose valores en el rango de 1,5 a 1,75 veces la presión de vapor en el cabezal. Considerando que la presión de vapor es de 150 psi, el valor crítico de la presión efectiva es: $p_e = 262$ psi

Reemplazando valores en la fórmula (3.9), se obtiene: $t_e = 31$ mm.

En nuestro diseño usaremos espesor de placa portatubos: $t_{PL} = 1 \frac{1}{2}$ pulg.

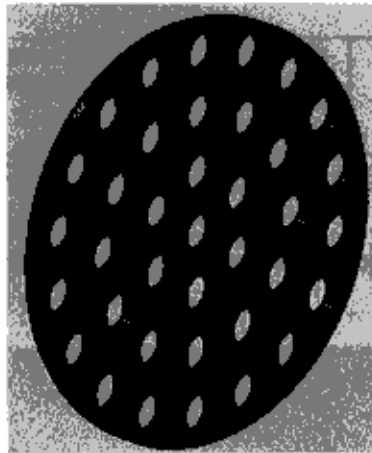


Figura 3.20 Placa portatubos

3.5.3.4 CABEZAL

La geometría de los cabezales se define según las especificaciones dadas para Tapas bombeadas y rebordeadas tipo API-ASME, cuyas dimensiones y espesores están tabuladas en el “Apéndice de Aplicaciones prácticas del Manual API” (año 2003). El diámetro interior del cabezal es igual al diámetro de la placa portatubos. En la tabla (3.4) se muestran las dimensiones representativas de un cabezal en la figura (3.21).

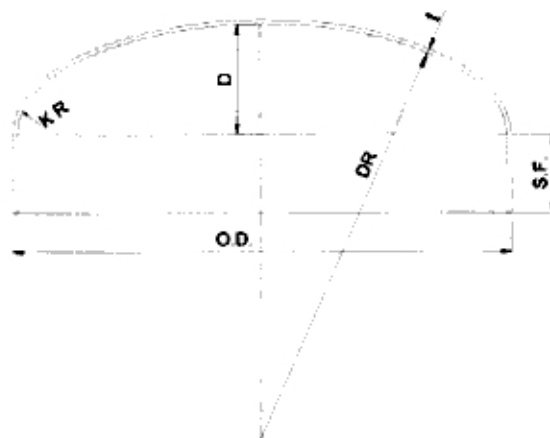


Figura 3.21 Dimensiones en mm de tapas bombeadas y rebordeadas.

Tabla 3.4 Dimensiones del cabezal de los haces de tubos

Diámetro exterior OD	Espesor calibrado t	Radio de bombeo DR	Radio de rebordeo K-R	Máx. Pestaña recta SF	Profundidad interior del bombeo D
950,00	8,00	1071	16,00	90,00	120

La figura 3.22 muestra un haz de tubos con soportes y tapas bombeadas.

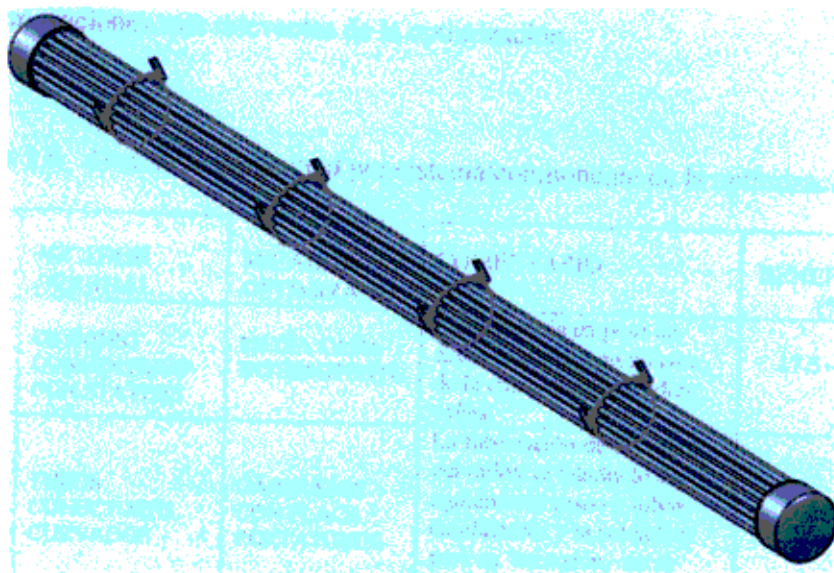


Figura 3.22 Haz de tubos con sus soportes

3.5.3.5 Tanque distribuidor central

La presión de operación del tanque es la que ejerce el vapor saturado que ingresa; es decir 6 bares. Por la similitud de su geometría a la del cabezal de un haz de tubos, consideramos los valores especificados en la tabla (3.5).

Tabla 3.5 Dimensiones del cabezal del tanque central

Diámetro exterior OD (mm)	Espesor calibrado t (mm)	Radio de bombeo DR (mm)	Radio de rebordeo K-R (mm)	Longitud recta L (mm)	Profundidad interior del bombeo D (mm)
750,00	8,00	1071	16,00	850,00	120

3.5.4 VENTAJA ECONÓMICA DE LA OPTIMIZACIÓN

Las innovaciones efectuadas en el sistema de suministro de vapor y en la disposición de los tubos, no alteran las especificaciones definidas para la operación del secador; en cambio ofrecen importantes ventajas en el proceso de su fabricación y montaje. La tabla 3.6 contiene el porcentaje favorable en costo de las innovaciones más relevantes de la optimización.

Tabla 3.6 Beneficio porcentual por sistema/componente de la optimización

SISTEMA/COMPONENTE	SECADOR ORIGINAL	SECADOR OPTIMIZADO	COMENTARIO	BENEFICIO ^(*) (%)
CHAQUETA	CILINDRO CONCÉNTRICO CON STAYERS	MEDIA CAÑA INTERMITENTE	La diferencia en peso de acero es de 15 Ton a favor de la chaqueta con medias cañas.	17.5 - 18.5
SUMINISTRO DE VAPOR A TUBOS Y CHAQUETA	TUBOS CONECTORES CURVADOS	CABEZALES CON PLACA PORTATUBOS	La fabricación de los tubos curvados, el taladrado de agujeros en casco y tubos calefactores y la soldadura para su conexión, no se aplica para el secador optimizado	4.5 - 5.5
RECUPERACIÓN DE CONDENSADO	COLECTOR DE CONDENSADO CON MANIFOLDS	TANQUE CENTRAL	El colector con manifolds requiere más horas de mano de obra y 0,35 Ton de acero adicional	1.5 - 2.5
TOTAL DE BENEFICIO ECONÓMICO (%)				23.5 - 26.5

(*) Porcentaje con respecto a costo total del equipo.

Según el análisis presentado en la tabla se concluye que con el nuevo diseño, el costo de la manufactura del secador de 40 Ton/hora disminuye un 25 % en promedio, con respecto a uno manufacturado según el diseño original.

CAPÍTULO IV

PISTAS DE RODADURA Y TRANSMISIÓN DE POTENCIA

4.1 INTRODUCCIÓN

Para la operación del secador rotatubos, que implica movimiento rotatorio alrededor de su eje axial, se requiere de pistas de rodadura y de apoyos rodantes, adecuados y bien localizados; y de un sistema de transmisión de potencia que provea dicho movimiento.

En el presente capítulo se hace el diseño y/o selección de estos componentes mecánicos, considerando características y requisitos que deben cumplir: en primer término se dimensiona las pistas cilíndricas de rodadura y los polines de apoyo; luego se selecciona los equipos del sistema de transmisión de potencia.

4.2 PISTAS DE RODADURA

Según recomendación de la ASME¹, para cilindro horizontal largo, de pared delgada con tapas planas, desde el punto de vista estático y económico, se sugiere el uso de dos apoyos únicamente a diferencia del sistema de varios soportes. En el caso de los secadores rotatubos, se utilizan dos pistas de rodadura apoyadas en contacto por aplastamiento sobre dos pares de rodillos.

Las pistas son ruedas de acero, que envuelven al secador a manera de zunchos, y que van localizadas a uno y otro lado de la sección central (ver figura 4.1). Identificamos como pista A, la pista de rodadura que se ubica hacia el extremo de alimentación; y como pista B a la restante.



Figura 4.1 Secador con sus dos pistas de rodadura y su transmisión de potencia cadena-rueda dentada con cubierta metálica pintada de amarillo.

Para una buena distribución del peso total del equipo, cada una de las pistas se apoya sobre cuatro rodillos de acero ordenados en dos pares y montados simétricamente respecto al radio vertical inferior del secador.

¹ MEGYESY, Eugene. Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo. Editorial LIMUSA S.A., Cuarta edición, 1998. Pág. 86.

4.2.1 LOCALIZACIÓN ÓPTIMA DE LAS PISTAS DE RODADURA

A diferencia de un tanque de almacenamiento de líquidos que permanece estático sobre sus apoyos, el secador durante su operación gira alrededor de su eje axial deslizando sus pistas sobre los apoyos de rodillo; y por tanto es conveniente que las flechas, tanto en los voladizos como en el tramo central sean hacia abajo para generar cambio de tendencia de la deformada, pasando de creciente a decreciente en cada apoyo (ver figura 4.3), logrando que se obstaculice el deslizamiento en dirección axial por la inclinación del secador.

La ubicación de las dos pistas de rodadura debe ser de manera tal que cada una soporte la misma carga; y compatibilice favorablemente las deformaciones por flexión del tramo central y de los voladizos.

Considerando los pesos de los equipos del sistema de alimentación de vapor y del peso propio del cilindro con su chaqueta, tenemos la viga cargada según se indica en la siguiente figura.

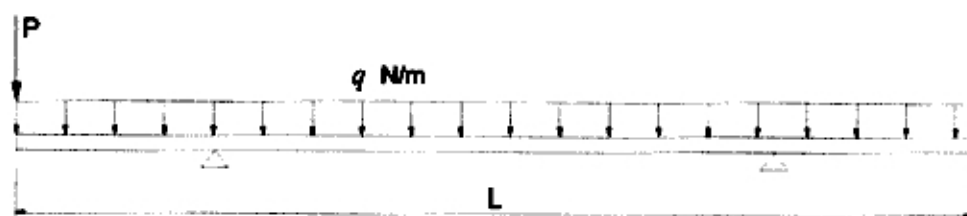


Figura 4.2 Esquema de secador como viga con carga uniformemente distribuida.

Donde la carga concentrada P en un extremo representa el peso de los cabezales y placas de los haces, del tanque central y demás accesorios del sistema

de alimentación de vapor; y q es el peso unitario del secador. Para simplificar el esquema de cálculo, sustituimos la carga concentrada por un tramo adicional de carga distribuida, de manera que la viga tiene carga uniformemente distribuida a lo largo de toda su longitud y voladizos de la misma longitud " a ".

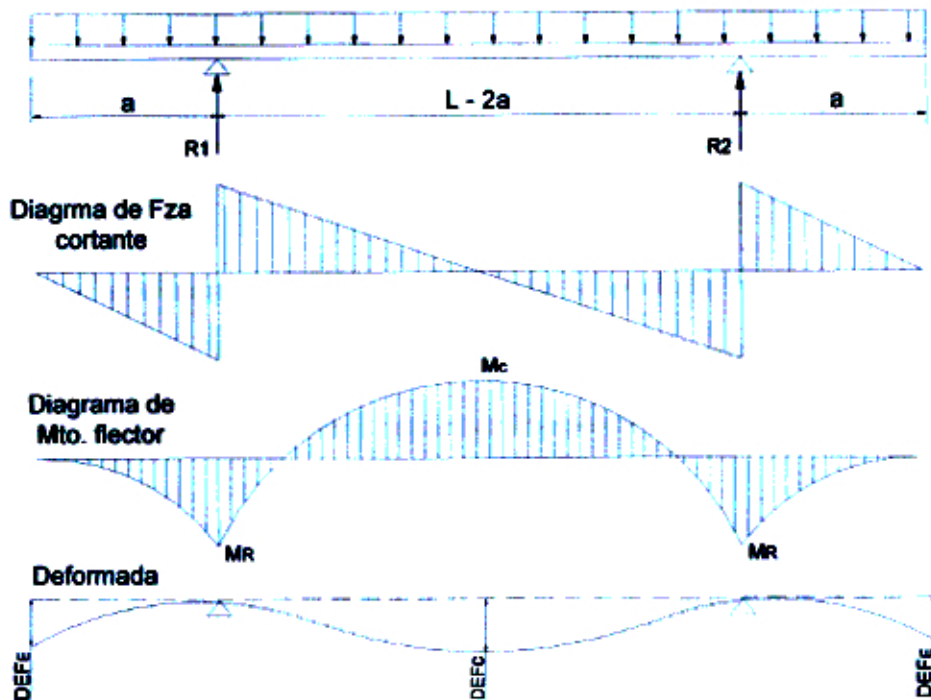


Figura 4.3 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y curva deformada.

En tablas de vigas se tienen las siguientes relaciones de reacciones, fuerza cortante y momento flector para la viga considerada:

Reacciones: $R_1 = R_2 = W/2$

Fuerza cortante máxima: $V = -q \cdot a$ justo hacia fuera de los soportes

$$V = \frac{q}{2}(L - 2a) \quad \text{Justo hacia adentro de los soportes}$$

Momentos flectores: $M_R = -\frac{q \cdot a^2}{2}$ en los soportes

$$M_C = \frac{q \cdot L}{8} (L - 4a) \quad \text{en el centro}$$

Flechas:

$$y_c = \frac{qL(L-2a)^3}{384 EI} \left[\frac{5}{L}(L-2a) - \frac{24}{L} \left(\frac{a^2}{L-2a} \right) \right] \quad \text{en el centro}$$

$$y_x = \frac{ql \cdot a \cdot (L-2a)^3}{24 EIL} \left[-1 + 6 \left(\frac{a}{L-2a} \right)^2 + 3 \left(\frac{a}{L-2a} \right)^3 \right] \quad \text{en los extremos}$$

Esfuerzo normal por flexión: $\sigma_x = -\frac{M(x)}{I} \times C$ en cualquier sección x

Las secciones de mayor esfuerzo normal se localizan en los apoyos y en el centro de la viga. Resulta conveniente entonces que la longitud de los voladizos proporcione momentos flectores iguales en los apoyos y en la sección central.

Utilizamos una hoja de cálculo Excel y obtenemos los valores proporcionales de las flechas máximas en los extremos y en el centro, para valores de "a" como función de la longitud total L . La tabla (4.1) muestra los resultados.

Tabla 4.1 Flechas máximas según valores de los voladizos

DEFORMACION EN EL CENTRO					DEFORMACION EN LOS BORDES				
a (función de L)	L (m)	a (m)	L-2a (m)	Def _c (*)	a (función de L)	L (m)	a (m)	L-2a (m)	Def _E (*)
L/6	22	3,66	14.67	26.83	L/6	22	3,66	14.67	-12.67
L/5	22	4,4	13.20	17.24	L/5	22	4,4	13.20	-4.26
L/4	24	5,5	11.00	7.72	L/4	24	5,5	11.00	12.13
25L/96	24	5,73	10.54	6.33	25L/96	24	5,73	10.54	15.94
13L/48	24	5,96	10.08	5.10	13L/48	24	5,96	10.08	19.83
7L/24	24	6,42	9.17	3.11	7L/24	24	6,42	9.17	27.79
30L/96	24	6,87	8.25	1.63	30L/96	24	6,87	8.25	35.85
31L/96	24	7,10	7.79	1.06	31L/96	24	7,10	7.79	39.85
16L/48	24	7,33	7.33	0.59	16L/48	24	7,33	7.33	43.82
18L/48	24	8,25	5.50	-0.52	18L/48	24	8,25	5.50	58.82
20L/48	24	9,16	3.67	-0.77	20L/48	24	9,16	3.67	71.36

(*) Los valores de "def_c" y "def_E" no incluyen el factor constante $(q \cdot l) / EI$

Se verifica que:

- Con voladizos menores a $L/4$ la flecha del tramo central es máxima y se orienta hacia abajo; y en los extremos hacia arriba. Resulta inconveniente por el inadecuado contacto con los rodillos de apoyo.
- Los valores de a comprendidos entre $L/4$ y $7L/24$, ofrecen las mejores condiciones de deformación y de esfuerzo. Su deformada es similar a la representada en la figura 4.3.
- Las flechas de los extremos son considerables cuando el tramo central tiene menor longitud que los voladizos.

A partir de estas observaciones, y considerando la carga concentrada en el extremo, definimos la ubicación de los apoyos según se indica a continuación:

Voladizo de alimentación de producto = 5,75 m

Longitud del tramo central = 10,00 m

Voladizo de descarga del producto = 6,25 m

4.2.2 POLINES DE APOYO

El sistema de polines está conformado por: polines dobles radiales, polines axiales y estructura soporte.

Los polines dobles radiales se encargan de soportar al equipo por contacto directo con las pistas de rodadura, con dos pares de polines radiales por cada pista de rodadura. Los tipos más utilizados en secadores para la

industria pesquera son los polines radiales dobles, el cual está conformado por polines, ejes, placas de unión y chumaceras (figura 4.4).

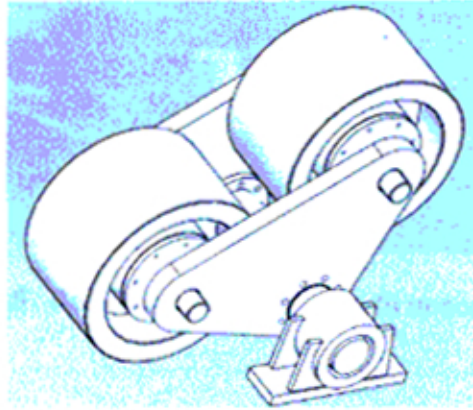


Figura 4.4 Componentes del sistema de polines dobles radiales

4.2.3 POLINES AXIALES O DE RETENCIÓN

El alineamiento del casco cilíndrico se asegura con dos rodillos de empuje, de perfil troncocónico que se montan a uno y otro lado de la pista de rodadura en el extremo inferior del diámetro vertical de la rueda, con sus generatrices en contacto con ambas superficies laterales de la pista. Su función es equilibrar la componente en la dirección axial del peso total del equipo, debido a la inclinación; y por lo tanto evitar el desplazamiento axial del secador que tiende a producirse durante su funcionamiento. Tienen ejes verticales de 5"Ø de acero SAE 1040 con rodamientos de rodillos. La figura 4.5 es una vista fotográfica de los polines de retención en contacto con la superficie lateral de una pista de rodadura.



Figura 4.5 Rodillo de retención de perfil tronco cónico.

4.2.4 DISPOSICIÓN DE LOS RODILLOS DE APOYO EN UNA PISTA DE RODADURA

Siendo su fin principal soportar el peso del secador, los dos pares de rodillos de apoyo de una misma pista, se disponen simétricamente a uno y otro lado respecto a su radio vertical, en contacto tangencial permanente con la superficie externa de ésta. En la figura 4.7 denominamos como 2θ al ángulo central comprendido entre los vértices de la placa y F_θ es la fuerza transmitida a cada par de rodillos.

La fuerza F_θ , aplicando la ley de cosenos, cumple la relación:

$$F_\theta = \frac{R}{\sqrt{2(1 + \cos 2\theta)}} \quad (4.1)$$

Donde R es la reacción resultante de la pista respectiva (R_A ó R_B).



Figura 4.6 Disposición de dos parejas de rodillos sobre una pista de rodadura.

Las expresiones de las componentes horizontal y vertical de F_θ son:

$$\begin{aligned} (F_\theta)_H &= F_\theta \cdot \text{sen}\theta = \frac{R}{4} \cdot \text{sen}2\theta \\ (F_\theta)_V &= F_\theta \cdot \text{cos}\theta = \frac{R}{4} \cdot (1 + \text{cos}2\theta) \end{aligned} \quad (4.2)$$

Para asegurar la estabilidad del equipo y obtener un mejor sostenimiento del peso del secador entre las dos pistas de rodadura, la componente vertical de F_θ debe ser mayor que la componente horizontal; por lo que el ángulo θ es el menor posible en el rango de $[\pi/6, \pi/4]$.

El manual de la ASME, considera dos apoyos para soportar el tanque horizontal, a los que denomina silletas (soporte arco circular); y especifica un valor de $\beta = 120^\circ$ para el ángulo de contacto entre la superficie externa del cilindro y su silleta. Esta referencia técnica también es válida para nuestro diseño, β vendría a ser

el arco circular entre los puntos de contacto del cilindro con los rodillos externos, y por lo tanto, mayor que el ángulo 2θ

La definición del valor del ángulo θ a utilizar, debe considerar también las dimensiones de los rodillos, del espacio para ubicar el rodillo de empuje, los aspectos de maniobra para su montaje; así como la accesibilidad para realizar operaciones de mantenimiento.

Los valores usuales de θ oscilan entre los 30° a 45° para secadores de diámetro mayor a 3 m [26].

4.2.5 DIMENSIONAMIENTO DE RODILLOS: LONGITUD Y DIÁMETRO

4.2.5.1 FÓRMULAS DE CÁLCULO

Por el tamaño de la pista de rodadura y los rodillos con los que contacta, adoptamos para el análisis el caso de *dos cilindros en contacto tangencial* [21].

Cuando dos cilindros macizos de longitud w y diámetros d_1 y d_2 se presionan entre sí con una fuerza F se obtiene un área de contacto rectangular de ancho pequeño $2b$ y longitud l ; y la distribución de presión sobre $2b$ es elíptica, como se muestra en la figura (4.7). El semiancho b lo da la ecuación:

$$b = \sqrt{\frac{2F \cdot \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}{\pi \cdot l \cdot \left(\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)}} \quad (4.3)$$

y la presión máxima es:
$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi \cdot b \cdot l} \quad (4.4)$$

Que son conocidas como las ecuaciones de *Hertz*.

Donde:

b = semianchura del área

rectangular de contacto

F = fuerza de contacto

w = ancho de los cilindros

ν = relación de Poisson

E = módulo de elasticidad

d = diámetro de los cilindros

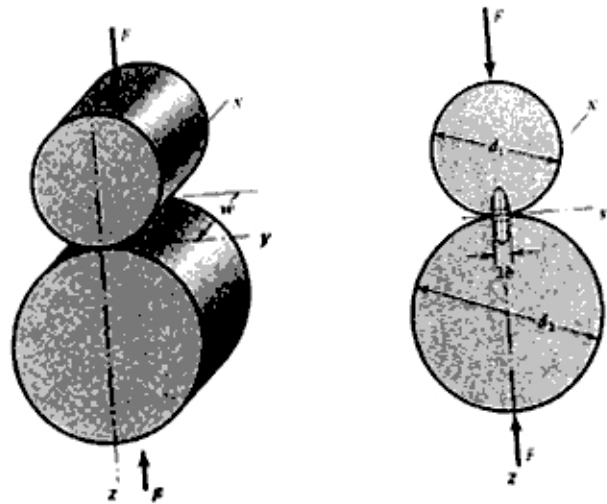


Figura 4.7 Presión en zona de contacto de dos cilindros.

Ecuaciones que también se aplican a un cilindro y una superficie plana, como un riel, haciendo $d = \infty$ para esta superficie.

Para determinar la resistencia a la fatiga superficial de materiales de piezas en contacto, *Buckingham* diseñó una máquina sencilla para ensayar un par de superficies en contacto rodante, en relación con sus investigaciones del desgaste en dientes de engranes. *Buckingham* y, posteriormente *Talbourdet* obtuvieron grandes cantidades de datos a partir de muchas pruebas, de modo que ahora se dispone de abundante información para el diseño. A fin que los resultados fueran útiles a los

ingenieros de diseño, Buckingham definió un *factor de carga y esfuerzo*, denominado también *factor de desgaste*, que se obtiene de las ecuaciones de Hertz.

En promedio, $\nu = 0,30$ para los materiales usados en ingeniería. Por tanto, $\nu = \nu_1 = \nu_2 = 0,30$. También es más conveniente utilizar el radio de un cilindro en vez del diámetro, se toma entonces $2r = d$. De manera que si se eleva al cuadrado ambos miembros de la ecuación (4.3) queda:

$$b^3 = 1,16 \cdot \frac{F \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)}{w \cdot \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)} \quad (4.5)$$

En seguida, defínase una nueva clase de propiedad de resistencia llamada *resistencia a la fatiga en la superficie*, que es calificada por el número de ciclos donde se observa la primera evidencia tangible de fatiga. Utilizando la ecuación (4.4), esta resistencia es:

$$Sc = \frac{2F}{\pi \cdot b \cdot l} \quad (4.6)$$

Que también puede denominarse *resistencia de fatiga de contacto* o *resistencia de fatiga hertziana*. Esta cantidad es la sección de contacto que, después de un cierto número de ciclos, originará falla en la superficie. A estas fallas con frecuencia se les llama *desgaste*, debido a que ocurren después de un tiempo muy largo. No obstante, no deben confundirse con el desgaste por abrasión. Sustituyendo el valor de b de la ecuación (4.5) en (4.6) y reordenando después, se tiene:

$$2,857 \cdot S_c^2 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) = \frac{F}{w} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (4.7)$$

El primer miembro de esta ecuación contiene las constantes E_1 , E_2 y S_c que dependen del material seleccionado para cada elemento del par de cilindros en contacto. Se designará este grupo de términos con K_I , factor de carga y esfuerzo de *Buckingham*. Habiendo seleccionado los dos materiales, K_I se calcula con la ecuación:

$$K_I = 2,857 \cdot S_c^2 \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right) \quad (4.8)$$

Conociendo K_I , la ecuación de diseño queda reducida a:

$$K_I = \frac{F}{w} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (4.9)$$

la que, si se satisface, definirá una falla por fatiga en la superficie a los 10^8 ciclos de operación (o esfuerzo repetido), según los experimentos de Talbourdet. Como generalmente se desea definir la seguridad en vez de la falla, se escribirá la ecuación (4.9) en la forma:

$$\frac{K_I}{F.S.} = \frac{F}{w} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \quad (4.10)$$

Los valores del límite de fatiga en la superficie, para el caso de aceros, se pueden obtener de la ecuación:

$$S_c = \begin{cases} 0,4 \text{ HB} - 10 \text{ kpsi} \\ 2,76 \text{ HB} - 70 \text{ MPa} \end{cases} \quad (4.11)$$

donde HB es el índice de dureza Brinell y donde se entiende que estas resistencias sólo son válidas en 10^8 ciclos de esfuerzo de contacto repetidos. Si los dos materiales tienen diferente dureza, se emplea el valor más bajo, aunque no siempre. Los resultados de este procedimiento concuerdan con los valores de los factores de carga y esfuerzo recomendados por Buckingham.

4.2.5.2 PROCEDIMIENTO PARA EL DIMENSIONAMIENTO

El cálculo de las dimensiones de los rodillos, se hace en base a las siguientes consideraciones para los secadores rotatubos:

- La relación entre radios r_2/r_1 está comprendida en el rango de 6 a 9 [26].
- El torque en la rueda dentada tiene influencia mínima en la fuerza de aplastamiento, por lo que no se considera como carga.
- El peso del material, es uniformemente distribuido en todo el secador.

El procedimiento a seguir es el siguiente:

1. Con el valor de S_c en función de la dureza Brinell del acero, obtenido con la ecuación (4.11) se calcula el valor de K_f mediante la ecuación (4.8).
2. Adoptando un valor inicial para θ de 30° y considerando valores sugeridos para el radio r_1 , con la ecuación (4.10) obtenemos la longitud w del rodillo con su respectivo semiancho b del área rectangular de aplastamiento.
3. Con las dimensiones obtenidas en el paso (2), comprobamos la factibilidad del montaje del tren de rodillos y de acceso para tareas de mantenimiento. Según esto se decide por una segunda opción del ángulo θ y se repiten los pasos 1 y 2

De acuerdo con la ecuación (4.6) para un menor ancho b de la superficie de contacto, corresponde un mayor valor de la longitud w . De manera que su selección, además de la consideración de la resistencia a la rodadura (efecto de la fricción); debe hacerse con criterio en base a experiencia y considerando versatilidad de la fabricación de estos rodillos.

En la Tabla 4.2, se muestran resultados obtenidos mediante hoja de cálculo Excel, para dos tipos de acero: SAE1040 y SAE 1060.

TABLA 4.2 Valores del ancho del rodillo (w) y del ancho de zona de contacto (b)

ACERO SAE 1040

E MPa	BHN	Sc	r_1 (mm)	r_2 (mm)	$(1/r_1 + 1/r_2)$	K_1	F (N)	F.S.	w (mm)	b (mm)
200 000	160	371,6	228,6	2 000	0,00487445	3,945	163 930	1	202,55	1,39
200 000	160	371,6	254	2 000	0,00443701	3,945	163 930	1	184,37	1,52
200 000	160	371,6	266,7	2 000	0,00424953	3,945	163 930	1	176,58	1,59
200 000	160	371,6	279,4	2 000	0,0040791	3,945	163 930	1	169,50	1,66
200 000	160	371,6	228,6	2 000	0,00487445	3,945	163 930	1,5	303,82	0,92
200 000	160	371,6	254	2 000	0,00443701	3,945	163 930	1,5	276,55	1,02
200 000	160	371,6	266,7	2 000	0,00424953	3,945	163 930	1,5	264,87	1,06
200 000	160	371,6	279,4	2 000	0,0040791	3,945	163 930	1,5	254,24	1,10

ACERO SAE 1060

E	BHN	Sc	r_1	r_2	$(1/r_1 + 1/r_2)$	K_1	F	F.S.	w	b
200 000	200	482	228,6	2 000	0,00487445	6,637	163 930	1,5	180,58	1,20
200 000	200	482	254	2 000	0,00443701	6,637	163 930	1,5	164,37	1,32
200 000	200	482	266,7	2 000	0,00424953	6,637	163 930	1,5	157,43	1,38
200 000	200	482	279,4	2 000	0,0040791	6,637	163 930	1,5	151,12	1,43

Para acero SAE 1040, seleccionamos:

$$w = 254,24 \text{ mm}$$

$$r_1 = 280 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow b = 1,10 \text{ mm}$$

A este valor obtenido para w debe agregarse la variación de longitud ΔL por la dilatación térmica ($\Delta L = \alpha \cdot L \cdot \Delta T$), que se presenta en el casco del secador al inicio de la operación, la cual desplaza la pista una longitud ΔL en la dirección axial.

El coeficiente de dilatación térmica para el acero es de $\alpha = 12 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$

y el calentamiento: $\Delta T = 150^\circ - 20^\circ = 130 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Si la distancia entre pistas de rodadura es como máximo $0,75 L$, la dilatación térmica ΔL resulta:

$$\Delta L = 12 \times 10^{-6} \times (0,75 \times 22\,200) \times 130$$

$$\Delta L = 25,74 \text{ mm}$$

Agregamos 10 mm adicionales a ambos lados de la pista para situaciones de emergencia tal como un exceso de calentamiento, con lo que se tendría un incremento total de 45,74 mm.

Obviamente, este incremento conviene asignarle al cilindro de menor diámetro; es decir al rodillo. Quedando finalmente las siguientes dimensiones para los rodillos:

$$w = 300 \text{ mm (longitud)}$$

$$r_1 = 280 \text{ mm (radio)}$$

Manteniéndose la semianchura del área rectangular de contacto en:

$$b = 1,10 \text{ mm}$$

4.2.6 DIMENSIONAMIENTO DE LA PISTA DE RODADURA

El montaje de las pistas no se hace directamente sobre la superficie externa del cilindro como en el caso de un zuncho, sino que, para disminuir el efecto de la dilatación térmica circunferencial del casco y las inevitables vibraciones que se presentan durante la operación, las pistas de rodadura se montan con *sistema de fijación flotante*; es decir que la superficie interna de las pistas no contactan directamente sobre la superficie externa del secador, sino que se interponen entre éstas, platinas transversales prefabricadas por dobléz en forma de arco convexo tipo muelle vehicular, cuya superficie externa en la zona cóncava (de igual longitud que el ancho de la rueda), presiona a la cara interna de ésta a manera de muelle (resorte).



Figura 4.8 Platinas muelle de la fijación flotante de la rueda dentada y de una pista

Las platinas-muelle tienen un ancho de 3" y espesor uniforme de 1/2" para las pistas y para la rueda dentada, van uniformemente distanciadas una de otra a lo largo de la circunferencia exterior y con sus extremos planos, soldadas al casco. El número de muelles varía según las características de la chaqueta de

vapor, si es lisa o bien tipo media caña, y de su capacidad de carga. Para evitar el deslizamiento axial de la pista, se sueldan platinas cuadradas de 3" x 3" y 5/16" de espesor como topes distanciados a 22,5° a cada lado de la pista (figura 4.8).

Las pistas de rodadura y los rodillos, son en la actualidad de sección rectangular "plena", ya que los aros de rodadura "huecos en omega", están desapareciendo progresivamente.

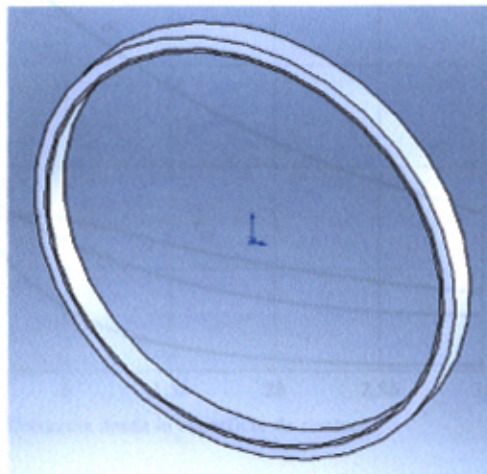


Figura 4.9 Vista 3D de una pista de rodadura.

La sección transversal rectangular tiene dimensiones ($w \times h$), cuya base se corresponde con el ancho w ya determinado anteriormente por análisis de aplastamiento. El espesor h (o altura) lo obtendremos considerando el esfuerzo axial σ_x actuante en la zona de contacto con el rodillo. En la figura 4.10, se muestran las curvas de variación de los esfuerzos tridimensionales σ_x , σ_y , σ_z y del esfuerzo cortante τ_{zy} a lo largo del eje z [texto *Diseño en Ingeniería*

*Mecánica*²]. Según esta gráfica, el esfuerzo axial σ_x varía desde un valor máximo de $0,6 p_{m\acute{a}x}$ en la zona de contacto, hasta $0,1 p_{m\acute{a}x}$ a una “profundidad” mayor a $3b$; y comparativamente con el valor de σ_z , en promedio es la mitad de éste a lo largo del eje z .

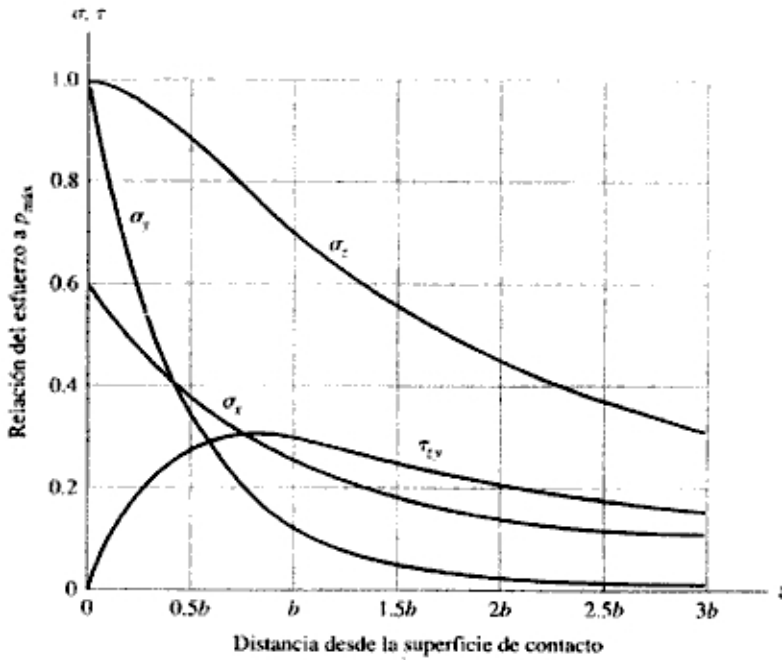


Figura 4.10 Curvas de variación de los esfuerzos tridimensionales de compresión

El área sobre la que actúa σ_x viene a ser $(2b \times h)$, y resulta conveniente que su valor guarde la misma proporción con el área donde actúa σ_z ; es decir, que $(2b \times h)$ es la mitad de $(2b \times w)$, de donde:

$$h \cong 0,5 \times 254 = 127 \text{ mm}$$

Los valores típicos para el espesor anular de la pista de rodadura de los secadores rotatubos de nuestra industria pesquera están en el rango de 120 a 150

² Joseph Edward Shigley y Charles R. Mischke. *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Editorial McGraw-Hill, Sexta edición, México, 2002. Figura 2.35.

mm. En el caso presente se usa 130 mm; quedando la pista de rodadura con las dimensiones:

$$\text{Diámetro exterior: } D_{p,r} = 3\,800 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro interior: } d_{p,r} = 3\,540 \text{ mm}$$

$$\text{Ancho: } w_{p,r} = 260 \text{ mm}$$

4.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Dentro de las transmisiones flexibles, las transmisiones por cadenas son las más empleadas cuando se demanda grandes cargas en los accionamientos con alta eficiencia y sincronismo de velocidad en los elementos de rotación.



Figura 4.11 Vista de los componentes de la transmisión

El movimiento de rotación se transmite al tambor por medio de una rueda dentada que circunda el mismo en zona adyacente a la pista de rodadura A. Un grupo de arrastre (motor y reductor) entrega la potencia necesaria a la cadena-sprocket-rueda dentada.

4.3.1 POTENCIA DE GIRO

La potencia total requerida para mover un horno rotatorio o secador con aspas, se calcula aplicando la fórmula empírica siguiente: [Perry]

$$B.H.P. = \frac{N(4,75dw + 0,1925DW + 0,33W)}{100\ 000} \quad (4.12)$$

Donde:

B.H.P.: potencia al freno necesario

N : velocidad de rotación en rpm

W : carga rotatoria total (equipo más material), en lb

w : carga viva (material), en lb

D : diámetro del anillo en asiento, en pies

d : diámetro de la cubierta, en pies.

Para fines de cálculo considere: $D = (d + 2)$.

La simetría de la disposición de tubos, paletas, y otros componentes interiores, respecto al eje axial del cilindro, hacen que las características geométricas del secador rotatubos, sean similares al de los equipos señalados en el citado manual. En la tabla 4.3 se indican los valores de los términos de la fórmula 4.12.

Tabla 4.3. Potencia para el giro del motor

d (pies)	w (lb)	D (pies)	W (lb)	4,75 d × w	0,1925 D × W	0,33 W	B.H.P.
10,5	11 125,00	12,78	169 100,00	554 859,38	415 974,63	55 803,00	82,13

En sistemas de transmisión de potencia, se recomienda considerar hasta 20 % de pérdidas por rozamiento en las chumaceras, transmisión de cadena, coples, etc; y si adicionalmente se prevé la condición de arranque con carga; la potencia requerida de salida en el reductor sería de 109,56 HP. Consideramos un valor práctico de 100 KW para el motorreductor.

4.3.2 TRANSMISIÓN DE CADENA

Las características básicas de las transmisiones de cadena son una relación de velocidad constante (puesto que no hay deslizamiento ni distensión), larga duración o vida útil y bajo costo de mantenimiento. Generalmente se emplean para velocidades medias.

Las características de la carga son consideraciones importantes en la selección de una cadena de rodillos.

Del catálogo de motorreductores SEW [24], seleccionamos un reductor modelo R167 con motor D280S4 con 110 HP (ver Anexo), que nos da una velocidad de salida de 52 rpm y diámetro del eje de 120 mm.

Tabla 4.4. Torque en la transmisión de cadena

POTENCIA (HP)	RPM DE SALIDA	FACTOR DE SERVICIO	TORQUE (lb-pulg)	RATIO	MODELO	MOTOR
110	98	1,5	64 100	18,04	R147	D280S4
	81	1,5	77 600	21,85	R167	D280S4
	52	1,3	122 200	34,41	R167	D280S4

Torque en N-m: $1,3558 \times (122\ 200/12) = 13\ 806,56$ N-m

Utilizamos la página web de la SKF para seleccionar la cadena, el sprocket y la rueda dentada. La figura 4.12 muestra la cadena seleccionada.

Especificaciones Técnicas de la cadena, el sprocket y la rueda dentada:

Paso de la cadena/n° de hileras	: 88,9 mm / 1
N° de dientes piñón/rueda	: 18 / 117
Diámetro primitivo piñón/rueda	: 511,955/3 511,234 en mm

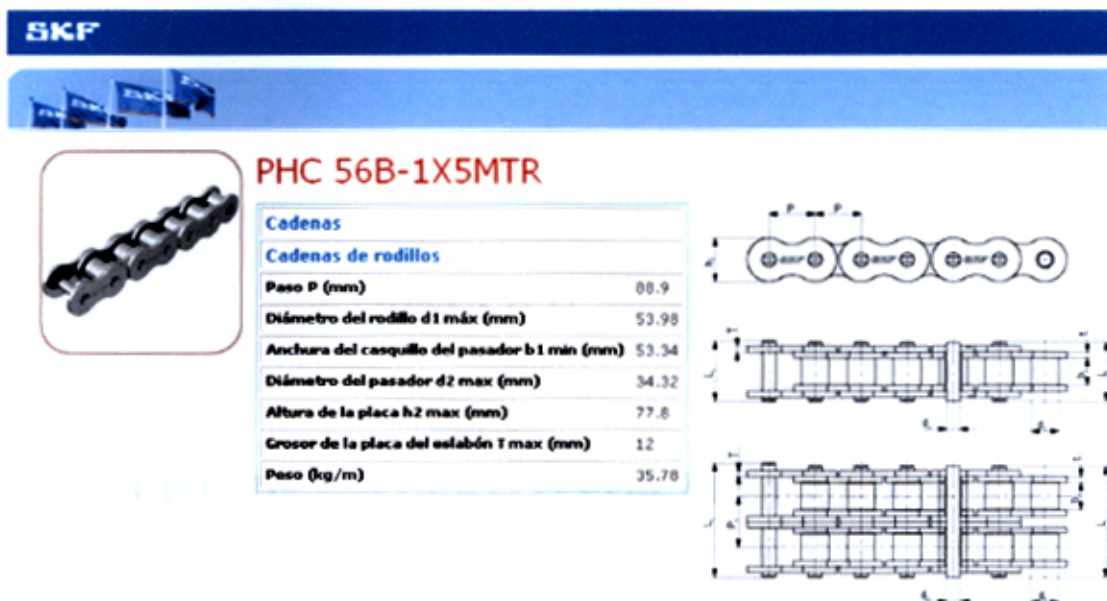


Figura 4.12 Hoja de dimensiones de la cadena

La figura 4.13 es una toma fotográfica que muestra en primer plano la rueda dentada debidamente ajustada al cuerpo cilíndrico del secador.



Figura 4.13 Rueda dentada con dientes alternados

CAPITULO V

ANÁLISIS DE ESFUERZOS POR ELEMENTOS FINITOS

5.1 INTRODUCCIÓN

En una simulación estructural, el análisis de elementos finitos ayuda a producir visualizaciones de rigidez y fuerza y además ayuda a minimizar peso, materiales y costos. También permite una detallada visualización de en donde las estructuras se doblan o tuercen, e indica la distribución del esfuerzo y los desplazamientos.

Los programas computacionales de análisis de elementos finitos proveen un amplio rango de opciones de simulación para controlar la complejidad de ambos: el modelado y el análisis de un sistema.

de la estructura. Junto a la comprensión del comportamiento del sistema, el analista debe hacer un esfuerzo para comprender los conceptos pertinentes de la teoría de los elementos finitos. Fallar en el proceso implicaría obtener resultados sin sentido.

En la presente tesis se utiliza el software COSMOSWORKS para el cálculo de los esfuerzos y deformaciones en la estructura del secador rotatubos de 40 Ton/hora de capacidad. Como la generalidad de software de su tipo, tiene el siguiente procedimiento:

Definir un tipo de análisis. Definir el material. Definir las cargas. Definir las condiciones de frontera. Crear la malla. Visualizar los resultados. (Pre proceso, proceso, y post proceso).

Iniciamos el estudio de los esfuerzos en la estructura del secador, determinando los esfuerzos y deformaciones en las placas soporte de los haces de tubos debido al peso de éstos.

5.2 ESFUERZOS Y DEFORMACIONES EN LAS PLACAS SOPORTE

En el capítulo III se definió que los tubos de un haz se apoyan sobre las placas circulares de sus cabezales en sus extremos, y en 4 placas intermedias igualmente distanciadas. Previo al cálculo de los esfuerzos se requiere determinar la carga de los tubos sobre los agujeros de la placa.

El material de las placas intermedias es acero estructural ASTM A-36 con un espesor de 12,7 mm y los soportes tienen sección Tee de 12,7 mm de espesor en el alma y de 10 mm en el ala (ver figura 5.2).

En la tabla 5.1 se especifica las propiedades mecánicas de los aceros: ASTM A-36 utilizado en el casco y ASTM A-53 grado B, material de los tubos calefactores y chaqueta.

Tabla N° 5.1: Propiedades mecánicas de los materiales

	ESFUERZO DE FLUENCIA (MPa)	ESFUERZO DE ROTURA (MPa)	COEFICIENTE DE POISSON
ASTM A 36	250	410	0.33
ASTM A 53 GRADO B	240	415	0.33

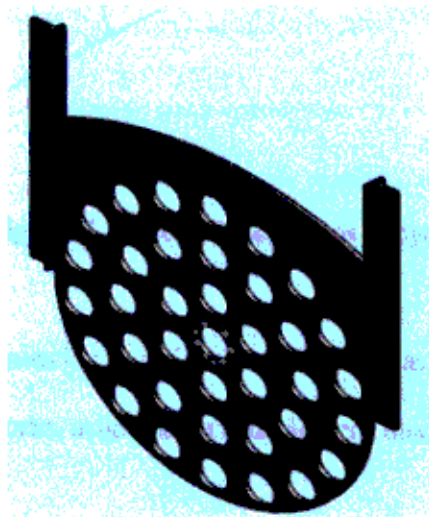


Figura 5.2 Placa soporte de haz de tubos

El peso de un tubo de 3 pulgadas SCH 40 de acero ASTM A 53 grado B es de 112.9 N/m [23]; y la distancia entre placas soporte es de 4 m. Cada tubo es entonces, *una viga continua* sobre 6 apoyos con carga

uniformemente distribuida. Utilizamos SAP 2000 para el cálculo de las reacciones en los apoyos.

La figura 5.3 muestra los resultados con SAP 2000: las placas de los extremos soportan 174,87 newtons, las dos centrales 431,31 N; y las dos intermedias, 501,15 N cada una.

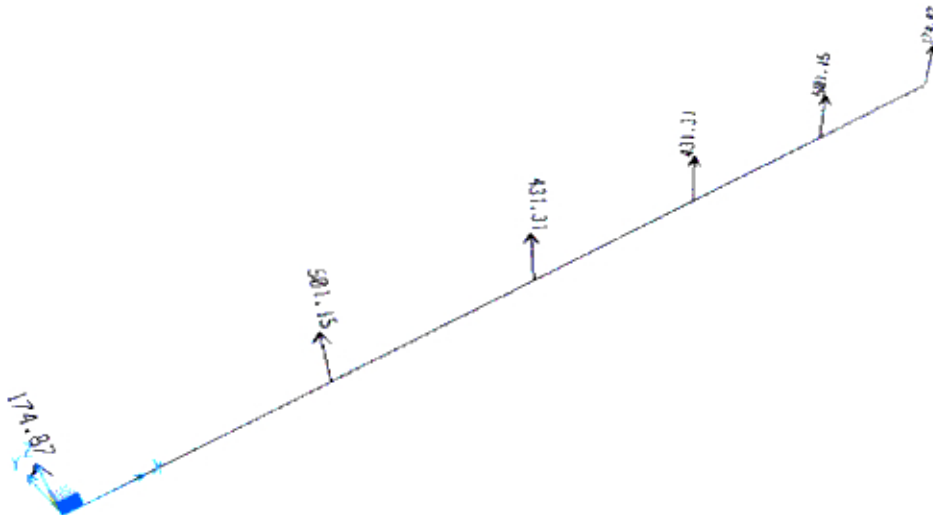


Figura 5.3 Reacciones en los apoyos

Se verifica a continuación la resistencia de las placas y de sus soportes aplicando el programa Cosmosworks, asignando a cada agujero una carga de 505 N.

Debido al giro constante durante la operación del equipo, el ángulo entre la dirección de la carga y los soportes varía en un rango de 0° a 90° , por lo que consideramos para el análisis dos posiciones de una placa respecto al diámetro vertical de la sección circular del casco: la primera cuando el centroide de la placa se halla sobre un diámetro vertical del cilindro; y la segunda cuando el mismo centroide está sobre un diámetro horizontal.

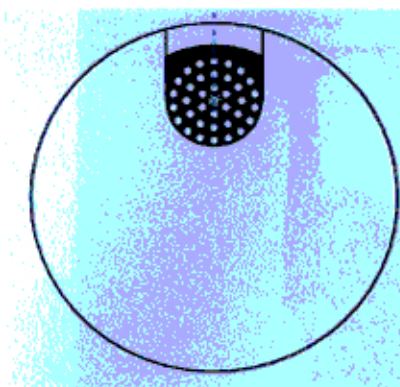


Figura 5.4-a) Centroide de placa sobre el diámetro vertical del cilindro

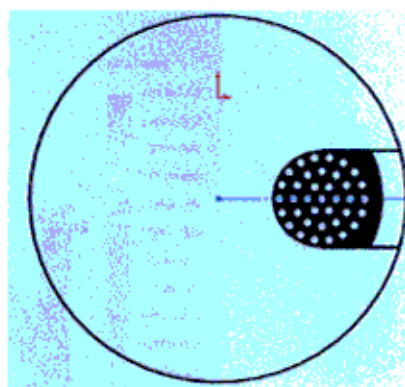


Figura 5.4-b) Centroide de placa sobre diámetro horizontal del cilindro

5.2.1 CASO 1: CARGA PARALELA A LOS SOPORTES

En este caso el centroide de la placa se halla sobre el diámetro vertical del casco y la carga de 505 N en cada agujero es paralela a los soportes.

Los resultados obtenidos para esfuerzos, en la figura 5.5 y deformaciones, figura 5.6 son: 13,1 MPa y 0,0267 mm, respectivamente; y confirman que esta dirección de carga es la menos exigente para las placas.

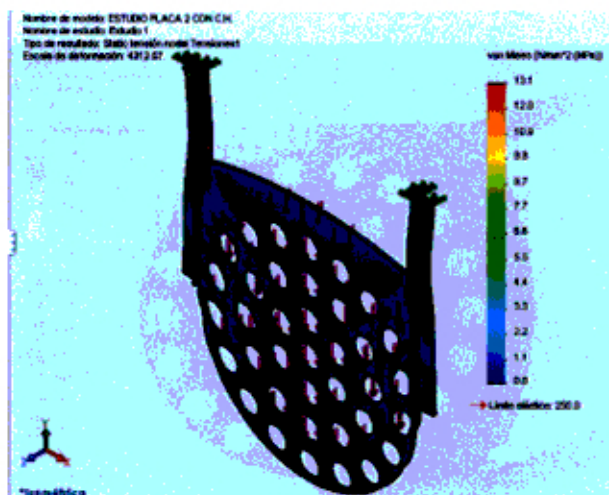


Figura 5.5 Esfuerzos con carga paralela a los soportes

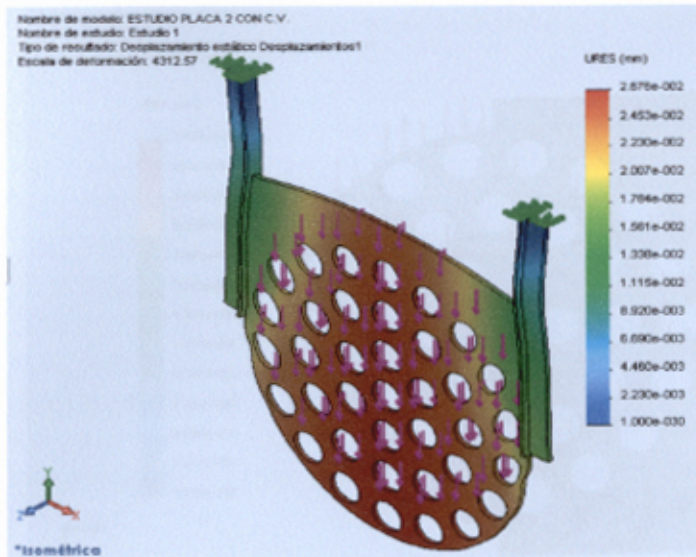


Figura 5.6 Deformaciones con carga paralela a los soportes

5.2.2 CASO 2: CARGA ORTOGONAL A LOS SOPORTES

Viene a ser la condición de carga crítica, se produce cuando el eje centroidal de una placa, paralelo a los soportes coincide con el diámetro horizontal del cilindro; en esta posición la carga es transversal a los soportes (queda a 90°). Las figuras 5.7 y 5.8 muestran los resultados para los esfuerzos y deformaciones.

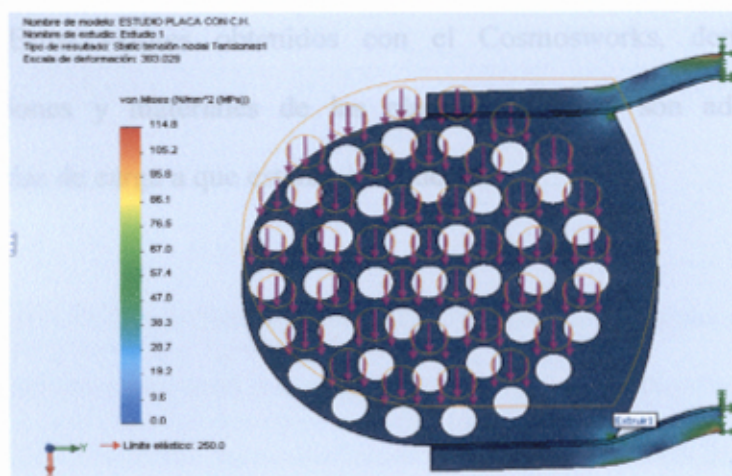


Figura 5.7 Esfuerzos con carga ortogonal a los soportes

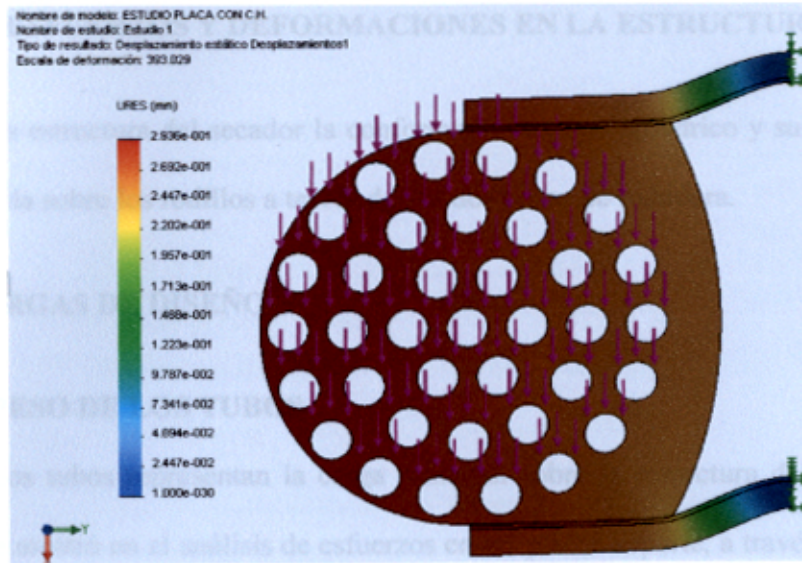


Figura 5.8 Deformaciones con carga ortogonal a los soportes.

Los esfuerzos y deformaciones para la condición crítica de carga son:

Esfuerzo máximo	:	114,8 MPa
Deformación máxima	:	2,93 mm
Factor de seguridad	:	2,17

Estos valores obtenidos con el Cosmosworks, demuestran que las dimensiones y materiales de las placas portatubos son adecuados para las exigencias de carga a que estarán sometidos.

5.3 ESFUERZOS Y DEFORMACIONES EN LA ESTRUCTURA

La estructura del secador la conforman el cuerpo cilíndrico y su chaqueta apoyada sobre los rodillos a través de sus dos pistas de rodadura.

5.3.1 - CARGAS DE DISEÑO

5.3.1.1 PESO DE LOS TUBOS

Los tubos representan la carga principal sobre la estructura del secador. Como se mostró en el análisis de esfuerzos en las placas soporte, a través de éstas transmite 505 N en cada agujero de la placa; es decir 18,685 KN por placa.

5.3.1.2 PESO PROPIO

Con las dimensiones y espesores del casco y su chaqueta definidos en el capítulo III se tiene los pesos tabulados en la tabla 5.2.

Tabla 5.2 Peso propio de la estructura

DESCRIPCIÓN	Peso unitario (kg/m)	Longitud (m)	Peso total (kg)
CILINDRO	988,43	22	21745,56
CHAQUETA	225	21,50	4837,5

5.3.1.3 CARGAS VIVAS

- Carga debido al producto

El volumen de harina contenido en el secador lo consideramos igual a 1/20 del volumen total del secador y la longitud de distribución es de 22000 mm. Con estos datos obtenemos una carga distribuida de: $q_{hp} = 3,3$ N/mm

- Carga debido a la transmisión de potencia.

El torque transmitido hacia la rueda dentada se especifica en el capítulo 4; su

valor es: $T = 53\,357 \text{ N}\cdot\text{m}$

- Carga debido al peso de la rueda dentada
 - Peso de la rueda dentada : 4300 N
 - Peso de sus muelles : 1300 N
 - Peso total : 5600 N
- Carga debido al aislamiento del secador
 - Peso de lana de vidrio : 2000 N
 - Peso de acero inoxidable 1/32" : 9680 N
 - Peso de elementos fijadores : 820 N
 - Peso total : 12 500 N

La longitud de distribución es 22 000 mm: $q_{\text{aisl}} = 0,8 \text{ N/mm}$

La tabla 5.3 resume las cargas para el análisis estructural del secador

TABLA 5.3 CARGAS DEL SECADOR

DESCRIPCIÓN	CARACTERÍSTICA	TIPO DE CARGA	MAGNITUD
Carga por peso propio.	Uniformemente distribuida	Carga muerta	11904 N/m
Carga debido al aislamiento	Uniformemente distribuida	Carga muerta	800 N/m
Cargas por 1 haz de tubos.	Concentrada	Carga muerta	18685 N
Carga debido al peso de la rueda dentada.	Concentrada	Carga muerta	5600 N
Peso de la harina.	Uniformemente distribuida	Carga viva	3300 N/m

5.3.2 EFECTO POR CAMBIO DE TEMPERATURA

El cambio de temperatura en la etapa de calentamiento del secador genera dilatación en el cilindro y en los tubos calefactores. El casco enchaquetado y los tubos tienen prácticamente la misma dilatación térmica longitudinal; y como el cilindro puede deslizarse suavemente sobre sus pistas de rodadura debidamente engrasadas, son despreciables las fuerzas axiales por cambio de temperatura. En cuanto a su dilatación circunferencial, ocurre algo similar entre el cilindro y las zonas de las pistas rodantes y de la corona dentada; y en todo caso, la acción amortiguadora de los muelles de los apoyos flotantes absorbe la mínima diferencia de dilatación.

En conclusión, la variación de temperatura no genera carga de interés para nuestro análisis.

5.3.3 APOYOS Y RESTRICCIONES

La simetría de la disposición de los tubos en la sección transversal del secador permite que la condición de carga sobre la estructura sea la misma en todo instante durante la operación.

En cada pista de rodadura se tiene cuatro áreas de contacto, una por cada rodillo, que vienen a ser pequeñas superficies rectangulares de 1.2 mm x 300 mm, que soportan carga de contacto, por lo que los consideramos apoyos sin desplazamiento en las tres direcciones (articulaciones).

5.3.4 CODIGOS Y STÁNDARES

Las propiedades mecánicas de los materiales que componen el secador rotatubos de 40 Ton se obtienen de las siguientes normas

AISC:	American Institute of Steel Construction
ASTM:	American Society for Testing Material
ASME:	American Society Mechanical Engineering

5.4 SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS

El análisis por elementos finitos es una técnica de simulación asistida por computadora, el cual convierte un problema de ecuaciones diferenciales en un problema matricial que proporciona el resultado correcto para un número finito de puntos e interpola posteriormente la solución al resto del dominio, resultando finalmente sólo una solución aproximada. Los puntos donde la solución es exacta se denominan nodos. Los nodos forman redes denominadas mallas que son delimitadas por retículos, cada uno de los retículos contenidos en dicha malla es un elemento finito. El conjunto de nodos se obtiene discretizando la estructura en elementos de forma variada (pueden ser superficies, volúmenes o barras).

5.4.1 SOFTWARE PARA EL MODELAMIENTO

Mediante SolidWorks, un programa de diseño asistido por computador para modelado mecánico que corre bajo el sistema operativo Microsoft Windows, se modela la estructura del secador y las placas portatubos de los seis haces de tubos.

Para facilitar las operaciones de mallado y ejecución del análisis, se modela el cuerpo cilíndrico y su chaqueta, con superficies en vez de sólidos. Las placas portatubos con sus soportes, también se modelan con superficies.

5.4.1 SOFTWARE DE CÁLCULO

Con el modelamiento completo de la estructura, se activa COSMOSWORKS y aparece nueva pestaña con un menú nuevo en el manager property. Con ello podemos manejar el programa, sin salir del entorno de SolidWorks y manteniendo herramientas como el zoom, vistas, etc; como siempre.

1. *Tipo de análisis* que se va a realizar. Por las condiciones de operación del secador, realizaremos un *ensayo estático*: es el típico ensayo de cálculo de tensiones en un elemento cargado.

2. *Asignación de materiales:* Seleccionamos *ASTM A-36* de la biblioteca de *cosmos*.
3. *Restricciones y Asignación de cargas:* El siguiente campo a cubrir serán las *cargas* y las *restricciones* que se le aplicarán a la estructura.

Restricción, Seleccionamos *articulación* y señalamos las superficies rectangulares en las posiciones del modelo donde la pista contacta con los rodillos.

Asignación de cargas: Además del *peso* propio del secador que el programa considera por defecto y las cargas distribuidas del cuadro 5.3, agregaremos la carga principal que corresponde a los tubos en cada placa tomando la dirección y sentido correctos.

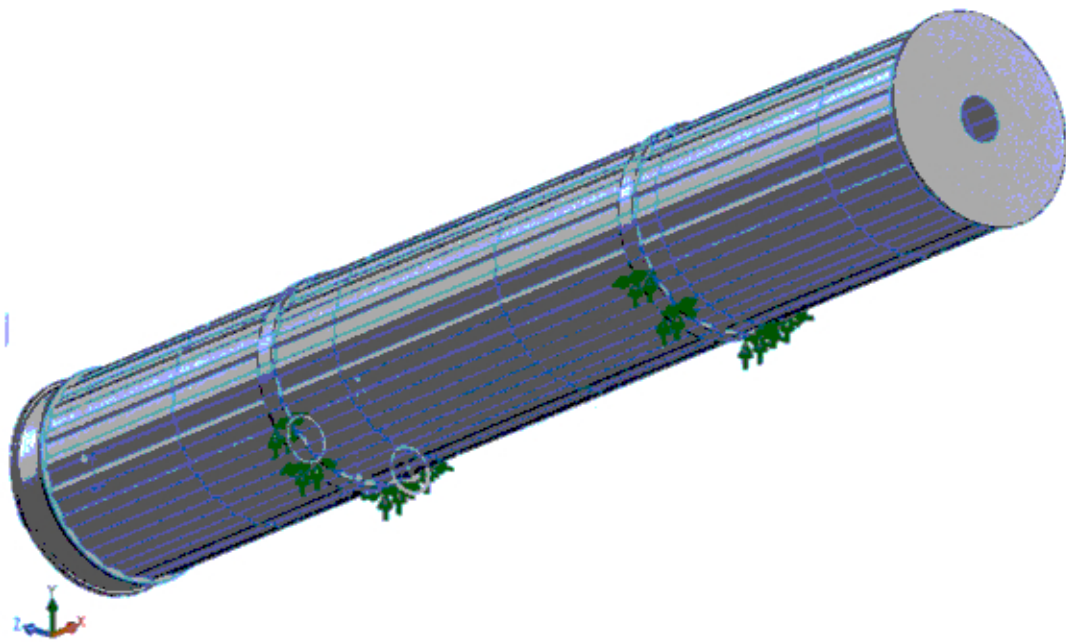


Figura 5.9 Restricciones en las zonas de contacto de las pistas con sus rodillos de apoyo.

4. *Mallado*: Para poder calcular la estructura, antes debe mallarse.

Las especificaciones de tamaño de malla predefinido, que el programa calcula en función del volumen y de la superficie exterior del cilindro y chaqueta, se las acepta. Dependiendo de la capacidad del procesador el mallado puede tomar un tiempo considerable.

Entre los detalles que el programa brinda sobre el mallado destacan los siguientes:

- Malla con elementos SHELL de superficies.
- Número total de nodos: 18931
- Número de elementos: 10332

La figura 5.10 muestra el mallado de la estructura del secador.

Nombre de modelo: ROTATUBO SUPERFICIES JUNO
Nombre de estudio: ROTATUBO 40 1
Tipo de malla: Malla de lámina utilizando superficies

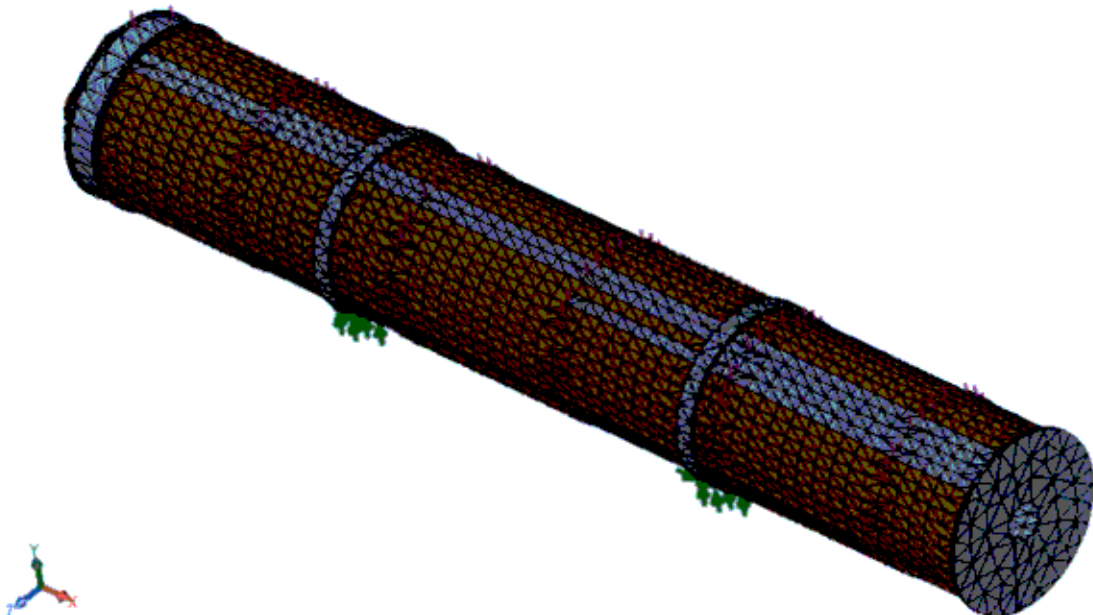


Figura 5.10 Resultado del mallado del modelo

5. Cálculo de la estructura.

1. Con el botón derecho sobre el *estudio* creado: *rotatubo 40 1*, seleccionaremos *ejecutar*.
2. El programa comienza el cálculo, en el primer momento debe generar un sistema de matrices que depende de las restricciones y cargas que tenemos aplicados, y a continuación resuelve el sistema. Al igual que en el mallado, el cálculo puede tomar un tiempo considerable.

Aparecen una serie de carpetas nuevas al completar el cálculo, la versión actual (2011) tiene la composición que se muestra en la figura 5.11.

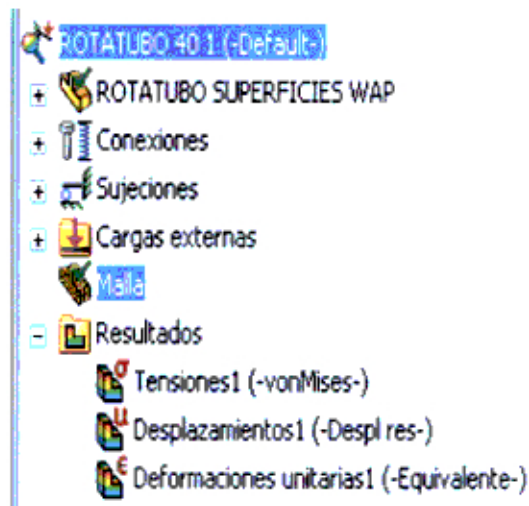


Figura 5.11 Carpetas del manager Property al completar el cálculo.

5.4.3 VISUALIZACIÓN DE LOS RESULTADOS

Como se puede ver en la figura 5.11, el programa nos brinda una carpeta con los resultados que contiene los esfuerzos, los desplazamientos y las deformaciones unitarias. Comenzaremos con el *esfuerzo*. Automáticamente se genera un trazado. Aparece un mapa con una distribución de tensiones, fig 5.12.

Se puede observar que la tensión máxima actuante es de $187,043 \text{ MPa}$, y se localiza en la zona de contacto del cilindro sobre sus apoyos.

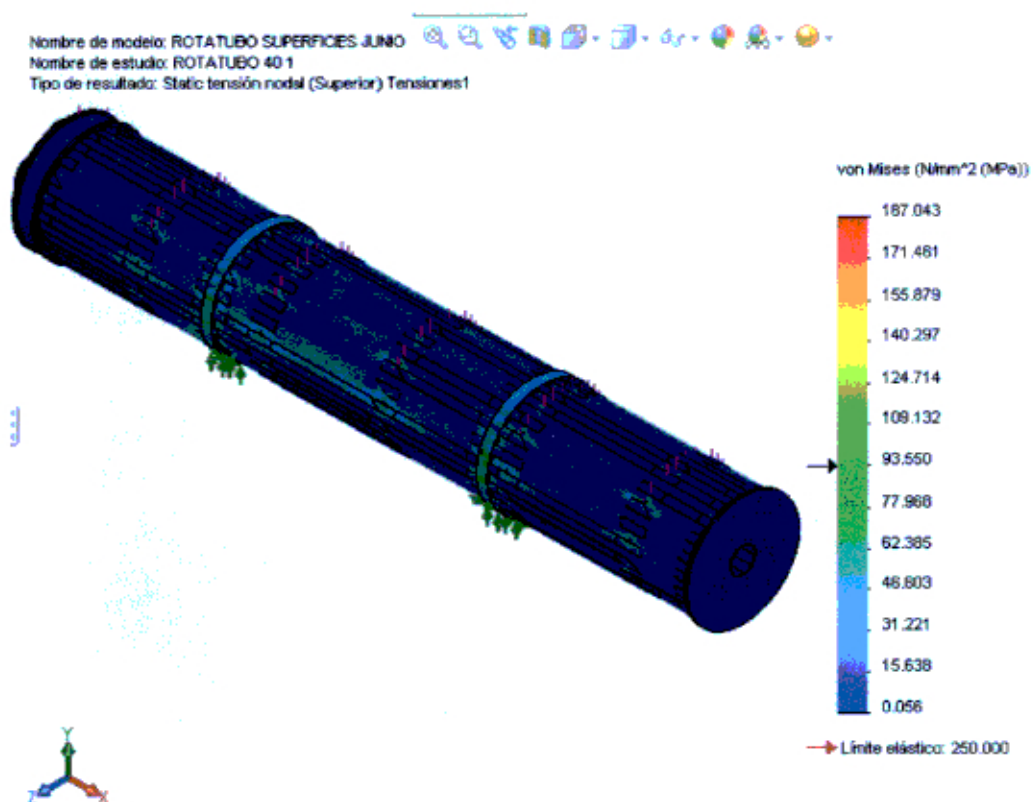


Figura 5.12 Esfuerzos en la estructura

Para el acero ASTM A36, el límite elástico es de 250 MPa , se tendrá un factor de seguridad de 1.3 y la estructura no corre peligro de fluencia.

A continuación se activan, sucesivamente, los iconos de *Desplazamientos* y de *Deformación unitaria*, y aparece en pantalla la información gráfica que se reproduce en las figuras 5.13 y 5.14, respectivamente. El valor máximo de desplazamiento es 2.132 mm; y de la deformación unitaria, 0,0114.

Resultados que ratifican la consistencia de la estructura del secador.

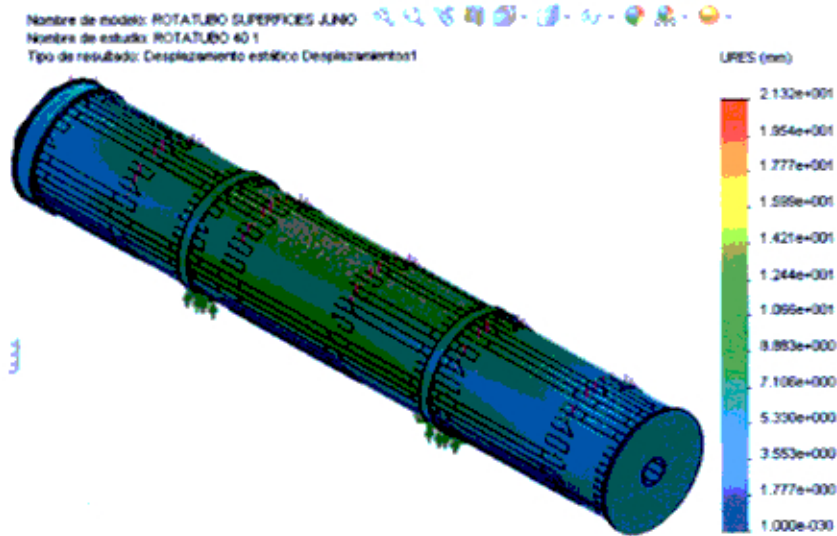


Figura 5.13 Pantalla de desplazamientos

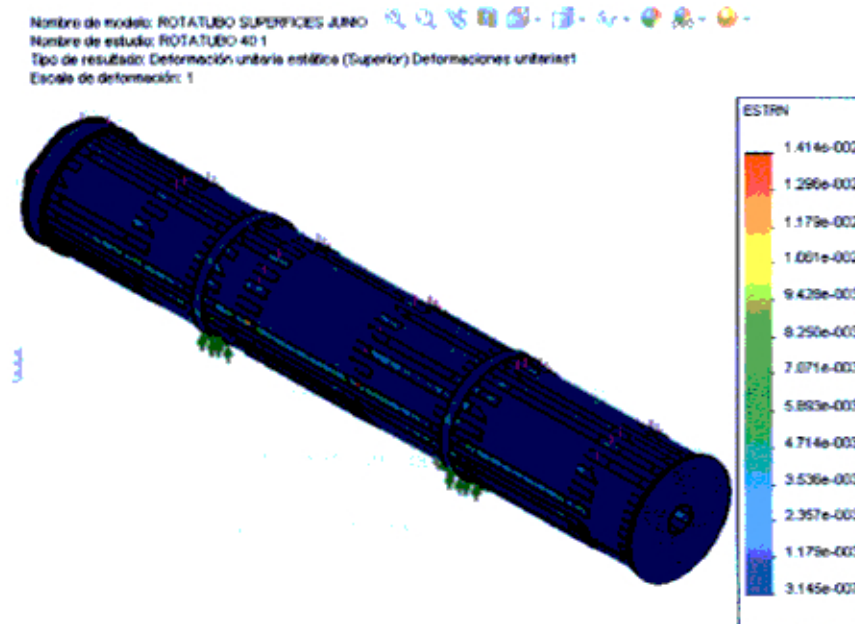


Figura 5.14 Deformaciones unitarias

CONCLUSIONES

1. Si es posible optimizar un equipo de secado de harina de pescado a vapor tipo rotatubos existente de 20 Ton/hora, incrementar su capacidad a 40 Ton/hora de materia prima y verificar la nueva estructura mediante el método de elementos finitos.
2. La optimización del secador original se logró simplificando el diseño del sistema de suministro de vapor y adoptando chaqueta tipo media caña, que rigidiza al casco y a la vez forma parte del área de calentamiento.
3. El uso de software CAD posibilita el análisis minucioso de los componentes del secador inicial de referencia de 20 ton/hora de materia prima, comprobándose la complejidad de su diseño y manufactura.

4. La verificación de la resistencia mecánica del secador optimizado con capacidad de 40 Ton/hora, por el método de elementos finitos es satisfactoria.
5. El nuevo diseño del secador, facilita su manufactura para los fabricantes nacionales, contribuyéndose de este modo al proceso actual de sustitución de secadores a fuego directo por secadores indirectos a vapor rotatubos en la industria harinera.
6. La relación Empresa/Universidad, en particular con especialidades de ingeniería, es imprescindible para obtener mejoras en los procesos de producción, logrando mayor productividad y control de la contaminación del medio ambiente.
7. Es importante contar con experiencia, tanto en el diseño como en la fabricación de secadores rotatubos para harina de pescado, para optimizar un diseño relativamente complejo y luego hacer el cálculo de su nueva estructura por el método de elementos finitos.

RECOMENDACIONES

1. La etapa de crecimiento y desarrollo económico que viene dándose en el país hace indispensable establecer una alianza estratégica Universidad - Gobierno - Empresa, para desarrollar Ciencia, Tecnología e Innovación.
2. La investigación tecnológica requiere de conocimiento y experiencia de un determinado proceso productivo, por lo que se recomienda incluir como parte de un equipo de investigación fomentado desde la Universidad a personal de planta del sector industrial respectivo.
3. Deben establecerse convenios con fines de desarrollar investigación, con sectores industriales de alta contaminación ambiental, como el pesquero y el minero, donde existe una amplia variedad de equipos que requieren optimización, no sólo para mejorar su productividad, sino lo más importante, para proteger el medio ambiente.

BIBLIOGRAFIA

1. **CopajaTicona, Juan:** *"Diseño, Fabricación y Montaje de una Planta de harina de Pescado de 50 Ton/hr de capacidad para la empresa pesquera Malla S.A."*
2. **Couper, Penney, Fair, Walas:** *"Chemical Process Equipment"* Gulf Professional Publishing, USA 2005
3. **Crane,** Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. Editorial Mc Graw Hill, 1º Edición 1996
4. **Chandrupatla, Tirupathi R; Belegundu, Ashok D.:** *"Introducción al Estudio del Elemento Finito en Ingeniería"* Prentice Hall España, Mexico 2000
5. **Dirección Nacional de Procesamiento Pesquero.** Resolución Directoral N° 033-2001-PE-DNPP, febrero 2001.
6. **Foust, Wenzel, Clump, Maus, Bryce Andersen :** *"Principios de Operaciones Unitarias"*, Continental Mexico D.F. 2006
7. **Friedman, S. J. and W. R. Marshall:** *"Studies in Rotary Drying"* 1949.
8. **Geankoplis, Christie John.:** *"Procesos de Transporte y Principios de Procesos de Separación"* Editorial Continental S.A Cuarta edición Mexico 2006
9. **Hernandez Sampieri, Fernandez Collado, Baptista Lucio:** *"Metodología de la Investigación"*. McGraw Hill Cuarta Edición Mexico 2007
10. **Instituto Tecnológico Pesquero del Perú:** *"Relación de Plantas Industriales de harina de Pescado"*
11. **Kneule, Friedrich:** *"El Secado"* Bilbao 1976.
12. **Logan, Daryl L.:** *"Finit Element Method a First Course"* RPK Editorial Services Inc.

13. **Mamani Paulo, Iver Percy; Ponte Loyaga, Lenin Daniel:** *"Evaluación de los efectos del cambio Tecnológico en el uso de Secadores a Fuego directo por Secadores a Vapor en la Industria Pesquera"*. Tesis para optar el Título profesional de Ingeniero en Energía, Universidad del Santa, Chimbote Perú año 2008.
14. **Megyesy, Eugene F.:** *"Manual de Recipientes a Presión"* Editorial Limusa Mexico 1998.
15. **Ministerio de Pesquería.** *"Especificaciones Técnicas para la maquinaria en la industria de la harina"* Decreto Supremo N° 007-72-PE.
16. **Ministerio de la Producción:** "Resolución Ministerial N° 621-2008-Produce",
Ministerio del Ambiente: "DS N°011-2009- MINAM"
17. **Mujumdar Arum S.:** *"Handbook of Industrial Drying"*
18. **Núñez Justo, Juan Carlos y Sifuentes Espinoza José Román:** *"Uso del calor residual generado en el pre-secado de la harina de pescado para concentrar el agua de cola, utilizando evaporadores de película descendente"* Tesis para optar el Título de Ingeniero Químico Universidad Nacional de Ingeniería Lima Perú. 2008
19. **Rosales Vergaray, Wilfredo Marcos:** *"Montaje y puesta en marcha de un secador rotatubo capacidad 20 t/h."* FIM/2000
20. **Perry:** *"Manual del Ingeniero Químico"* McGraw-Hill, Tomo 5-6:
21. **Shigley:** *"Diseño en Ingeniería Mecánica"*. McGraw-Hill, 8a Edición. México 2008.
22. **SPIRAX SARCO:** *"Steam Engineering Principles and Heat Transfer"*.

CATALOGOS Y REVISTAS

23. **Aceros Arequipa:** Tubo ASTM A 53, Planchas de Acero ASTM A36: Propiedades mecánicas. Lima Perú 2011
24. **SEW Motorreductores.**
25. **TEMA:** Tubular Exchanger Manufacturers Asociation – API Basco member of TEMA – USA 2010.

FABRICAS DE HARINA

26. **Tecnológica de Alimentos S.A.** Plantas de Ventanilla Callao, de Chimbote, Puerto Malabrigo; **VLACAR S.A.C.** de Chimbote.

FABRICANTES DE SECADORES DE HARINA DE PESCADO

27. **Haarslev Industries, IFM S.A.C., Cermend E..I.R.L., Metalurgica ERGISA, ESMITAL, ENERCOM, Atlas-Stord Denmark A/S**