

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**DISEÑO DE UN SECADOR ROTADISK DE 14 TM/HR
DE CAPACIDAD PARA HARINA DE PESCADO PRIME**

TESIS

PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECÁNICO

PRESENTADO POR

LAURO FELIX MANRIQUE ZORRILLA

**PROMOCION
1981-I**

**LIMA-PERU
2008**

AGRADECIMIENTO

Agradezco a DIOS creador del universo, que me dio y me seguirá dando fortaleza para seguir adelante todos los días.

A mis Padres Félix y Peregrina por el incondicional apoyo que me han ofrecido en la culminación de mis estudios profesionales.

A mi querida esposa Martha por su comprensión y tolerancia.

A mis hijas Susan, Rossemarie y Kattia; porque su presencia ha sido y será siempre el motivo que me impulsa a lograr mis metas.

INDICE

| | Pág. |
|-----------------------------------------------------------|-------------|
| PRÓLOGO | |
| CAPÍTULO I | 3 |
| INTRODUCCIÓN | 3 |
| 1.1 Objetivo | 3 |
| 1.2 Alcances | 4 |
| 1.3 Limitaciones | 4 |
| CAPÍTULO II | 5 |
| DESCRIPCIÓN DE LA HARINA DE PESCADO | 5 |
| 2.1 Descripción de la harina de pescado. | 5 |
| 2.1.1 Definición de la harina de pescado | 5 |
| 2.1.2 Composición de la materia prima. | 5 |
| 2.1.3 Ingredientes, sacos e hilos | 7 |
| 2.1.4 Clasificación y composición de la harina de pescado | 8 |
| 2.1.5 Método de conservación. | 8 |
| 2.1.6 Presentación y características del envasado. | 9 |
| 2.1.7 Almacenamiento | 9 |
| 2.1.7.1 Vida útil. | 10 |
| 2.1.7.2 Identificación de rumas | 11 |
| 2.1.8 Distribución | 11 |
| 2.1.8.1 Formas de distribución | 11 |
| 2.1.8.1.1 Saquería | 12 |
| 2.1.8.1.2 A granel | 12 |

| | | |
|------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 2.6 | Propiedades físicas de la harina de pescado. | 36 |
| 2.6.1 | Peso específico de la harina de pescado. | 36 |
| 2.6.2 | Calor específico de la harina de pescado. | 37 |
| CAPÍTULO III | | 39 |
| EL SECADO DE LA HARINA DE PESCADO | | 39 |
| 3.1 | Teoría del secado | 39 |
| 3.2 | Factores que afectan la operación de secado. | 45 |
| 3.3 | Influencia de las condiciones del secado en la calidad de la harina de pescado. | 46 |
| 3.4 | Tipos de secadores. | 48 |
| 3.4.1 | Secadores indirectos rotatubos. | 48 |
| 3.4.2 | Secadores indirectos de aire caliente. | 49 |
| 3.4.3 | Secadores rotadiscos. | 50 |
| 3.4.4 | Secadores al vacío. | 51 |
| 3.5 | Descripción del secador rotadisk. | 52 |
| 3.5.1 | Partes del secador rotadisk. | 52 |
| 3.5.2 | Operación del secador rotadisk. | 53 |
| 3.6 | Parámetros de operación del secador rotadisk. | 54 |
| 3.6.1 | Temperatura (T_1) del keke al ingreso del secador rotadisk. | 54 |
| 3.6.2 | Temperatura (T_2) de la harina semiseca a la salida del secador rotadisk. | 54 |
| 3.6.3 | Temperatura (T_h) del scrap a la salida del secador de aire caliente. | 54 |
| 3.6.4 | Temperatura (T_{2i}) de la harina semiseca al ingreso del secador de aire caliente (secado final). | 55 |
| 3.6.5 | Humedad (A_1) del keke al ingreso del secador rotadisk. | 55 |

| | | |
|----------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 3.6.6 | Humedad (A_2) de la harina semiseca a la salida del secador rotadisk. | 55 |
| 3.6.7 | Humedad (A_h) del scrap a la salida del secador de aire caliente. | 56 |
| 3.6.8 | Entalpía (h_1) del keke al ingreso del secador rotadisk. | 56 |
| 3.6.9 | Entalpía (h_2) de la harina semiseca a la salida del secador rotadisk. | 57 |
| 3.6.10 | Entalpía (h_2) de la harina semiseca al ingreso del secador de aire caliente. | 57 |
| 3.6.11 | Entalpía (h_h) del scrap a la salida del secador de aire caliente. | 57 |
| 3.6.12 | Temperatura (T_a) del agua evaporada por el secador rotadisk. | 58 |
| 3.6.13 | Temperatura (T_v) del vapor dentro de las chaquetas y eje del secador rotadisk. | 58 |
| 3.6.14 | Temperatura (T_c) del condensado a la salida de los secadores rotadisk. | 58 |
| 3.6.15 | Entalpía (h_a) del agua evaporada por el secador rotadisk. | 58 |
| 3.6.16 | Entalpía (h_v) del vapor dentro de las chaquetas y eje del secador rotadisk. | 59 |
| 3.6.17 | Entalpía (h_c) del condensado a la salida de los secadores rotadisk. | 59 |
| CAPÍTULO IV | | 60 |
| DIMENSIONAMIENTO, POTENCIA CONSUMIDA Y CÁLCULO TÉRMICO. | | 60 |
| 4.1 | Dimensionamiento del secador rotadisk. | 60 |
| 4.1.1 | Cálculo del área de calentamiento (A). | 61 |
| 4.1.2 | Cálculo de la longitud (L) del secador. | 63 |
| 4.1.3 | Cálculo de la velocidad del rotor del secador. | 63 |

| | | |
|--------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|
| 4.1.4 | Cálculo de la potencia del motor. | 64 |
| 4.2 | Calor perdido por el secador. | 67 |
| 4.2.1 | Cálculo del calor (Q'_c) perdido por la superficie del cilindro del secador sin aislamiento. | 67 |
| 4.2.2 | Cálculo del calor (Q_b) perdido por las bridas del secador. | 69 |
| 4.2.3 | Cálculo del calor (Q') perdido por el secador sin aislamiento. | 70 |
| 4.2.4 | Cálculo del espesor más económico del aislamiento. | 70 |
| 4.2.5 | Cálculo del calor (Q_c) perdido por la superficie del cilindro del secador con aislamiento. | 76 |
| 4.2.6 | Cálculo del calor (Q) perdido por el secador con aislamiento. | 77 |
| 4.2.7 | Cálculo del ahorro de energía con el uso del aislamiento. | 78 |
| 4.3 | Balance de materia y energía. | 79 |
| 4.3.1 | Balance de materia | 79 |
| 4.3.2 | Balance de energía | 81 |
| 4.3.3 | Balance de materia y energía cuando el secador opera en la primera etapa de secado. | 84 |
| 4.3.4 | Balance de materia y energía para condiciones de máxima capacidad de evaporación. | 85 |
| CAPÍTULO V | | 88 |
| DISEÑO DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES | | 88 |
| 5.1 | Cálculo y diseño de los discos. | 88 |
| 5.1.1 | Distribución de los templadores, cálculo del diámetro, número de templadores y espesor de los discos | 89 |
| 5.2 | Cálculo y diseño del eje y los muñones. | 94 |
| 5.3 | Cálculo y diseño del casco y la chaqueta del secador rotadisk. | 113 |

| | | |
|-------|------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 5.4 | Cálculo y diseño de las bridas. | 117 |
| 5.4.1 | Cálculo del espesor de la brida | 117 |
| 5.4.2 | Cálculo de los pernos de la brida | 119 |
| 5.5 | Cálculo y diseño de los soportes del secador rotadisk. | 123 |
| 5.6 | Cálculo y selección de la tubería de alimentación de vapor a la chaqueta del secador rotadisk. | 126 |
| 5.6.1 | Cálculo de la tubería de alimentación de vapor a la chaqueta. | 127 |
| 5.6.2 | Selección de la válvula de vapor a la chaqueta. | 128 |
| 5.7 | Cálculo y selección de la tubería de salida de condensado de la chaqueta del secador rotadisk. | 128 |
| 5.7.1 | Cálculo y selección de la tubería de salida de condensado de la chaqueta. | 129 |
| 5.7.2 | Selección de las trampas de vapor de la chaqueta. | 132 |
| 5.8 | Cálculo y selección de la tubería de alimentación de vapor al eje del secador rotadisk. | 134 |
| 5.8.1 | Cálculo y selección de la tubería de alimentación de vapor al eje. | 134 |
| 5.8.2 | Selección de la válvula de alimentación de vapor. | 135 |
| 5.8.3 | Selección de la junta rotativa de alimentación de vapor. | 136 |
| 5.9 | Cálculo y selección de la tubería de salida de condensado del eje del secador rotadisk. | 138 |
| 5.9.1 | Cálculo y selección del tubo pescador. | 138 |
| 5.9.2 | Cálculo y selección de la tubería de evacuación de condensado. | 140 |
| 5.9.3 | Selección de la junta rotativa de salida de condensado. | 141 |
| 5.9.4 | Selección de la trampa de vapor. | 142 |

| | | |
|--------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| 5.9.5 | Selección de las válvulas de salida de condensado. | 143 |
| CAPÍTULO VI | | 145 |
| CÁLCULO Y/O SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS Y DE ACCIONAMIENTO | | 145 |
| 6.1 | Cálculo y selección de los rodamientos y chumaceras. | 145 |
| 6.2 | Selección del motor. | 147 |
| 6.3 | Cálculo y selección del piñón motriz y la catalina. | 148 |
| 6.4 | Cálculo y selección de la cadena. | 150 |
| 6.5 | Cálculo y selección del reductor | 151 |
| 6.6 | Cálculo y selección del acoplamiento. | 153 |
| 6.7 | Cálculo y selección de la tubería de alimentación de vapor a los secadores rotadisk desde los calderos a vapor. | 156 |
| 6.7.1 | Cálculo y selección de la tubería. | 158 |
| 6.7.2 | Cálculo y selección del aislamiento térmico de la tubería. | 159 |
| 6.8 | Cálculo y selección de la tubería de retorno de condensador de los secadores rotadisk hacia los calderos a vapor. | 163 |
| 6.8.1 | Cálculo y selección de la tubería de evacuación de condensado de los secadores rotadisk hacia los calderos a vapor. | 163 |
| 6.8.2 | Cálculo y selección del aislamiento térmico de la tubería de retorno de condensado. | 165 |
| CAPÍTULO VII | | 167 |
| EVALUACIÓN ECONÓMICA | | 167 |
| CONCLUSIONES | | 173 |

| | |
|---------------------|------------|
| BIBLIOGRAFÍA | 174 |
| PLANOS | 176 |
| APÉNDICE. | |

PRÓLOGO

Los secadores rotadisk y multitubulares se han desarrollado por la necesidad de contar con equipos de secado adecuados en la producción de harinas especiales ya que estas necesitan además de materia prima fresca (refrigeración luego de la captura y proceso rápido), cocción suave y secado a bajas temperaturas para mantener el valor nutricional – especialmente la digestibilidad, sobre el 92% para harinas especiales contra el 85% para las harinas estándares.

La producción mundial de harina de pescado está en el rango de los 6 a 7 millones de toneladas anuales, excepto durante los años eventuales de El Niño. Perú y Chile son líderes, con 1,7 a 2,0 millones de toneladas y 500,000 toneladas por año respectivamente.

El Perú alcanza, el año 2000, una producción total de harinas de pescado de 2'209,200TM, de las cuales el 57%(1'259,244 TM) correspondió a harinas FAQ-Standard y el 43% (949,956 TM) a harinas especiales. De estas últimas, el 37%(826,462 TM) representan harinas *prime* y el 6% (123,494 TM) harinas *súper prime*.

El presente trabajo consta de 7 capítulos que a continuación se detalla:

En el capítulo I de introducción.

En el capítulo II se describe la harina de pescado y las actividades inherentes desde la captura de la materia prima hasta su comercialización.

En el capítulo III se resume el proceso de secado del que forma parte el secador rotadisk, se describe el equipo y definen los parámetros principales de diseño.

En el capítulo IV se dimensiona el secador, se determina la velocidad de rotación, la potencia del motor, espesor de aislamiento y efectúan los balances de materia y energía.

En el capítulo V se calculan y diseñan los elementos principales como son los discos, eje, casco, chaqueta, etc.

En el capítulo VI se calculan, diseñan o seleccionan los elementos complementarios y de accionamiento.

En el capítulo VII se efectúa la evaluación económica y finalmente se desarrollan los planos de fabricación.

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 OBJETIVO

Diseñar un secador rotadisk de 14 TM/HR de capacidad para harina de pescado prime.

El propósito del presente trabajo es el desarrollo de un modelo que pueda servir para el diseño y fabricación de secadores rotadisk, espero que este trabajo sea un aporte y sirva no solamente a los fabricantes de equipos de producción de harina de pescado sino también para aquellos que están preocupados continuamente en mejorar la calidad y bajar los costos de producción de harina de pescado prime y superprime.

Si bien es cierto que la densidad de la harina de los secadores rotadisk es baja, 0.43, este secador es muy versátil porque puede tratar mezclas de cake de prensa y concentrado con humedades mayores a 45%, el secador rotatubos presenta problemas con estos niveles de humedad, en general el secador rotadisk es adecuado para acondicionar la harina como secador de primer pase, antes de un rotatubos o un secador indirecto de aire caliente, aquí la importancia de estos equipos.

1.2 ALCANCES

El alcance del trabajo abarca desde la descripción de la harina de pescado hasta el diseño y elaboración de planos de fabricación del secador rotadisk.

1.3 LIMITACIONES

Para el desarrollo de algunos modelos matemáticos formulados en el presente trabajo se han utilizado además de métodos analíticos, métodos analíticos y experimentales combinados.

CAPÍTULO II

DESCRIPCIÓN DE LA HARINA DE PESCADO.

2.1. DESCRIPCIÓN DE LA HARINA DE PESCADO

2.1.1. Definición de la harina de pescado

Alimento industrial hidrobiológico, obtenido de la reducción del contenido de humedad y grasas de la especie pelágica anchoveta “Engraulis ringens jennys” entera, la cual es sometida a cocción, prensado, secado, molienda y dosificación de antioxidante, luego es envasado y almacenado. La harina presenta color y olor característico de la especie y está compuesto fundamentalmente por proteínas y su uso es la nutrición animal, su importancia radica en su gran aporte de energía metabolizable y elementos esenciales para el desarrollo de los seres vivos, tales como aminoácidos esenciales, contenido apreciable de lípidos, vitaminas y minerales; así como una composición balanceada de sus constituyentes.

2.1.2. Composición de la materia prima

La composición química de la anchoveta entera es variable y depende de factores de naturaleza intrínseca, tales como edad, sexo, tamaño, órganos del pescado y de factores extrínsecos relacionados a la estación del año, zona de pesca, etc., sin embargo los aspectos determinantes son la

cantidad de alimentos ingeridos por el pez y la cantidad de energía gastada.

De manera general el pescado está constituido por aproximadamente:

| | |
|----------------------|----------|
| Agua: | 70 – 85% |
| Proteínas: | 15 – 20% |
| Lípidos: | 1 – 10% |
| Carbohidratos: | 0,5 – 1% |
| Cenizas ó minerales: | 1 – 1,5% |

El contenido de agua y lípidos son los que más fluctúan, especialmente en los peces migratorios. Las proteínas, carbohidratos y cenizas permanecen más o menos constantes.

Las proteínas se clasifican en: Proteínas sarcoplasmáticas (20-35%), proteínas miofibrilares (60-75%), proteínas del estroma (2-5%).

Los lípidos del pescado están conformados por ácidos grasos altamente insaturados con 20 y 22 átomos de carbono (con 4 a 6 dobles enlaces) los cuales tienden a oxidarse rápidamente.

Los carbohidratos en el músculo del pescado cumplen funciones de reserva energética. El principal constituyente es el glucógeno. El pescado es una excelente fuente de vitaminas liposolubles, sin embargo, en la práctica una parte o el total de estos compuestos se pierden durante el almacenamiento y procesamiento del pescado.

2.1.3. Ingredientes, sacos e hilos

Antioxidante: Para evitar la oxidación de los ácidos grasos no saturados que se encuentran en la grasa de la harina se usan sustancias antioxidantes; los cuales detienen o retardan la oxidación rompiendo la reacción en cadena al ser oxidados ellos mismos.

En la producción de harina de pescado se dosifica un mínimo de 650 ppm del antioxidante etoxiquina.

Las características de la etoxiquina son:

| | |
|---------------------|---------------------------------------------|
| Nombre | 1,2 dihidro-6 etoxi-2,2,4 trimetilquinolina |
| Fórmula | C ₁₄ H ₁₉ NO |
| Peso molecular | 217,29 |
| Estado | Líquido |
| Gravedad específica | 1,028 a 1,035 a 25°C |

Solubilidad: Miscible en aceite y grasas, alcohol etílico y propilenglicol.

No corrosivo

Sacos: Los sacos utilizados para el envasado de la harina de pescado tienen las siguientes características:

| | |
|----------------------|------------------------|
| Color | Blanco |
| Forma presentación | Polipropileno laminado |
| Medidas (para 50 kg) | 28" x 43" |
| Peso | 120 gramos |
| Vida útil | más de 6 meses |

Hilo: El hilo utilizado para el cosido de sacos es de algodón de tres pitas.

2.1.4. Clasificación y composición de la harina de pescado

Las harinas de pescado se clasifican de acuerdo a la composición físico química como la humedad, proteína, lípidos y cenizas, al grado de deterioro de sus componentes básicos determinados luego de un análisis químico y cuantificarse parámetros como el TVN, histamina, la digestibilidad, además de cumplir estándares físico mecánicos como la granulometría, densidad y número de flujo y estándares microbiológicos, tal como se puede ver a continuación los rangos que deben cumplir para cada calidad.

TABLA 2-1 Clasificación y composición de la harina de pescado

| ANALISIS | Super prime | Prime | Standard |
|------------------------------------------|----------------|-------|----------|
| Proteína mín. (%) | 68 | 67 | 66 |
| Grasa máx. (%) | 10 | 10 | 12 |
| Humedad máx (%) | 10 | 10 | 10 |
| Cenizas máx (%) | 16 | 16-17 | 17 |
| Acidez máx (%) | 7.5 | 10 | - |
| Sal/arena máx (%) | 4 | 5 | 5 |
| TVN máx. (mg/100gr.) | 100 | 120 | - |
| Histamina máx. (ppm.) | 500 | 1000 | - |
| Digestibilidad Torry Modificado mín. (%) | 94 | 94-92 | - |
| Granulometría malla 12(%) | 98 | | |
| Densidad aparente (g/ml) | 0,45 / 0,50 | | |
| Densidad compacta (g/m) | 0,68/0,72 | | |
| Número de Flujo,cm (Máx) | 5 | | |
| Salmonella/shigella | Ausencia/ 25g | | |
| Enterobacterias | Max. 300 UFC/g | | |
| Escherichia coli | < 3 nmp. | | |
| Vibrio cholerae | Ausencia/ 25g | | |

2.1.5. Método de conservación

La harina de pescado es conservada por método del tratamiento térmico (secado a vapor y aire caliente) con la finalidad de reducir el porcentaje de humedad.

2.1.6. Presentación y características del envasado

La harina de pescado es envasada normalmente en sacos confeccionados en polipropileno 100% virgen, libre de impurezas y contaminación microbiológica, con un peso de sustrato de 69,2 grms/m² y llevan un laminado tipo II con recubrimiento de 16 grms/m².

Las especificaciones dimensionales son de acuerdo a normas ISO-8763-93 y las correspondientes a la construcción del tejido de acuerdo a normas ASTM D1910-64, ASTM D1959-76, é ISO D1682-75. La materia prima utilizada en la fabricación de los envases recibe un tratamiento UV, el cual le otorga una resistencia a la radiación solar de tres meses. Presentan una impresión en tinta flexográfica en uno de sus lados con los colores rojo ocre y turquesa con el logotipo de la empresa en la parte central, debajo del logotipo se menciona la procedencia "Peruvian Fishmeal" y el teléfono "Phone" (51-1) 481-1070, Fax:382-6785, 50 KGS, se observa un círculo rojo de 5 cm de diámetro el cual es indicativo de que el producto contiene antioxidante, también se observa el logotipo y teléfonos del fabricante de los sacos en la parte inferior derecha en tamaño de 2" x2, en el lado izquierdo inferior se ubica la simbología de material reciclable, en los lados lleva el nombre de la empresa, el logo en pequeño y STEAMDRIED FISHMEAL.

2.1.7. Almacenamiento

La harina en el Perú puede ser almacenada en campo abierto o bajo techo, pero es recomendable que el cerco perimétrico tenga por lo menos 3m de altura para cumplir con las normas BASC. El terreno es

previamente marcado dejando un espacio libre entre rumas de 1 m. y cada cinco rumas un espacio de 5,0m para facilitar el tránsito de los camiones que descargan y/o cargan la harina, se flamea con lanzallamas, luego desinfectado con cal y fumigado con un desinfectante apropiado, posteriormente se procede al arrumaje de la harina armando cabezas de 5 sacos de base con 8 cabezas de 17 sacos de altura (680 sacos) y 4 cabezas de 16 sacos de altura (320 sacos) las cuales forman una ruma de 1000 sacos con un peso aproximado de 50 toneladas, las rumas son almacenadas a temperatura ambiente.

Al cabo de un tiempo prudencial el cual es de tres a cinco días, dependiendo de los factores climáticos, se procede a cubrir completamente las rumas de harina con mantas de polipropileno laminado previamente lavadas y desinfectadas para protección de factores meteorológicos tales como lluvia, polvo y radiación solar.

Es política de las empresas productoras “Lo primero que entra es lo primero que sale.”

2.1.7.1. Vida útil

La harina de pescado de acuerdo a la experiencia adquirida tiene un tiempo de vida útil aproximado de seis meses, debido al remanente de antioxidante en lo que respecta a seguridad de la carga, de acuerdo a los análisis físico-químicos la vigencia es de 60 días y de acuerdo a los análisis microbiológicos la vigencia es de 45 días.

2.1.7.2. Identificación de rumas

Las rumas de harina de pescado son identificadas por numeración correlativa, iniciando el N° 001 cuando se produce la primera ruma del año. Además se clasifican por calidad de acuerdo al TVN de la materia prima en A, B, y C.

A la primera y última cabeza de las rumas se colocan el número de ruma. Los números son de tamaño no menor a 10 cm. de altura. Se elabora un plano de ubicación de rumas y se mantiene actualizado en una pizarra de acrílico cerca de la oficina de productos terminados.

La totalidad de sacos de cada ruma es marcada con tinta flexo gráfica para identificar la procedencia de la materia prima, fecha y turno de producción; es decir la trazabilidad del producto.

2.1.8. Distribución

La distribución de la harina depende directamente del Dpto. de Exportaciones, el cual oferta la harina disponible a los diferentes Brokers según las clasificaciones de calidad obtenidas de los resultados de los análisis químicos y microbiológicos.

2.1.8.1. Formas de distribución

La modalidad de embarque y los INCOTERMS utilizados son opciones establecidas en los contratos.

La harina es destinada casi en un 100% al mercado de exportación y es embarcada por los Puertos del Litoral y el Callao. Cuando los embarques

se realizan por el puerto del Callao se efectúan en contenedores de 20' ó 40', en sacos o granel; generalmente son embarques de lotes menores a 500 tm. y cuando los embarques se realizan por los puertos del litoral los lotes son mayores a 500 tm, pueden ser también en sacos o a granel.

Describiremos las dos formas:

2.1.8.1.1 Saquería.

La distribución en sacos se realiza estibada en bodegas de motonaves y/o en contenedores desinfectados de 20' ó de 40', con llenado manual.

2.1.8.1.2 A granel.

La distribución a granel se realiza igualmente en bodega de motonave con la modalidad de corte y vaciado en boca de escotilla ó corte y vaciado en almacén cerrado y techado de ENAPU en los Terminales marítimos para su posterior embarque con faja transportadora, también se embarca en contenedores de 20' ó 40' por Puerto del Callao, los cuales son forrados con una bolsa plástica estéril, y son llenados manualmente.

Existe en el mercado una empresa que se dedica al llenado automatizado de contenedores con harina a granel, llamado sistema Full Pack, con tornillos helicoidales retractiles.

De acuerdo a las exigencias del mercado se procede antes de cerrar las bodegas de las motonaves o los contenedores, según sea el caso, a la fumigación de la carga con tabletas de Fosfamina (Fosforo de Aluminio) para asegurar la desinsectación del producto, la dosificación es de 3 tabletas por tonelada de harina. La colocación de las tabletas de fosfamina

es realizada por la empresa certificadora antes de cerrar las tapas de bodega.

2.1.8.2. *Distribución de la harina exportada*

Estas distribuciones son solo referenciales puesto que son variables.

2.1.8.2.1. *Distribución por productor.*

Las empresas exportadoras que destacaron por volumen a inicios del año 2008:

TABLA 2-2 Distribución de harina exportada por productor¹

| PRODUCTOR | PORCENTAJE (%) |
|----------------------------------|----------------|
| TASA | 25,87 |
| Copeinca | 10,88 |
| Pesquera Hayduk | 7,99 |
| Austral Group | 7,85 |
| Pesquera Industrial El Angel | 6,62 |
| Pesquera Diamante | 5,64 |
| Perú Chimbote Norte | 3,60 |
| Conservera Garrido | 3,48 |
| Pesquera Exalmar | 2,97 |
| Pesquera Cantabria | 2,74 |
| C.F.G Investment | 2,65 |
| Cía Pesquera del Pacifico Centro | 2,50 |
| Otros | 17,21 |
| TOTALES | 100 |

⁽¹⁾Fuente: Andina del Perú 24.03.08

2.1.8.2.2. *Distribución por destino.*

Los principales destinos de las exportaciones de harina de pescado de Perú en el año 2005:

TABLA 2-3 Distribución de harina exportada por destino²

| DESTINO | PORCENTAJE (%) |
|----------------|----------------|
| China | 52,43 |
| Alemania | 11,78 |
| Japón | 8,51 |
| Taiwán | 4,20 |
| España | 2,13 |
| Vietnam | 2,05 |
| Indonesia | 1,95 |
| Canadá | 1,78 |
| Turquía | 1,77 |
| Francia | 1,23 |
| Inglaterra | 1,11 |
| Otros | 11,06 |
| TOTALES | 100 |

⁽²⁾ Fuente: Produce (Ministerio de la Producción)

2.1.8.2.3. Distribución por calidad.

Exportación de la harina de pescado de Perú por calidad en el año 2005.

TABLA 2-4 Distribución de harina exportada por calidad²

| CALIDAD | PORCENTAJE (%) |
|-------------------|----------------|
| Tradicional ó FAQ | 53,55 |
| Prime | 42,48 |
| Super prime | 3,97 |
| TOTALES | 100 |

2.1.8.2.4. Distribución por tipo de embarque.

TABLA 2-5 Distribución de harina exportada por tipo de embarque³

| TIPO DE EMBARQUE | PORCENTAJE (%) |
|---------------------------|----------------|
| Bodega – Sacos | 18,34 |
| Bodega - Granel | 39,63 |
| TOTAL EN BODEGA | 57,97 |
| Contenedor 20' - Sacos | 0,54 |
| Contenedor 20' - Granel | 12,31 |
| TOTAL CONT. 20' | 12,85 |
| Contenedores 40' - Sacos | 29,18 |
| Contenedores 40' - Granel | 0 |
| TOTAL CONT. 40' | 29,18 |
| TOTALES | 100.00 |

⁽³⁾ Fuente: Consorcio Malla año 2000. Esta distribución es del grupo pesquero en referencia.

2.2. USO DE LA HARINA DE PESCADO

La harina súper prime y prime está destinada a la piscicultura y acuicultura. Debido al crecimiento de la población mundial y la necesidad constante de buscar nuevas fuentes de alimentos, la acuicultura se vislumbra como la alternativa más factible y viable para consumo humano y la principal fuente de proteína en las dietas de los peces sobre todos los salmónidos es la harina de pescado, por lo tanto será cada vez mayor su demanda.

- Es consumida también por camarones tropicales, anguilas, bagres, peces planos, yellow tails, entre otros.
- La harina estándar está destinada para rumiantes, ganado porcino, avicultura entre otros. Es importante mencionar que la harina de pescado es necesaria cuando se trata de animales jóvenes, en rápido crecimiento y para vacas lecheras de alto rendimiento. La harina posee la propiedad de tener buena digestibilidad, por lo que es conocido entre los criadores de rumiantes las ventajas de utilizar harina de pescado como suplemento proteico sobre todo en las últimas etapas de preñez y en la lactancia, etapas donde el animal requiere nutrientes mas ricos, es por esto la importancia de la harina de pescado para lograr la supervivencia y la tasa de crecimiento adecuada de los animales, y también el ahorro de tiempo para lograr que el animal llegue al peso adecuado para su matanza.

En resumen se puede señalar que la harina de pescado ofrece las siguientes ventajas en la cría de rumiantes: Mayor rapidez de crecimiento, mejor relación carne-alimento, incremento en la producción de leche e incremento en la calidad de la leche al aumentar la cantidad de proteínas y al introducir omega-

3 en la composición de la misma, incremento de la fertilidad y desempeño reproductivo.

En el caso del ganado lanar aumenta la producción de lana y mejora la calidad de la fibra.

Es usada también para la alimentación de animales de peletería como conejos de lana, visones, chinchillas, nutrias, ya que les proporciona un mejor crecimiento y les brinda una mayor textura y resistencia a las pieles.

Es utilizada también en la alimentación de mascotas domésticas.

2.2.1. Mercado

Los principales mercados son: China, Alemania, Japón, Taiwán, España, Viet Nam, Indonesia, Canadá, Turquía, Francia, Inglaterra, etc.

2.2.2. Condición del alimento

La harina de pescado es un ingrediente en la producción de alimentos animales para consumo humano. Los alimentos seguros son esenciales tanto para la salud animal como la humana. La seguridad de la cadena de alimentos por lo tanto debe ser el principal objetivo de la industria harinera. No pueden producirse alimentos animales seguros sin ingredientes seguros. En reconocimiento de este hecho, el AIC de REINO UNIDO (con FEMAS), el OVOCOM de Bélgica (con el GMP), el PDV de los países Bajos (con GMP+ y GMP-QC) y Q&S de Alemania (con QS) vienen operando programas de aseguramiento de los ingredientes para alimentación animal durante varios años.

El IFSA es un proyecto conjunto iniciado por las entidades nombradas anteriormente con el fin de combinar experiencia de los programas existentes de aseguramiento de los ingredientes de la alimentación animal en un único programa que pueda operar mundialmente con un único conjunto de normas (IFIS).

Aquellas compañías que logran certificación de su cumplimiento con los requisitos del IFIS son aceptadas como fuentes seguras para el suministro de ingredientes de alimentación animal.

2.3. EL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE HARINA DE PESCADO.

2.3.1. Captura de materia prima

Se realiza por medio de embarcaciones, la captura que efectúan las embarcaciones, tienen que encuadrarse dentro de las Normas y Dispositivos reglamentados por el Ministerio de la Producción, en cuanto al tamaño y especie capturada.

La captura de la anchoveta se realiza con embarcaciones denominadas "bolicheras" las que toman ese nombre por el tipo de red de cerco que emplean, conocido como "Boliche". Se considera que las horas de la mañana son el mejor momento para la captura de la anchoveta, razón por la cual las embarcaciones modifican sus horas de zarpe de acuerdo a las distancias en que se encuentran los cardúmenes.

La detención del cardumen se efectúa visualmente o electrónicamente, utilizando el informe del tripulante o del equipo rastreador vertical u horizontal.

Una vez detectado el cardumen y la dirección del mismo se prepara la maniobra para el tendido de red. La embarcación suelta la panga, la misma que tiene amarrada en babor uno de los extremos de la red llamada "Cuba" y describe un círculo alrededor del cardumen mientras suelta la red, regresando al punto de partida. La embarcación se dedica ahora a la unión de las cubas o extremos de red, hasta formar un círculo completo, teniendo a bordo los dos extremos de la gareta.

Por medio de un winche se procede al gareteo, operación de jalar el garete, con el fin de cerrar la red en su parte inferior y levantar los anillos de a bordo, quedando el pescado encerrado en la red.

Haciendo uso del power block, se procede a izar la red a bordo de la embarcación, comenzando por uno de los extremos hasta dejar encerrado en un pequeño bolsón toda la pesca capturada. Por medio del absorbente, se procede a bombear la captura directamente a la bodega de la embarcación con lo que queda finalizada la maniobra de pesca.

Esta operación se repite sucesivamente hasta completar la carga de la embarcación.

2.3.2 Descarga y recepción de materia prima

La descarga del pescado se realiza por medio de una chata que cuenta con sistemas absorbentes y de bombeo, cada sistema absorbente está compuesto por dos bombas centrífugas, una bomba de agua de mar cuya función es la de dosificar el agua en la bodega en una proporción agua/pescado de aproximadamente 0,7/1 para facilitar la absorción del

pescado por el manguerón y su posterior bombeo y una bomba de ceba cuya función principal es la de hacer vacío por medio de un tubo venturi en el tanque separador de aire al cual está conectado el manguerón de succión de pescado. El bombeo de pescado hacia las plantas se efectúa actualmente por medio de bombas de desplazamiento positivo por ser las que mejor se adecuan al bombeo de pescado, llámese de tornillo excéntrico (Moyno, Netszch), de pistones (Transback), de paletas (Lamella), etc., que han desplazado a las bombas centrífugas "Hidrostal" simple y doble desde hace unos siete años. La proporción agua/pescado en las bombas centrífugas simples eran de 2,5/1 y en las centrífugas dobles de 1/1.

Con las bombas de desplazamiento positivo, además de la disminución de agua en la descarga, el pescado se mantiene más entero, disminuyendo la rotura, por lo tanto alcanzándose mejores rendimientos en proceso. Asimismo los menores flujos de agua en la descarga permiten un mejor tratamiento de este antes de su vertimiento en el mar y menos impacto ambiental, por lo que se han alcanzado niveles aceptables de recuperación de aceite, si anteriormente no se recuperaban ni los sólidos ni grasas del agua de descarga, actualmente la grasa recuperada representa alrededor del 30% del total de aceite producido en una planta de harina de pescado.

Los flujos de descarga actualmente con las bombas de desplazamiento positivo fluctúan entre 180 a 200ton/hr de pescado, con las bombas centrífugas "Hidrostal" simples también se operan con estos ratios, aunque

con la Bomba “Hidrostral” centrífuga doble se bombean flujos promedios de hasta 300ton/hr de pescado . Las bombas de desplazamiento positivo en la chata pueden ser impulsadas por medio de sistemas hidráulicos.

El pescado desde la chata se traslada hasta la planta utilizando tuberías de acero al carbono ASTM A53 GR B de 16” sch30 ó HDPE (Polietileno de alta densidad) de 18” generalmente siendo estas últimas las que vienen desplazando a las de acero al carbono porque tienen superficies más lisas que maltratan menos al pescado durante el bombeo además no les afecta la corrosión aunque son muy frágiles. La mezcla pescado/agua en planta ingresa primero a un desaguador rotativo separándose el pescado y el agua, el pescado pasa a los desaguadores de malla para continuar su drenaje antes de ser pesado en una balanza electrónica y ser almacenado en las pozas de pescado antes de su procesamiento.

El agua de descarga de pescado luego de separado en el desaguador rotatorio y desaguadores de malla pasa por los filtros rotatorios (Trommel) para recuperar los sólidos en una recuperación primaria luego a los tanques de separación de grasa y/o tanques de tratamiento con micro burbujas en una recuperación secundaria.

- **Recuperación Primaria**

El agua de bombeo procedente de la descarga, es orientada hacia los filtros rotatorios (Trommel) que básicamente son tambores implementados con mallas de sección trapezoidal dispuestos longitudinalmente ubicándose la base mayor del trapecio interiormente con aberturas de

1mm y en algunos casos de 0,5mm, esta disposición para evitar que se ensucie fácilmente y pierda eficiencia. La capacidad de un filtro de 1mm es de $50\text{m}^3/\text{hr.m}^2$ y los filtros rotatorios más comunes son de $1000\text{m}^3/\text{hr}$ de capacidad.

El Trommel es alimentado interiormente ingresando el agua de bombeo a una cámara de alimentación la cual posee dos vertederos que descargan simultáneamente sobre los lados diametralmente opuestos del Trommel, permitiendo una uniforme distribución del caudal sobre la malla. El Trommel posee aletas interiores que siguen un patrón helicoidal que permite el desplazamiento continuo de los residuos hacia el extremo de la descarga; estos residuos son enviados hacia la cocina.

- **Recuperación Secundaria N°1**

El agua de bombeo después de haber pasado por los trómmeles es enviada a un equipo llamado *Tanque separador de grasa* este equipo interiormente tiene dos subceldas, la primera sirve para separar los sólidos por decantación y en la segunda celda se separa la grasa por diferencia de densidades.

El procedimiento de operación de este tanque separador de grasa consiste en que el agua de bombeo tratado en los trómmeles llega a la primera celda del tanque separador de grasa en forma de flujo turbulento, el diseño de la celda hace disminuir la turbulencia lo que permite que los sólidos más pesados del agua de bombeo (visceras, escamas, etc.) se precipiten al fondo de la celda.

El agua pasa por rebose a la segunda celda de tal forma que el flujo turbulento se convierte en laminar, al carecer de turbulencia la segunda celda permite que una gran cantidad de grasa del agua de bombeo ascienda hacia la superficie por diferencia de densidades formando una capa de espuma de alrededor de 6" la cual es separada y enviada hacia dos pequeños tanques de recepción de espuma, asimismo los sólidos en suspensión que aún puedan contener el agua de bombeo se decantan en el fondo de la segunda celda.

La espuma recuperada es bombeada hacia los Tanques de almacenamiento de espuma para su coagulación y tratamiento. Cuando termina la descarga esta agua que se encuentra depositada en el tanque separador de grasa es recirculada hasta recuperar toda la grasa posible en las celdas de flotación implementadas con micro burbujas de aire.

El sistema permite que los sólidos decantados que se encuentran en el fondo de las dos subceldas sean bombeados hacia los trómmeles para su recuperación. El agua de bombeo que sale del tanque separador de grasa por gravedad ingresa a las celdas de flotación implementadas con micro burbujas.

Las celdas de flotación implementadas con micro burbujas de aire se diferencian por la forma de suministro de micro burbuja de aire a la celda, en algunos se inyecta agua con micro burbujas, y en otros se inyecta directamente las micro burbujas de aire.

En el primer caso por medio de una bomba se extrae agua de bombeo de la salida de la celda es decir agua tratada para inyectarle aire en micro burbujas provenientes de una compresora, el aire en el momento de ser inyectado al agua pasa por una placa con micro agujeros convirtiéndose en micro burbujas.

Para el caso de inyección directa de aire se tienen dos formas, la primera usada por las celdas DYAF, se pone en funcionamiento aereadores que por succión a través de un conducto inyectan aire en forma de micro burbujas en el interior de las celdas las mismas que atrapan a las grasas y a los sólidos finos siendo transportados hacia la superficie; esta operación es continua y dinámica obteniéndose en la superficie del líquido acumulaciones de grasa y sólidos, es decir se genera una capa grasosa (espuma), la misma que es separada por medio de barredores con paletas siendo descargada en una poza de recepción de donde es bombeado hacia un equipo coagulador.

La segunda usada por las celdas de flotación (DAF) hace uso de difusores. Las características de estos difusores son tales que incorporan a través de pequeños agujeros en su perímetro burbujas ultra finas en el líquido. El motor ubicado en la superficie hace girar el disco difusor inmerso, creando una baja presión en las puertas que tiene el disco difusor, absorbiendo aire de la superficie, el aire baja a través del tubo de succión y entra en el disco sumergido hacia la puerta del difusor. Las burbujas que se van creando a través de la ventanitas que tiene el difusor son cortadas por el disco convirtiéndolas en burbujas de aire microscópico

que miden aproximadamente entre 1 a 10 micrones de diámetro: Estos fragmentos de burbujas de aire se adhieren a las pequeñas partes de grasa y sólidos que se encuentran en el fluido arrastrándolos consigo hacia la superficie. La espuma recuperada es bombeada hacia el equipo Coagulador de espumas.

Luego de terminado su tratamiento, el agua de descarga de pescado es bombeada a través de los emisores submarinos hasta salir fuera de las bahías y encontrar corrientes de alta mar que eviten la contaminación ambiental.

2.3.3. Almacenamiento de materia prima

La materia prima luego de ser pesada en las balanzas electrónicas es almacenada en pozas. La capacidad total de almacenamiento debe ser tal que la planta tenga independencia de procesamiento de por lo menos 20hr, la materia prima es distribuida en las pozas según su TDC (tiempo después de captura) y estado en que se observa, ya sea tamaño o especie.

Las pozas cuentan con tornillos helicoidales con variadores de velocidad que permiten regular el flujo de materia prima alimentada a los cocedores. También cuentan con un sistema de drenaje que evacua la sanguaza que es almacenada en un tanque colector, para luego ser bombeada al tanque coagulador donde recibe el mismo tratamiento que la espuma formada en las celdas de flotación.

2.3.4. Proceso de cocinado

Los objetivos de esta operación son coagular proteínas, facilitar la separación de la grasa, detener y eliminar la flora microbiana.

El cocimiento es una operación clave, sino se tiene una buena cocción no se liberará la grasa y no se producirá la coagulación de las proteínas. La demasiada cocción dificulta el prensado por deshacer el pescado. Los cocedores actuales son con inyección de vapor directo e indirecto es decir mixtos, se fabrican con capacidades que van desde 5ton/hr hasta 60ton/hr y son de tipo horizontal, la temperatura de la materia prima a la salida para asegurar una buena cocción debe ser de 95 a 100°C con un tiempo de residencia en la cocina de 12-15 minutos. Las cocinas constan de un cilindro estático con un tornillo helicoidal en su interior. La transferencia de calor a la materia prima se logra mediante vapor vivo de calderas por el interior del tornillo en contracorriente con la carga y por la chaqueta en paralelo con la carga del cocedor para manejar la temperatura de cocción de una manera eficiente.

Una cocción adecuada se logra controlando la temperatura y el tiempo de residencia en el equipo, así mismo esto facilita el buen funcionamiento de las operaciones siguientes en las diferentes etapas del proceso.

2.3.5. Proceso de prensado

Luego de la cocción se pasa previamente la materia prima por el pre-strainer para su drenaje previo al prensado, los Pre-strainer pueden ser de uno o dos tambores rotativos implementados con mallas perforadas de 3/16" cuya velocidad de rotación debe mantenerse entre 29 y 30 rpm para

alcanzar su máxima eficiencia y posteriormente se logre una adecuada operación de prensado. La operación de prensado es netamente mecánica, que no afecta directamente a la calidad microbiológica, sin embargo puede afectar indirectamente la calidad química, provocando resultados de calidad desfavorables.

El prensado, por acción de una fuerza que comprime a la materia prima permite la formación de una fase sólida y una fase líquida en la cual se incluye la grasa. El uso de las prensas de doble tornillo está generalizado debido a su mejor eficiencia respecto a las de tornillo simple y la transmisión de movimiento puede ser mediante sistemas hidráulicos, mecánicos o eléctricos, estos últimos implementados con un variador de frecuencia, un valor aproximado de consumo de potencia es de 2hp/ton/hr de materia prima. Con estos equipos se obtienen humedades de torta de prensa menores de 49% y contenidos de grasa del orden de 4,0 – 5,0%.

La prensa debe funcionar a una velocidad adecuada tomando en consideración el estado físico-químico de la materia prima. La fase líquida sigue su proceso en la planta de aceite y la fase sólida continua con el proceso de secado.

2.3.6. Proceso de separación de sólidos

El licor de prensa, luego de una cocción y prensado óptimos está compuesto de agua de pescado con contenidos altos de grasa y un mínimo sólidos solubles e insolubles. Este licor se procesa en las separadoras, el objetivo final es lograr una torta rica en sólidos insolubles

y cantidades mínimas de agua y aceite, que pasen a formar parte de la torta integral.

El licor obtenido, almacenado en un tanque colector, deberá contener mínima cantidad de insolubles para evitar la adherencia de residuos en los equipos y consecuentemente aumentar los costos de operación.

2.3.7. Proceso de separación de aceite

El licor de separadora, rico en aceite es procesado en centrifugas verticales separando el agua y sólidos solubles del aceite por diferencia de densidades. El licor es calentado en un intercambiador de calor hasta 95° C para ser tratado en centrifugas.

Los sólidos insolubles (lodos) son eliminados en forma de disparos mediante procesos programados de vaciado de acumulaciones en el interior de los equipos, estos lodos son mezclados con el licor de prensa.

Al licor que sale de las centrifugas se le llama agua de cola, esta se envía a la Planta evaporadora para su concentración.

- **Pulido**

El aceite proveniente de la centrifuga contiene agua e impurezas.

Este aceite recuperado es tratado en las pulidoras para obtener aceite con un mínimo de agua e impurezas y conseguir un tiempo de almacenamiento prolongado sin afectar su acidez.

2.3.8. Proceso de evaporación de agua de cola

El objetivo de esta operación es deshidratar la carga con un contenido de sólidos de alrededor de 8%, que corresponden casi en su totalidad a proteínas solubles, hasta llevarlo a un rango de 38-45% mediante la evaporación de agua por tratamiento térmico. Este concentrado es adicionado a la torta de prensa la cual formará parte de la torta integral, que a la vez aumenta el porcentaje de proteína soluble dando como resultado una harina de mejor calidad y mejoras en el rendimiento de la producción en el orden de 20-25% de productividad.

El agua de cola procedente de la centrífuga, es sometida a este proceso de evaporación en plantas evaporadoras de película descendente o tubos inundados, siendo los primeros los más eficientes por que aprovechan en el primer efecto el calor latente de los vahos provenientes de los secadores a vapor.

El segundo, tercer efecto y el cuarto efecto si hubiera utiliza como medio de calefacción el vapor generado de la concentración de los efectos anteriores.

La operación al vacío de la planta permite concentrar a bajas temperaturas de manera que no haya degradación de los aminoácidos obteniendo al final una harina de pescado de alta digestibilidad.

A medida que el concentrado de la planta evaporadora desciende en sus valores, indica el ensuciamiento de los efectos, siendo necesaria una

limpieza química, la fórmula común es soda cáustica al 13% y ácido nítrico 3%.

2.3.9. Proceso de secado

- **Secado**

Es una operación que consiste en deshidratar la torta integral, conformada por el cake de prensa, concentrado, sólidos de separadora unidos y homogeneizados previamente, teniendo como objetivo reducir la humedad a niveles de agua que no permita el crecimiento de microorganismos. Este nivel debe ser también lo suficientemente bajo para evitar o detener reacciones químicas que puedan tener lugar.

La operación de secado en la producción de harinas especiales se realiza en dos etapas, la primera es el secado a vapor y la segunda puede ser a vapor o con aire caliente. Anteriormente la primera etapa se realizaba con secadores rotatubos aunque para humedades mayores de 45% el cake se adhiere en los tubos ensuciándose rápidamente y haciéndose el secado ineficiente, actualmente se ha encontrado que es mejor tratar el cake en una primera etapa con secadores rotadisk para luego secarlo en una segunda etapa con secadores rotatubos y finalmente con aire caliente.

A continuación describiremos un primer secado con secadores rotadisk y un secado final con aire caliente.

- **Secado a Vapor**

A la línea del cake de prensa se le agrega concentrado y los sólidos recuperados de la separadora, los cuales conforman el cake integral

de humedad de 55%. Esta operación se realiza en secadores rotadisk, los vahos producidos por estos son enviados y aprovechados en la planta evaporadora para concentrar el agua de cola. El secado es indirecto y por transferencia de calor conductivo por lo que se necesitan tiempos prolongados de residencia de la torta en el equipo (45 - 60 minutos) a fin de lograr porcentajes de humedad de a 36% máximo, esta humedad puede llegar hasta 42% cuando opera como acondicionador de secadores rotatubo. Estos secadores se deben trabajar a presiones bajas de 3,8bar, con estas condiciones de operación se asegura una mínima degradación proteica, oxidación de lípidos y formación de Mollerosina, logrando un mayor porcentaje de proteínas digeribles y disponibilidad de Lisina.

- **Secador de Aire caliente**

En la segunda etapa de secado realizado con aire caliente, el calor generado ya sea por un generador de gases calientes o un caldero de aceite térmico es transportado hacia un intercambiador de calor (radiador) por medio del gas de combustión (sistema gas-gas) ó aceite térmico y transferido al aire de secado. La temperatura del aceite térmico antes del ingreso al radiador puede llegar a un máximo de 350°C y la temperatura del aire de secado al ingreso del secador llega a 290°C, en el caso del sistema gas-gas la temperatura del gas antes del ingreso del radiador debe ser menor a 700°C y la temperatura máx. del aire de secado al ingreso del secador de 390°C.

El flujo de aire de secado en ambos caso es proporcionado por un ventilador provisto de un dámper de regulación.

La temperatura a la salida del secador (caja de humos) varia normalmente de 75 a 85°C. En estos secadores la humedad máxima del scrap que sale de los secadores a vapor del primer secado debe ser de 36%. El tiempo de residencia del material a secar es de aproximadamente 5 - 10 minutos obteniéndose un scrap con una humedad de 8 % máximo.

Los secadores de aire caliente cuentan en la salida con un exhaustor para facilitar el flujo de aire en el cilindro de secado y están implementados con ciclones para atrapar los finos, los cuales son transportados por un tornillo helicoidal y mezclados con la carga de salida del aire caliente para luego pasar por el molino seco.

2.3.10. Transporte neumático y enfriamiento de la harina de pescado

El producto deshidratado que sale del secador de aire caliente, debe ser enfriado en forma rápida, a fin de detener reacciones químicas, bioquímicas y biológicas que tienen lugar en el proceso. En tal sentido, la tarea de enfriar la carga de 65° C a temperaturas menores a 35°C tiene por objeto una estabilización primaria del producto.

La harina procedente del secador de aire caliente Sistema GAS-GAS ó aceite térmico es succionada por un ventilador de harina y es enviada

hacia los ciclones que se encuentran en la zona de molinos y allí a través de unos transportadores helicoidales son distribuidos a los molinos.

2.3.11. Molienda.

Esta operación se realiza con molinos de martillos con la finalidad de reducir, homogeneizar y obtener partículas de harina con una granulometría mayor a 98 % analizadas en un tamiz con malla N° 12 ASTM.

Los martillos de estos molinos son reversibles por sus cuatro lados, las mallas de los molinos son planchas perforadas con agujeros de 6mm a 8mm distribuidos en trebolillo y las velocidades periféricas de los martillos están alrededor de 80m/s. Las capacidades de estos molinos fluctúan alrededor de 10ton/hr.

- **Purificador**

Luego de los molinos la harina pasa por los purificadores cuya función es separar las impurezas físicas que hayan pasado durante el proceso y no han podido ser eliminadas, estas son separadas y enviadas a su respectivo reproceso, estos equipos se fabrican íntegramente de acero inoxidable.

2.3.12. Dosificación de antioxidante

La harina luego de pasar por los molinos y purificador pasa a través de un transportador al equipo dosificador de antioxidante. Este dosificador consta de un tolvin donde la harina es almacenada para luego ser extraída de éste por medio de un tomillo helicoidal donde se le adiciona el

antioxidante Etoxiquina (Santoquin) con una bomba dosificadora, a través de una boquilla tipo spray con aire a una presión de 34 a 35 psi, luego pasa a un homogenizador del antioxidante adicionado.

2.3.13. Ensaque

La harina con antioxidante es transportada por un tornillo helicoidal hacia el ensaque, las plantas cuentan actualmente con balanzas electrónicas para facilitar el envasado de la harina que se efectúan en sacos de polipropileno laminado de 50 +/- 0.5 Kg. de capacidad, de color blanco con logotipo y sus medidas son de 24" x 43".

Entre el transportador helicoidal y la tolva que alimenta la balanza existe un muestreador automático de harina en producción, formando de esta manera el denominado Saco Patrón que es de 50 Kg. que corresponde a la Ruma formada que representa el compósito de 1000 sacos.

Los sacos para envasar la harina, son de color blanco para las calidades Super prime, prime y estándar, los que son separados según la calidad previo aviso de Aseguramiento de la Calidad, de acuerdo al número de ruma correlativa. Luego los sacos de 50 Kg de capacidad son cocidos con perfecta costura, se llevan mediante un transportador de tablillas o un transportador de fajas a un camión que traslada la harina al Almacén de Productos Terminados, el uso de los transportadores de fajas en este tramo del proceso de fabricación de harina es más recomendable por seguridad.

2.3.14. Almacenamiento de harina de pescado

El camión previamente destarado, proveniente de la sala de ensaque, es pesado en una balanza de plataforma desinfectada con la finalidad de verificar la cantidad y peso promedio de los sacos. Luego los sacos de harina de 50 Kg. de capacidad son almacenados en áreas de terreno previamente flameado y acondicionado espolvoreadas con cal; sobre los cuales se forman rumas de 1000 sacos equivalentes a 50 Tm. de harina, permaneciendo así por lo menos 5 días, que dura la estabilización del producto, para luego ser cubiertas con mantas impermeables hasta su posterior comercialización.

2.3.15. Despacho de harina

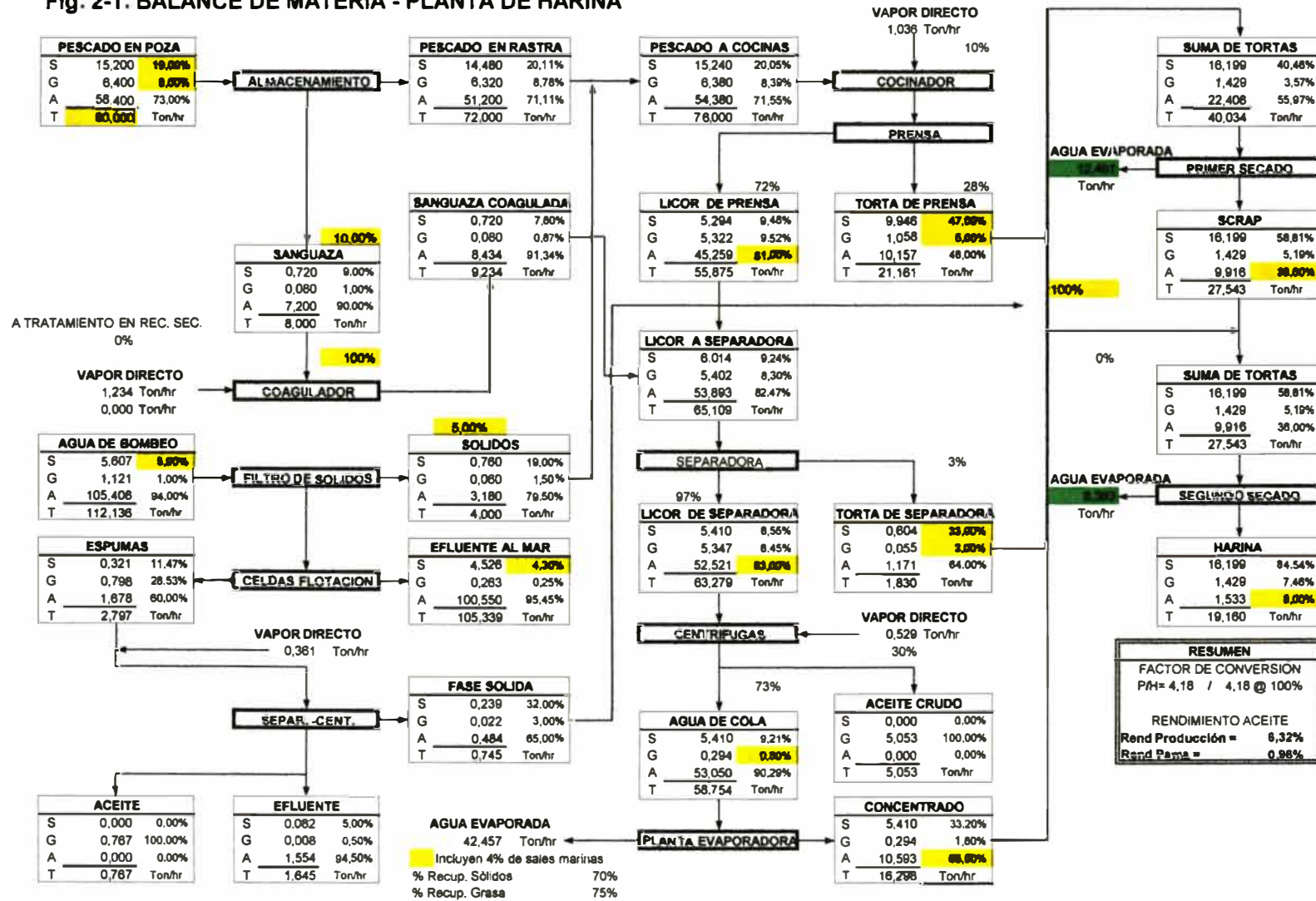
Las rumas destinadas para el despacho son muestreadas para análisis microbiológico y fisico-químico por la Empresa Certificadora, dejando contra muestra para análisis físico-químico y una contra muestra precintada.

Previo al despacho las rumas son limpiadas y desinfectadas, pueden ser comercializadas de dos formas: a granel y/o saquería, dependiendo de las exigencias del comprador.

2.4. BALANCE DE MATERIA EN UNA PLANTA DE HARINA DE PESCADO.

En la Fig. 2.1. se presenta un balance de materia para una planta de 80ton/hr de pescado (Anchoveta) de una composición promedio de 19% de sólidos, 8% de grasa y 73% de agua.

Fig. 2-1. BALANCE DE MATERIA - PLANTA DE HARINA



2.5. RENDIMIENTO PESCADO/HARINA EN UNA PLANTA DE HARINA DE PESCADO

En las plantas harineras a la relación entre la materia prima comprada y la harina producida se le denomina rendimiento pescado/harina, comúnmente también se le llama P/H ó factor de conversión pescado/harina.

Los rendimientos de harina y aceite dependen de los siguientes factores:

- Composición química del pescado.
- Estado de frescura del pescado procesado.
- Eficiencia de las operaciones del proceso productivo.

Actualmente con la recuperación de la sanguaza, que significa aproximadamente el 10% de la materia prima recibida, con una composición de sólidos y grasa de aproximadamente 9% y 1% respectivamente, la recuperación de los sólidos del agua de descarga por medio de filtros rotatorios que significa de 1% a 3% de la materia prima, la recuperación de los lodos de los disparos de las centrifugas y el uso de bombas que tratan mejor el pescado en la descarga, se ha mejorado el P/H desde 4,5 hasta 4,1. Para efectos de cálculo del secador consideraremos un rendimiento pescado/harina promedio, es decir un P/H de 4,3.

2.6. PROPIEDADES FÍSICAS DE LA HARINA DE PESCADO

2.6.1 Peso específico de la harina de pescado

La densidad de la harina de pescado puede variar desde $0,43\text{g/cm}^3$ hasta $0,72\text{g/cm}^3$, también se manejan términos como densidad de harina aparente y densidad de harina compactada, el primero es la densidad de la harina que se determina en una probeta inmediatamente luego de ser

llenada y sin compactar y la segunda es esta misma harina luego de ser compactada.

La densidad de la harina depende del tipo de secado aplicado, los menos densos son aquellas harinas deshidratadas con secadores rotadiscos hasta humedades menores del 40% en un secado primario que alcanzan densidades aparentes de $0,43\text{g/cm}^3$, mientras que aquellas harinas deshidratadas con secadores rotatubos ó fuego indirecto pueden llegar a densidades aparentes de $0,51\text{g/cm}^3$, la densidad de la harina compactada puede llegar de $0,68\text{g/cm}^3$ a $0,72\text{g/cm}^3$, para la harina de anchoveta se puede considerar una densidad promedio de $0,60\text{ g/cm}^3$.

2.6.2. Calor específico de la harina de pescado

Para hallar el calor específico (C_e) de la harina de pescado es necesario conocer su composición, es decir los porcentajes de sólidos (S), grasa (G) y agua (A).

Es común que la grasa y humedad promedios se manejen alrededor del 8%, por lo que se puede considerar la siguiente composición:

$$S = 84\%; G = 8\%; A = 8\%$$

Por lo tanto el calor específico de la harina será igual a:

$$C_e = C_{ps} \times S/100 + C_{pg} \times G/100 + C_{pa} \times A/100 \quad (2.1)$$

Donde:

$$C_{ps} = \text{Calor específico del componente sólido} = 1,34\text{kJ/kg}.$$

C_{pg} = Calor específico del componente graso = 2,60kJ/kg.

C_{pa} = Calor específico del agua = 4,186kJ/kg.

Reemplazando valores en la ec. (2.1).

$$C_e = (1,34 \times 0,84 + 2,60 \times 0,08 + 4,186 \times 0,08) \text{ kJ/kg} = 1,6685 \text{ kJ/kg}$$

CAPÍTULO III

EL SECADO DE LA HARINA DE PESCADO

La principal razón para secar las tortas de pescado, es reducir la humedad del material no acuoso a niveles en que el agua no permita el crecimiento de microorganismos. Este nivel debe ser también lo suficientemente bajo para evitar o detener reacciones químicas que puedan tener lugar.

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.

3.1. TEORÍA DEL SECADO

Para separar el agua de los sólidos presentes en las tortas, deben ser superadas las fuerzas entre las moléculas de agua del sustrato no acuoso y las otras moléculas de agua presentes. Por ello se ha establecido que para efectuar el secado de las tortas de debe:

Proveer de energía suficiente para superar estas fuerzas.

Proveer de energía suficiente para retirar el vapor de agua.

La operación se realiza a la temperatura de saturación del agua del sistema y como consecuencia de ello se producen dos fenómenos que rigen la operación de secado; la transmisión de calor entre el medio calefactor y el producto a secar y la transferencia de masa entre el producto y el medio que rodea a la partícula; acciones que se producen simultáneamente.

La eliminación del agua se puede realizar por evaporación o por arrastre, en el primer caso el producto es llevado a una temperatura en que la presión del vapor del agua es igual a la presión en el equipo; el sistema está formado por el sólido en desecación y por una fase gaseosa que es el vapor del agua. En el secado por arrastre, la partícula sólida se pone en contacto con una fase gaseosa independiente; en este caso la presión parcial del vapor de la fase gaseosa es igual a la presión de vapor del líquido de la partícula sólida.

Las dos condiciones de secado se presentan en los equipos usados en la industria harinera.

Periodos de secado

El secado de los sólidos no es un fenómeno continuo y uniforme, por lo que durante la etapa de secado se presentan dos periodos claramente definidos; uno donde la velocidad de secado es constante y otro en que la velocidad es decreciente; el punto común entre ambos corresponde al contenido crítico de humedad.

De manera general la curva de desecación se puede graficar teniendo en cuenta el contenido de humedad en base seca " w " en función del tiempo, tal como se observa en la en la Fig 3-1.

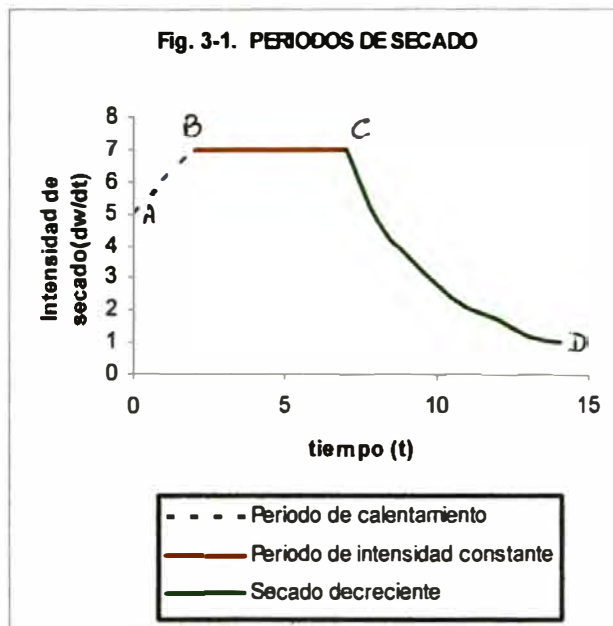


Fig. 3.1 Periodos de secado

En la curva se puede observar el tiempo durante el cual predomina cada período de secado. La sección BC representa al periodo de intensidad constante, en tanto que CD al secado decreciente; el punto C en el cual termina la intensidad constante y empieza la decreciente, corresponde al contenido crítico de humedad. La porción AB representa un período de calentamiento.

Investigaciones realizadas han demostrado que durante el período de velocidad constante, que es corto, la temperatura superficial de la partícula de cake permanece constante.

Periodo de intensidad constante

En el caso de secado por evaporación se obtiene una velocidad constante cuando el flujo de calor permanece constante en el tiempo. Esto se produce cuando la presión del sistema (temperatura de ebullición), la temperatura de la superficie de

transmisión de calor, la superficie de calentamiento y el coeficiente global de transmisión de calor no varían. Cuando la materia a secar ha llegado a la temperatura de evaporación, todo el calor transmitido por el secador sirve para evaporar el agua y para recalentar el vapor.

En el caso de secado por arrastre este periodo se caracteriza por la evaporación desde la superficie de agua libre sobre la superficie del sólido.

La intensidad de evaporación en el secado es esencialmente independiente del sólido y equivalente a la intensidad de evaporación para las mismas condiciones externas desde la superficie de agua sin ningún sólido presente.

En este caso la intensidad de secado es determinado por la rapidez con que se difunde el vapor de agua a través de la película de aire en la superficie del sólido saliendo de ella y entrando a la masa principal de la corriente de aire. Una intensidad constante de evaporación sobre la superficie del sólido tiende a mantener la superficie del sólido a una temperatura constante, la que en ausencia de otros efectos caloríficos es casi la temperatura del bulbo húmedo.

Durante este periodo el cake se encuentra protegido por una capa de agua (libre) y esta es la razón de que no se quemen a pesar de estar en contacto con altas temperaturas como sucede en los secadores a fuego directo; mientras esto suceda la temperatura de la partícula será la de ebullición del agua a la correspondiente presión de operación. La duración de esta etapa varía de acuerdo a la cantidad inicial de agua, velocidad de evaporador, temperatura de operación y forma de transmisión de calor (conducción o convección).

Periodo de intensidad decreciente

Es el último periodo del secado, empieza cuando la humedad del cake llega a su punto crítico es decir cuando el periodo de intensidad constante llega a su final. En el caso de secado por ebullición, la transferencia de calor se efectúa en principio proporcionalmente a la diferencia de temperatura entre el fluido caliente (cuya temperatura es en principio constante) y el líquido en ebullición a la presión considerada. Si la cantidad de líquido en la superficie del sólido disminuye, se eleva la temperatura de este, disminuyendo la velocidad de transferencia de calor por tanto la velocidad de secado.

En el secado por arrastre, la disminución de velocidad es debido a la reducción de la presión de vapor del agua en la superficie, que motiva a una elevación de la temperatura de bulbo húmedo.

En caso general este periodo se divide en dos zonas:

- a. La zona de desecación superficial no saturada.
- b. La zona en la cual rige la circulación interna del líquido.

La zona de desecación superficial no saturada sigue inmediatamente después del punto crítico; la disminución de la intensidad de desecación en esta zona se debe a la disminución de la superficie humedecida y porciones secas del sólido sobresalen en la película del aire, reduciendo la intensidad de evaporación por unidad de superficie.

Durante la segunda zona del período de intensidad decreciente, es la intensidad con que circula interiormente el líquido la que decide la intensidad de desecación.

En esta etapa la velocidad de secado está controlada por la difusión del agua desde el interior de la partícula hacia su superficie y por tanto el cake puede ser afectado por la temperatura.

El agua remanente del cake, luego de su mayor eliminación en las operaciones precedentes, está formado por moléculas que se encuentran situadas junto a las moléculas de proteínas, tal como se observa en la siguiente figura:

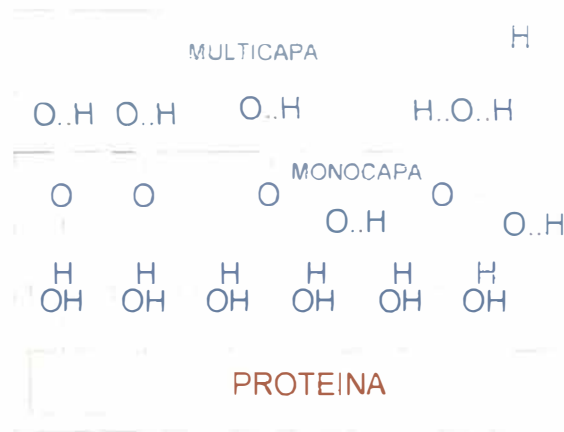


Fig. 3.2 Agua remanente del cake

Esta agua que forman las capas secundarias, terciarias, etc. Se separan por medios térmicos como el secado que rompe las fuerzas moleculares de enlace, actuando primero en la multicapa externa y de ahí hacia adentro hasta alcanzar hipotéticamente la monocapa, casi todos los investigadores concluyen de que el valor de la capa monomolecular es teóricamente el contenido de agua que debe tener un producto deshidratado ya que el agua de esta capa no actúa como solvente ni es reactiva; además no se encuentra disponible para los microorganismos y por último es la que protege a las proteínas. Las moléculas de la monocapa constituyen en peso, aproximadamente un 10% de proteínas. Si se considera una harina con 68% de proteínas, el agua de la monocapa alcanzaría el

6.8%; humedades inferiores a este valor aseguran un daño térmico de las proteínas y humedades superiores no confirman lo contrario.

3.2. FACTORES QUE AFECTAN LA OPERACIÓN DE SECADO

El secar un producto no ofrece, a simple vista, problemas técnicos de importancia; pero, el realizar una buena operación es mucho más difícil de lo que pareciera ser una sencilla acción y cuyas consecuencias repercutirán en la calidad de la harina.

Entre los factores que afectan el secado se pueden mencionar los siguientes:

- a. Características de las partículas a secar.
- b. Agitación del material y del medio secante.
- c. Cambio de la composición del cake por agregado de concentrado de agua de cola.
- d. Gradiente de temperatura y forma de transmisión de calor.
- e. Contenido de lípidos.
- f. Volumen de carga, del aire y gases de combustión (cuando los hay).
- g. Tiempo de secado.

Las partículas a secar deben ser de tamaño uniforme para un secado homogéneo y de una dimensión tal que permita la difusión del agua y su evaporación sin llegar al daño térmico de las mismas, los secadores rotadiscos son excelentes acondicionadores para un buen secado final; en caso contrario las partículas pequeñas se secarán más rápidamente que las grandes y estas poseerán un mayor porcentaje de agua.

En relación a la agitación del material y del medio secante está referido al movimiento turbulento a que debe estar sometido el cake para una mayor transmisión de calor y para un secado homogéneo, así como del elemento calefactor.

El secado de la mezcla cake-concentrado difiere de aquel que solo es cake. La velocidad de secado es menor a medida que aumenta la cantidad de concentrado, debido probablemente a la formación de películas sobre la superficie de las partículas de cake.

La transmisión de calor por conducción, efectuada en los secadores a vapor, es más lenta que la producida en los secadores a fuego directo (convección). Considerando que el agua no difunde a través de las grasas, el mayor contenido de estas en el cake no posibilita una buena separación del agua.

Del flujo de materia prima y su humedad entre otros dependerá la cantidad de calor a transferir en el proceso de secado. El tiempo de permanencia del cake en el secador estará supeditado al flujo de la materia prima y a la velocidad de secado. Largos tiempos significan tratamientos térmicos severos que pueden afectar la calidad de la harina y poco tiempo indican la posibilidad de extraer una harina con alto porcentaje de agua.

3.3. INFLUENCIA DE LAS CONDICIONES DEL SECADO EN LA CALIDAD DE LA HARINA DE PESCADO.

La calidad de la harina de pescado depende de tres factores: Materias primas, condiciones de proceso y condiciones de almacenamiento.

En las condiciones de proceso, las principales se refieren al secado ya que afectan directamente a:

Contenido de nutrientes.

Ausencia de elementos indeseados.

Calidad de los nutrientes (eficiencias de conversión).

El secado involucra tratamientos térmicos de la materia y en ciertos casos con volúmenes considerables de aire. La temperatura y el aire son factores que influyen directamente en la calidad de la harina producida, porque en la práctica son los parámetros manejables de la energía térmica a que se somete el producto.

Se debe controlar minuciosamente ambas variables, especialmente en el diseño de los equipos, a fin de que la condición térmica del secado corresponda a aquella definida para la calidad de la harina esperada. Los tratamientos térmicos afectan directamente a la digestibilidad y la concentración de algunos aminoácidos, especialmente Lisina y Cistina, lo cual define en parte, la calidad de las proteínas presentes en el alimento.

El valor biológico de las proteínas secadas depende de las condiciones en que este se lleva a cabo. Las exposiciones prolongadas a altas temperaturas pueden hacer que las proteínas sean menos útiles en las dietas que la utilizan, mientras que los tratamientos a bajas temperaturas pueden aumentar la digestibilidad de estas mismas proteínas.

En el caso de las grasas, la oxidación de las grasas en el alimento es mayor a altas que a bajas temperaturas de deshidratación.

3.4. TIPOS DE SECADORES

En la actualidad, los secadores más ampliamente difundidos en las plantas elaboradoras de harina de pescado son los siguientes:

Secadores indirectos rotatubos.

Secadores indirectos de aire caliente.

Secadores rotadiscos.

Secadores al vacío.

3.4.1. Secadores indirectos rotatubos

Está constituido por un cilindro de acero con chaqueta de vapor, interiormente está implementado con bancos de tubos por donde circula vapor vivo a no más de 4.5 bar. Los tubos se encuentran a todo lo largo del cilindro conformando de 2 a 4 hileras concéntricas que giran conjuntamente con el cilindro. Están implementados con dos pistas de rodamiento que están montados sobre polines radiales y giran con una velocidad de 8 a 9 rpm. El sentido de flujo del vapor vivo tanto de la chaqueta como de los tubos es paralelo al de la harina, el flujo de los vahos extraídos por un ventilador centrífugo es en sentido contrario.

Actualmente estos secadores se fabrican en capacidades hasta 20ton de pescado/hora. El cake que sale posee una humedad de 15 a 22% por lo que el secado debe culminarse en una segunda etapa de secado que puede ser otro secador rotatubo o un secador-enfriador de aire caliente.

El producto resultante de estos secadores tiene una mayor densidad específica que la obtenida por los secadores rotadiscos lo que le permite tener mayor fluidez, propiedad no solamente importante para los criadores

de animales sino por que influye en los costos de envases (de menor tamaño para igual peso del producto), almacenamiento, transporte y embarque (por menor tiempo de estiba y mejor factor de estiba en los barcos), la densidad aparente alcanzada en estos secadores es de 0,51 g/cm³, en los rotadiscos es de 0,43 g/cm³

3.4.2. 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 ó gas caliente.

El aceite térmico es calentado en un caldero para este uso hasta una temperatura de 350°C, luego de transferir su calor al aire en el intercambiador el aceite retorna al caldero a una temperatura de 290°C, el aire de secado es calentado de 250 a 270°C.

En el caso del gas caliente, se utiliza un generador de gases calientes, cuya temperatura al ingreso del intercambiador no debe ser mayor a 700°C, y el aire de secado ingresa a 380°C. La temperatura de salida del secador fluctúa alrededor de 75°C. A este último sistema de secado por aire caliente también se le llama secador gas-gas y utiliza tres ventiladores, uno para la recirculación del gas caliente antes de pasar por el intercambiador, un segundo para impulsar el aire de secado y un tercero a la salida del secador para extraer y regular la salida de gases. En el mercado se pueden encontrar secadores de aire caliente con capacidades de evaporación de 3200 hasta 8500kg/hr, estos secadores son usados

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%.

3.4.3. Secadores rotadiscos

Los secadores a vapor de disco rotatorio están conformados por una carcasa de acero de forma cilíndrica, de pared enchaquetada con vapor revestida con material aislante para evitar la pérdida de calor, la superficie con chaqueta de vapor solo representa del 14 al 15% del total del área de transmisión de calor del secador.

La cubierta o parte superior posee tapas de inspección provistos de elementos que permiten su rápida apertura.

El rotor está constituido por un eje tubular hueco de un diámetro no mayor de 1.90m, provisto de un número considerable de discos huecos montados en paralelo por donde circula vapor a una presión no mayor de 7 bar, los cuales son movidos por un motor con reductor de velocidad. 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 mediante flujos de baja velocidad son conducidos al evaporador. 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.

Mediante el uso de estos equipos se disminuye el daño térmico a las proteínas por que se operan a bajas temperaturas, normalmente las partículas de scrap no sobrepasan los 100°C a pesar que la pared del disco se encuentra a mayor temperatura; existe ligero arrastre de finos que pueden ser atrapados o lavados en un lavador de finos.

Se construyen secadores rotadisk con capacidades desde 4 hasta 20 toneladas de pescado /hora de secado. 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%, son autolimpiantes, se está generalizando su uso por estas bondades.

3.4.4. Secadores al vacío

En estos equipos la torta de prensa y el 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. Estos secadores operan con vapor vivo o aire caliente y pueden ser del tipo rotadisk adaptados para trabajar al vacío.

3.5. DESCRIPCIÓN DEL SECADOR ROTADISK

En la sección 3.4.3 se ha descrito un secador rotadisk en general, a continuación indicaremos las partes componentes del secador rotadisk y describiremos la forma como operan estos secadores.

3.5.1. Partes del Secador Rotadisk

Para enumerar las partes principales del secador rotadisk nos referiremos a la Fig. 3-3.

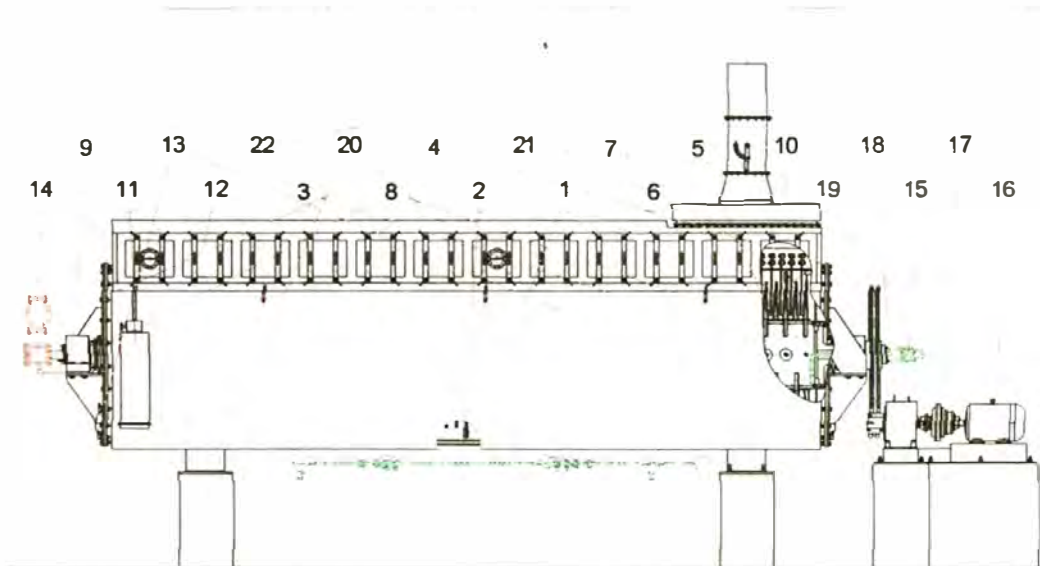


Fig. 3-3 Partes del secador rotadisk

- | | |
|-------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|
| 1. Casco. | 14. Sistema de alimentación de vapor. |
| 2. Chaqueta. | 15. Sistema de evacuación de condensado. |
| 3. Aislamiento y cubierta. | 16. Motor |
| 4. Bridas delantera y posterior. | 17. Acoplamiento hidráulico. |
| 5. Eje principal. | 18. Reductor. |
| 6. Discos y paletas de avance. | 19. Piñón de transmisión, catalina, cadena y protector. |
| 7. Peines. | 20. Soportes. |
| 8. Ejes motriz y de cola. | 21. Compuerta de regulación de vahos. |
| 9. Rodamientos. | 22. Exhaustor de vahos. |
| 10. Chute de alimentación. | |
| 11. Compuerta y chute de descarga. | |
| 12. Ventanas de inspección superiores. | |
| 13. Ventanas de inspección en bridas delantera y posterior. | |

3.5.2. Operación del secador rotadisk

Estos secadores llevan generalmente juntas rotativas tanto en el ingreso de vapor como en la salida de condensado por lo que se recomienda antes de arrancar abrir la válvula de alimentación de vapor para “lubricar” los carbones de las juntas rotatorias, no es recomendable arrancar en seco.

Luego de abrir las válvulas de vapor también hay que abrir las válvulas de purga de condensado para evacuar durante tres minutos el condensado frío que se forma al calentar el secador.

Luego de cerrado las válvulas de purga de condensado se regula la válvula de vapor hasta la presión de operación para iniciar la alimentación del cake al secador. El cake dentro del secador recibe calor en contacto con las superficies de los discos y el cilindro enchaquetado.

El cake avanza dentro del secador por acción de las paletas de avance.

Los peines tienen la función de remover el cake durante el secado para hacer más eficiente y homogéneo el secado, las compuertas de salida son regulables y sirven para mantener el nivel del cake dentro del secador.

Los vahos de secado son evacuados por medio del exhaustor y se desplazan en contraflujo porque la compuerta de salida de los vahos se encuentra junto a la compuerta de alimentación de cake.

La descarga de la harina semiseca al transportador helicoidal se efectúa por medio de un chute.

3.6. PARÁMETROS DE OPERACIÓN DEL SECADOR ROTADISK.

3.6.1. Temperatura (T_1) del cake al ingreso del secador rotadisk

La temperatura (T_1) promedio de la mezcla de cake de prensa, sólidos de separadoras y concentrado de agua de cola medida al ingreso del secador rotadisk es de 70°C.

3.6.2. Temperatura (T_2) de la harina semiseca a la salida del secador rotadisk

Teóricamente la temperatura (T_2) de la harina semiseca a la salida del secador debería ser igual a la temperatura del vapor saturado dentro del secador es decir igual a 100° C ya que la presión en el interior del secador es aproximadamente de 1 atmósfera, pero debido a que el medio ambiente circunda al chute de salida, la temperatura T_2 puede considerarse igual a 99° C.

3.6.3. Temperatura (T_{2i}) de la harina semiseca al ingreso del secador de aire caliente (secado final)

La harina semiseca es recibido por un transportador helicoidal (TH) colector de secadores, este asimismo descarga en un TH elevador que a su vez es recepcionado por un TH de alimentación del secador de aire caliente, en este trayecto pierde calor, entre la salida del secador primario (Rotadisk) y el ingreso al secundario (Aire caliente) puede haber una diferencia de temperatura de hasta 20° C, por lo que T_{2i} puede considerarse igual a 80° C.

3.6.4. Temperatura (T_h) del scrap a la salida del secador de aire caliente

La temperatura promedio del scrap en condiciones normales a la salida del secador de aire caliente es de 60° C.

3.6.5. Humedad (A_1) del cake al ingreso del secador rotadisk

La humedad (A_1) de la mezcla de cake de prensa, sólidos de separadoras y concentrado de agua de cola al ingreso del secador rotadisk puede variar desde 52 a 60%, 55% es el promedio más frecuente, asumiremos este valor para A_1 .

3.6.6. Humedad (A_2) de la harina semiseca a la salida del secador rotadisk.

Mediante pruebas efectuadas con secadores rotadisk se han obtenido curvas de evaporación, masa de agua evaporada/unidad de área vers la humedad de salida (A_2), manteniendo constante la humedad de ingreso (A_1) y para diferentes valores de éste, como resultado se puede ver que para cada A_1 existe un A_2 donde la evaporación se hace máxima.

Para A_1 de 55% la mayor evaporación ocurre alrededor del 18% de A_2 , cuando el secador rotadisk opera como primer secado teniendo un secador de aire caliente como secador final, la humedad de salida no debe ser mayor de 36%, el secador de aire caliente no tiene capacidad de secado suficiente para humedades mayores.

3.6.7. Humedad (A_h) del scrap a la salida del secador de aire caliente

La humedad de la harina en el momento del despacho no debe ser mayor de 10%, el incremento de la humedad durante el almacenamiento y despacho puede ser hasta del 1% por lo que la humedad a la salida del secado final (Secador de aire caliente) debe ser menor a 9%, para tener un margen normalmente la humedad de la harina " A_h " se mantiene en 8%.

3.6.8. Entalpía (h_1) del cake al ingreso del secador rotadisk

Como se sabe, el cake está compuesto por sólidos, grasa y agua, cuyas composiciones porcentuales al ingreso del secador rotadisk son S_1 , G_1 y A_1 respectivamente, podemos considerar que los calores específicos del sólido y la grasa se mantienen constantes durante el proceso de secado, manteniéndose también constante las masas de los mismos, por lo que en los cálculos aplicaremos la siguiente fórmula:

$$m\Delta h = mC_p * \Delta T \quad (3.1)$$

Donde

m = masa del sólido ó grasa del cake en kg.

C_p = Calor específico del sólido ó grasa del cake en kJ/kg-°C.

C_{ps} = Calor específico del sólido del cake = 1,34kJ/kg-°C.

C_{pg} = Calor específico de la grasa del cake = 2,60kJ/kg-°C.

C_{pa} = Calor específico del agua líquida a la presión atm.= 4,186kJ/kg°C.

Δh = Cambio de entalpía entre el ingreso y la salida del secador en kJ/kg.

$\Delta T = T_2 - T_1$; diferencia de temperatura entre el ingreso y la salida del secador en °C.

La entalpía (h_{a1}) del agua del cake al ingreso del secador a 70°C es:

$$h_{a1} = 292,98 \text{ kJ/kg}$$

3.6.9. Entalpía (h_2) de la harina semiseca a la salida del secador rotadisk

Para el cálculo de la variación de la entalpía de la harina entre el ingreso y la salida del secador se aplica la fórmula indicada en la sección 3.6.8.

La entalpía (h_{a2}) del agua de la harina semiseca a la salida del secador a 99°C es $h_{a2} = 414,824 \text{ kJ/kg}$

3.6.10. Entalpía (h_{2i}) de la harina semiseca al ingreso del secador de aire caliente

Para el cálculo de la variación de la entalpía de la harina entre el ingreso y la salida del secador se aplica la fórmula indicada en la sección 3.6.8.

La entalpía (h_{a2i}) del agua de la harina semiseca al ingreso del secador de aire a 80°C es $h_{a2i} = 335,29 \text{ kJ/kg}$

3.6.11. Entalpía (h_n) del scrap a la salida del secador de aire caliente

Para el cálculo de la variación de la entalpía de la harina entre el ingreso y la salida del secador se aplica la fórmula indicada en la sección 3.6.8.

La entalpía (h_{ah}) del agua del scrap a la salida del secador de aire a 60°C es $h_{ah} = 251,57\text{kJ/kg}$

3.6.12. Temperatura (T_a) del agua evaporada por el secador rotadisk

La temperatura " T_a " es la de vapor saturado a la presión atmosférica por lo que será igual a 100°C .

3.6.13. Temperatura (T_v) del vapor dentro de las chaquetas y eje del secador rotadisk

La presión manométrica máxima de trabajo en las chaquetas y el eje es de 7,4 bar, por lo que la temperatura " T_v " será igual a la temperatura de saturación de 8,4136bar de presión absoluta, esto es igual a $172,48^{\circ}\text{C}$.

3.6.14. Temperatura (T_c) del condensado a la salida de los secadores rotadisk

La temperatura del condensado es la temperatura de saturación del agua a la presión de 20psig ($1,38\text{barg} = 2,39\text{bar}$), presión de la tubería de retomo de condensado en el punto de descarga de las trampas de condensado, de tablas de vapor: $T_c = 126^{\circ}\text{C}$

3.6.15. Entalpía (h_a) del agua evaporada por el secador rotadisk

Para la presión de una atmósfera la entalpía de vapor saturado (h_a) es de $2676,1\text{kJ/kg}$.

3.6.16. Entalpía (hv) del vapor dentro de las chaquetas y eje del secador rotadisk

La entalpía del vapor saturado "hv" correspondiente a la presión de 7,4barg = 8,4136bar es de 2771,08kJ/kg.

3.6.17. Entalpía (hc) del condensado a la salida de los secadores rotadisk

La entalpía "hc" del condensado es la que se toma después de las trampas de vapor y este valor es igual a la entalpía del líquido saturado dentro del secador ya que el proceso dentro de la trampa se puede considerar isoentálpico, o sea: $hc=730,08\text{kJ/kg}$.

CAPÍTULO IV

DIMENSIONAMIENTO, VELOCIDAD DE ROTACIÓN, POTENCIA CONSUMIDA Y CÁLCULO TÉRMICO DEL SECADOR ROTADISK

4.1. DIMENSIONAMIENTO DEL SECADOR ROTADISK

En respuesta a la introducción de nuevas tecnologías en el procesamiento destinado a la obtención de productos con mayor valor agregado, el 8 de febrero del 2001, la Dirección General de Procesamiento Pesquero emitió la Resolución Directoral N° 033-2001-PE/DNPP, en la que modifica las fórmulas o factores publicadas por la RD N° 151-98-PE/DNPP en lo correspondiente a la determinación de la capacidad de harina de pescado.

En la parte 1.3.1.a correspondiente a los secadores de vapor indirecto ROTADISK indica que se aplicará la siguiente fórmula:

$$CAP = A / K$$

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

A = Área de calentamiento (m²)

K = 25,5 m² / T/h, promedio de 23 a 28 m² / T/h

La capacidad de secado de un secador indirecto a vapor como es el caso del secador rotadisk depende de varios factores extrínsecos e intrínsecos tales como la temperatura del vapor dentro de los discos y chaquetas, la humedad de ingreso al secador, humedad de salida del secador, contenido de grasa de la harina, etc. por lo que la capacidad del secador hallada mediante la fórmula anterior se cumple solo cuando se opera a ciertas condiciones, esta condición se da cuando el cake ingresa al secador con una humedad de 52%, el cual es un valor óptimo y sale con un 10% de humedad, es decir como si el secado se hiciera en un solo paso, por lo que solo es una buena referencia comparativa.

En nuestro caso aplicaremos este valor. Reemplazaremos "CAP" por "C".

4.1.1. Cálculo del área de calentamiento (A).

$$A = K \times C \quad (4.1)$$

$$A = 25,5 \text{ m}^2/\text{ton}/\text{hr} \times 14\text{ton}/\text{hr} = 357\text{m}^2$$

El área de calentamiento(A) es igual a la suma de las áreas de calentamiento debido a la chaqueta (A_{ch}), los discos (A_d) y el eje (A_e), o sea:

$$A = A_{ch} + A_d + A_e \quad (4.2)$$

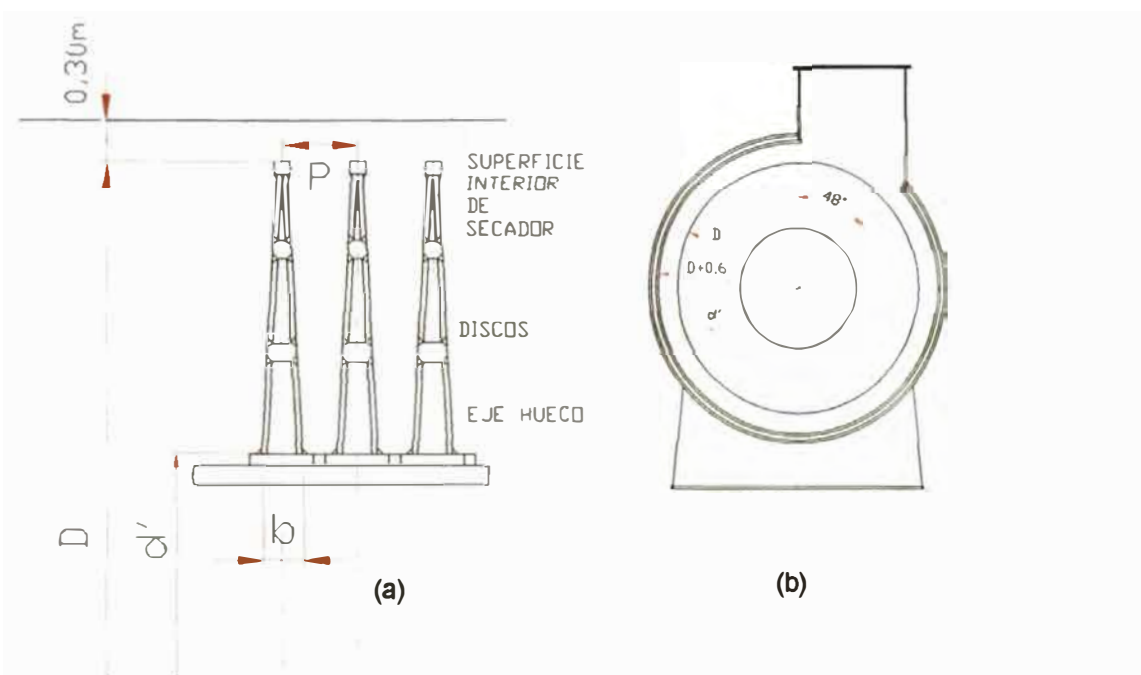


Fig. 4-1. Secciones longitudinal (a) y transversal (b) de secador rotadisk

A continuación desarrollaremos las ecuaciones para las áreas de transferencia de calor del secador rotadisk.

De la Fig. 4-1:

$$A_{ch} = (D+0,3) \times 312^\circ/360 \times \pi \times (P(n-2) + 0,0541) \quad (4.3)$$

$$A_d = (\pi(D^2 - d'^2)/2) \times n \quad (4.4)$$

$$A_e = \pi \times d' \times ((P-b) \times n + 0,3168) \quad (4.5)$$

Donde:

D = Diámetro exterior de los discos en m.

d' = Diámetro exterior del eje incluido el anillo soporte de los discos en m.

P = Paso entre discos en m.

n = N° de discos.

b = Ancho en la base de los discos en m.

Reemplazando las ecs (4.3), (4.4) y (4.5) en la ec. (4.2) se tiene:

$$A = (D+0,3) \times 312/360 \times \pi \times (P(n-2) + 0,0541) + (\pi \times (D^2-d'^2)/2) \times n + \pi \times d' \times ((P-b) \times n + 0,3168) \quad (4.6)$$

Despejando "n" de la ec. (4.6) se tiene:

$$n = (A + (D+0,3) \times 312/360 \times (2 \times P - 0,0541) - d' \times 0,3168) / (P \times (D+0,3) \times 312/360 + (D^2-d'^2)/2 + d' \times (P-b)) \quad (4.7)$$

El valor inicial de d', asumiremos igual a 0,8985m, este valor se corroborará más adelante cuando se calcule el eje principal.

El ancho inicial en la base de los discos "b" se puede considerar igual a:

b= 70mm, este valor se determina por desarrollo.

El paso "P" varía entre 120mm y 140mm, tomaremos el valor promedio:

P= 130mm.

Se recomienda que:

$$2,5 \leq L/D \leq 5,5$$

4.1.2. Cálculo de la longitud (L) del secador

La longitud del secador "L" es la distancia entre las caras exteriores de las bridas tapas.

$$L = n \times P + 0,6282 \text{ (m)} \quad (4.8)$$

4.1.3. Cálculo de la velocidad del rotor del secador

La velocidad periférica de los discos puede variar entre 0,9m/s a 1,3m/s:

Consideraremos el valor promedio de 1,1m/s.

Se sabe que:

$$N = 60V/\pi D \quad (4.9)$$

Donde:

N = rpm del rotor.

V = Velocidad periférica de los discos (m/s).

D = Diámetro exterior de los discos. (m)

Reemplazando valores se tiene que:

$$N = 21/D \quad (\text{rpm}) \quad (4.10)$$

La velocidad de rotación varía entre:

$$9\text{rpm} < N < 12\text{rpm}$$

4.1.4. Cálculo de la potencia del motor

$$\text{Pot} = \pi^2 \times N \times (f/\eta) \times n \times (D^3 - d'^3)/135000 \quad (4.11)$$

Donde:

Pot = Potencia del motor en hp.

N = rpm del rotor del secador.

De la ec. (4.10) se tiene:

$$N = 21/D \quad (\text{rpm})$$

f = Fuerza de fricción por unidad de área debido al rozamiento entre la harina y los discos en N/m². = 205,12N/m².

η = Eficiencia mecánica del secador, está alrededor del 67%.

n = N° de discos.

D = Diámetro de los discos en m.

d' = Diámetro exterior del eje incluido el anillo soporte de los discos. (m)

En la tabla 4-1 se pueden ver los valores de la velocidad de rotación(N), el número de discos (n), la longitud (L), la potencia (Pot) y la relación (L/D) para diferentes valores de "D" de acuerdo a las ecs. (4.7), (4.8), (4.10) y (4.11).

TABLA 4-1 Velocidad de rotación (N), número de discos (n), longitud (L), Potencia (Pot) y relación (L/D) para valores dados del diámetro de disco (D)

| d | P | D | A | N | n | L | Pot | L/D |
|---------------|-------------|--------------|--------------|--------------|-------------|--------------|--------------|------------|
| 0.8985 | 0.13 | 1.700 | 357.0 | 12.35 | 86.1 | 11.822 | 99.7 | 7.0 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.725 | 357.0 | 12.17 | 83.2 | 11.448 | 100.0 | 6.6 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.750 | 357.0 | 12.00 | 80.5 | 11.094 | 100.2 | 6.3 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.775 | 357.0 | 11.83 | 77.9 | 10.759 | 100.4 | 6.1 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.800 | 357.0 | 11.67 | 75.5 | 10.440 | 100.6 | 5.8 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.825 | 357.0 | 11.51 | 73.1 | 10.136 | 100.8 | 5.6 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.850 | 357.0 | 11.35 | 70.9 | 9.848 | 101.0 | 5.3 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.875 | 357.0 | 11.20 | 68.8 | 9.573 | 101.2 | 5.1 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.900 | 357.0 | 11.05 | 66.8 | 9.310 | 101.3 | 4.9 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.925 | 357.0 | 10.91 | 64.9 | 9.060 | 101.5 | 4.7 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.950 | 357.0 | 10.77 | 63.0 | 8.821 | 101.6 | 4.5 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.975 | 357.0 | 10.63 | 61.3 | 8.592 | 101.7 | 4.4 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.000 | 357.0 | 10.50 | 59.6 | 8.374 | 101.9 | 4.2 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.025 | 357.0 | 10.37 | 58.0 | 8.164 | 102.0 | 4.0 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.050 | 357.0 | 10.24 | 56.4 | 7.964 | 102.1 | 3.9 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.075 | 357.0 | 10.12 | 54.9 | 7.771 | 102.2 | 3.7 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.100 | 357.0 | 10.00 | 53.5 | 7.587 | 102.3 | 3.6 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.125 | 357.0 | 9.88 | 52.2 | 7.410 | 102.3 | 3.5 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.150 | 357.0 | 9.77 | 50.9 | 7.239 | 102.4 | 3.4 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.175 | 357.0 | 9.66 | 49.6 | 7.076 | 102.5 | 3.3 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.200 | 357.0 | 9.55 | 48.4 | 6.918 | 102.6 | 3.1 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.225 | 357.0 | 9.44 | 47.2 | 6.767 | 102.6 | 3.0 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.250 | 357.0 | 9.33 | 46.1 | 6.621 | 102.7 | 2.9 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.275 | 357.0 | 9.23 | 45.0 | 6.480 | 102.8 | 2.8 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.300 | 357.0 | 9.13 | 44.0 | 6.345 | 102.8 | 2.8 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.325 | 357.0 | 9.03 | 43.0 | 6.214 | 102.9 | 2.7 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.350 | 357.0 | 8.94 | 42.0 | 6.088 | 102.9 | 2.6 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.375 | 357.0 | 8.84 | 41.1 | 5.967 | 103.0 | 2.5 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.400 | 357.0 | 8.75 | 40.2 | 5.849 | 103.0 | 2.4 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.425 | 357.0 | 8.66 | 39.3 | 5.736 | 103.1 | 2.4 |
| 0.8985 | 0.13 | 2.450 | 357.0 | 8.57 | 38.4 | 5.626 | 103.1 | 2.3 |

Si consideramos una razón aproximada de $L/D = 5$ la cual es común en este tipo de equipos, de la tabla 4-1 se tiene que:

$$d = 0,8985m\varnothing, P=0,13m, A= 357m^2, D= 1,875m\varnothing, N = 11,2rpm, n=68,8$$

$L = 9,573\text{m}$, $\text{Pot} = 101,2\text{hp}$

En seguida recalcularemos los valores de la tabla 4-1 para valores enteros del número de discos (n), próximos al hallado $n = 68,8$ tal como se puede ver en la tabla 4-2.

TABLA 4-2 Valores recalculados de la velocidad de rotación (N), número de discos (n), longitud (L), Potencia (Pot), áreas de calentamiento, relación (L/D) para valores determinados del diámetro de disco (D) y número de discos (n).

| d | P | D | n | N | A_{ch} | A_d | A_e | A | L | Pot | L/D |
|---------------|-------------|--------------|-----------|--------------|---------------|----------------|---------------|----------------|--------------|--------------|------------|
| 0.8985 | 0.13 | 1.850 | 66 | 11.35 | 49.021 | 271.124 | 12.072 | 332.217 | 9.208 | 94.0 | 5.0 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.875 | 66 | 11.20 | 49.591 | 280.779 | 12.072 | 342.442 | 9.208 | 97.1 | 4.9 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.900 | 66 | 11.05 | 50.161 | 290.563 | 12.072 | 352.796 | 9.208 | 100.1 | 4.8 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.850 | 67 | 11.35 | 49.782 | 275.232 | 12.242 | 337.255 | 9.338 | 95.4 | 5.0 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.875 | 67 | 11.20 | 50.360 | 285.033 | 12.242 | 347.635 | 9.338 | 98.5 | 5.0 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.900 | 67 | 11.05 | 50.939 | 294.965 | 12.242 | 358.146 | 9.338 | 101.7 | 4.9 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.850 | 68 | 11.35 | 50.543 | 279.340 | 12.411 | 342.294 | 9.468 | 96.9 | 5.1 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.875 | 68 | 11.20 | 51.130 | 289.287 | 12.411 | 352.828 | 9.468 | 100.0 | 5.0 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.900 | 68 | 11.05 | 51.718 | 299.368 | 12.411 | 363.497 | 9.468 | 103.2 | 5.0 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.850 | 69 | 11.35 | 51.304 | 283.448 | 12.580 | 347.332 | 9.598 | 98.3 | 5.2 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.875 | 69 | 11.20 | 51.900 | 293.541 | 12.580 | 358.022 | 9.598 | 101.5 | 5.1 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.900 | 69 | 11.05 | 52.497 | 303.770 | 12.580 | 368.847 | 9.598 | 104.7 | 5.1 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.850 | 70 | 11.35 | 52.065 | 287.556 | 12.750 | 352.370 | 9.728 | 99.7 | 5.3 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.875 | 70 | 11.20 | 52.670 | 297.796 | 12.750 | 363.215 | 9.728 | 102.9 | 5.2 |
| 0.8985 | 0.13 | 1.900 | 70 | 11.05 | 53.275 | 308.173 | 12.750 | 374.198 | 9.728 | 106.2 | 5.1 |

En la tabla 4-2 se pueden ver los valores de la velocidad de rotación (N), área de chaqueta (A_{ch}), área de discos (A_d), Área de eje (A_e), área total (A), longitud (L), potencia (Pot), razón longitud/diámetro (L/D) para "n" = 66, 67, 68, 69 y 70, de la cual escogemos los valores marcados en negrita, por lo tanto:

La capacidad nominal de nuestro secador será de 14ton/hr.

Y la capacidad real igual a $353\text{m}^2/25,5\text{m}^2/\text{ton/hr} = 13,85\text{ton/hr}$.

La potencia del motor será igual a:

Potencia motor= 100hp

La velocidad de rotación del secador será igual a 11,2rpm, este valor nos servirá para seleccionar el reductor, el rpm del motor y la transmisión, luego se recalculará la velocidad de rotación final del secador.

4.2. CALOR PERDIDO POR EL SECADOR

A continuación calcularemos el ahorro de energía por el uso de aislamiento en el secador, por lo que primero calcularemos la cantidad de energía que se pierde por la superficie del secador cuando esta no se encuentra aislada y luego la misma superficie pero con el aislamiento más económico en cada caso.

4.2.1. Cálculo del calor (Q'_c) perdido por la superficie del cilindro del secador sin aislamiento

El cilindro del secador podemos dividir en dos partes: La superficie enchaquetada y la superficie sin chaqueta.

Con ayuda de la fig. 4-2 podemos plantear las ecuaciones para el cálculo del flujo de calor perdido.

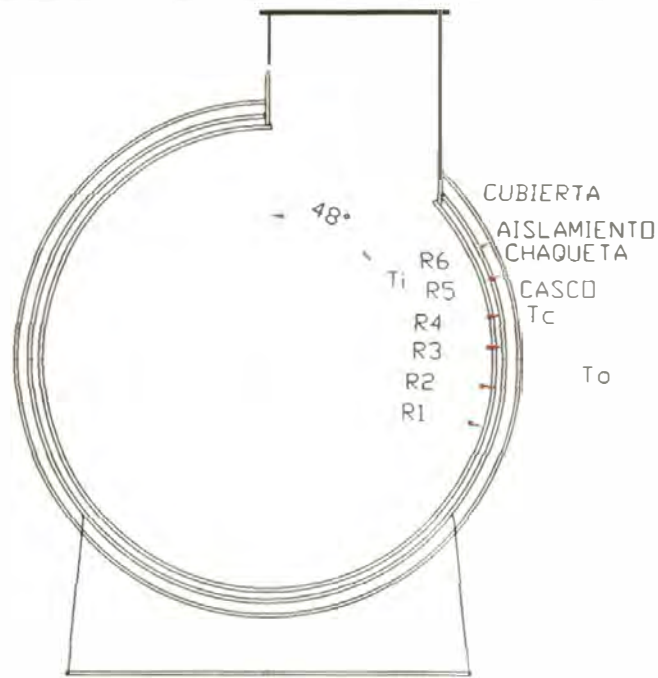


Fig. 4-2. Vista transversal del secador

El calor perdido (Q'_c) por la superficie del cilindro será:

$$Q'_c = Q'_{ch} + Q'_s \quad (4.12)$$

$$Q'_{ch} = (T_c - T_o) / \left(\frac{1}{(A_{chi} \cdot T_c)} + \frac{\ln(R_4/R_3)}{(2 \cdot \pi \cdot K_c \cdot L_{ch})} + \frac{1}{(A_{cho} \cdot T_o)} \right) \quad (4.13)$$

$$Q'_s = (T_i - T_o) / \left(\frac{1}{(A_{si} \cdot T_i)} + \frac{\ln(R_2/R_1)}{(2 \cdot \pi \cdot K_c \cdot L_s)} + \frac{1}{(A_{so} \cdot T_o)} \right) \quad (4.14)$$

$$A_{chi} = 2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot L_{ch} \cdot 312/360 \quad (4.15)$$

$$A_{cho} = 2 \cdot \pi \cdot R_4 \cdot L_{ch} \cdot 312/360 \quad (4.16)$$

$$A_{si} = 2 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot L_s \cdot 312/360 \quad (4.17)$$

$$A_{so} = 2 \cdot \pi \cdot R_2 \cdot L_s \cdot 312/360 \quad (4.18)$$

Donde:

Q'_{ch} = Calor perdido por la superficie enchaquetada. (W)

Q'_s = Calor perdido por la superficie sin chaqueta. (W)

T_i = Temperatura en el interior del secador. (°C) = 100°C

T_c = Temperatura del vapor en la chaqueta. (°C) = 172,48°C

T_o = Temperatura del medio ambiente.(°C) = 20°C

A_{chi} =Área interior de la chaqueta en m².

A_{cho} =Area exterior de la chaqueta en m².

A_{si} , A_{so} =Areas interior y exterior del cilindro sin chaqueta en m².

T_{hi} = Conductancia dentro del secador en W/m²K = 53W/m²K

T_{hc} = Conductancia dentro de la chaqueta en W/m²K = 8116W/m²K

T_{ho} = Conductancia en el exterior de la chaqueta en 000W/m²K = 17W/m²K

k_c = Conductividad del acero estructural en W/m.K = 43W/mK

L_{ch} = Longitud de la chaqueta en m. = 8,634m

L_s = Longitud del cilindro sin chaqueta en m. = 0,713m

R_1 , R_2 , R_3 y R_4 = Radios en m.

Además:

R_1 =1,0875m

R_2 =1,10655m

R_3 =1,1383m

R_4 =1,15735m

Reemplazando valores en las ecs. (4.13) y (4.14) se tiene:

Q'_{ch} = 140,227kW

Q'_s = 4,390kW

Sumando ambos valores se tiene que:

Q'_c = 144,617W

4.2.2. Cálculo del calor (Q_b) perdido por las bridas del secador

$$Q_b = (T_i - T_o) / (1 / (T_{hi} \cdot A_b) + t / (K_c \cdot A_b) + 1 / (T_{ho} \cdot A_b)) \dots (W) \quad (4.19)$$

A_b =Area total de transferencia de calor debido a las dos bridas en m².

$$A_b = (D + 0,3)^2 \cdot \pi / 2 \quad (4.20)$$

$$D=1,875\text{m}$$

t = espesor de la brida en m.

Podemos usar los mismos valores aproximados de T_i y T_o que en el caso anterior cuando se calculó las pérdidas de calor por el cilindro.

Reemplazando valores se tiene:

$$Q_b=7,594\text{kW}$$

4.2.3. Cálculo del calor (Q') perdido por el secador sin aislamiento

$$Q' = Q'_c + Q_b \quad (4.21)$$

Donde:

Q' = Calor total perdido por la superficie del secador sin aislamiento en W.

Q'_c = Calor perdido por el cilindro del secador sin aislamiento en W.

Q_b = Calor perdido por las bridas del secador en W.

Reemplazando los valores obtenidos para Q'_c y Q_b en la ec. (4.21) se tiene que:

$$Q' = 152,21\text{kW}$$

4.2.4. Cálculo del espesor de aislamiento más económico para el secador

El espesor de aislamiento más económico es aquel para el cual la suma de los costos de la energía perdida (CE) más el costo del aislamiento (CA) es el mínimo o sea si:

$$C_T(e) = C_E(e) + C_A(e) \quad (4.22)$$

Donde:

C_T = costo total de la energía perdida y aislamiento.

C_E =costo de energía perdida por el casco del secador para un determinado espesor de aislamiento "e".

C_A =costo del aislamiento para un espesor determinado "e".

$$\partial CT/\partial e = 0 \quad (4.23)$$

Resolviendo la ec. (4.23) se obtiene el espesor más económico.

Calcularemos el espesor más económico para la parte enchaquetada que corresponde al 92% de la superficie del cilindro.

Para determinar " C_E " calcularemos primero la cantidad de calor perdido " Q_e " por la parte enchaquetada del cilindro del secador para un determinado espesor de aislamiento, de la ecuación de transferencia de calor se tiene lo siguiente:

$$Q_e = (T_c - T_o) / \check{R} \quad (4.24)$$

$$\check{R} = \check{R}_3 + \check{R}_4 + \check{R}_5 + \check{R}_6 + \check{R}_7 \quad (4.25)$$

$$\check{R}_3 = 1 / (T_{h_c} * 2 * \pi * R_3 * 0.867 * L_{ch}) \quad (4.26)$$

$$\check{R}_4 = (\ln(R_4/R_3)) / (K_c * 2 * \pi * 0.867 * L_{ch}) \quad (4.27)$$

$$\check{R}_5 = (\ln(R_5/R_4)) / (K_a * 2 * \pi * 0.867 * L_{ch}) \quad (4.28)$$

$$\check{R}_6 = (\ln(R_6/R_5)) / (K_s * 2 * \pi * 0.867 * L_{ch}) \quad (4.29)$$

$$\check{R}_7 = 1 / (T_{h_o} * 2 * \pi * R_6 * 0.867 * L_{ch}) \quad (4.30)$$

Donde:

Q_e en W.

T_c =Temperatura del vapor en la chaqueta en °C.

T_o =Temperatura del medio ambiente en °C.

\check{R} , \check{R}_3 , \check{R}_4 , \check{R}_5 , \check{R}_6 y \check{R}_7 resistencias térmicas. °C/W.

K_c , K_a y K_s ; conductividades del acero estructural, aislamiento y del forro del aislamiento respectivamente. (W/m.K).

T_{fo} = Conductancia entre el forro del aislamiento y el medio ambiente.

(W/m^2K).

Respecto al aislamiento se puede indicar que uno de los aislamientos más usados en esta aplicación es la LANA AW de FiberGlass⁴, se adecua en forma excelente para el aislado de secadores de la industria de la harina de pescado y

⁽⁴⁾ Ver catálogo N° 6.

tiene larga vida.

La conductividad térmica "Ka" del aislamiento en mención:

$K_a = 0,039 W/^{\circ}C.m^2$.

Un buen material para ser usado como cubierta del aislamiento en la industria de la harina de pescado, por la fuerte corrosión y uso de soda cáustica es el acero inoxidable AISI 304 en espesor de 0,5mm.

La conductividad térmica "Ks" del acero inox. AISI 304 es:

$K_s = 16,3 W/^{\circ}C.m$.

Asimismo de la Fig. 4.2:

$$R_5 = 1,15735 + e \text{ (en m)} \quad (4.31)$$

$$R_6 = 1,15785 + e \text{ (en m)} \quad (4.32)$$

Reemplazando valores en las ecs. (4.24) a (4.30) se obtiene el valor del calor perdido por la superficie enchaquetada del secador en función del espesor de aislamiento "e", es decir:

$$Q_e = f(e) \quad (4.33)$$

T_{fo} = Conductancia entre el forro del aislamiento y el medio ambiente.

(W/m²K).

Respecto al aislamiento se puede indicar que uno de los aislamientos más usados en esta aplicación es la LANA AW de FiberGlass⁴, se adecua en forma excelente para el aislado de secadores de la industria de la harina de pescado y

⁽⁴⁾ Ver catálogo Nº 6.

tiene larga vida.

La conductividad térmica "Ka" del aislamiento en mención:

$K_a = 0,039 \text{ W/}^\circ\text{C.m}^2$.

Un buen material para ser usado como cubierta del aislamiento en la industria de la harina de pescado, por la fuerte corrosión y uso de soda cáustica es el acero inoxidable AISI 304 en espesor de 0,5mm.

La conductividad térmica "Ks" del acero inox. AISI 304 es:

$K_s = 16,3 \text{ W/}^\circ\text{C.m}$.

Asimismo de la Fig. 4.2:

$$R_5 = 1,15735 + e \text{ (en m)} \quad (4.31)$$

$$R_6 = 1,15785 + e \text{ (en m)} \quad (4.32)$$

Reemplazando valores en las ecs. (4.24) a (4.30) se obtiene el valor del calor perdido por la superficie enchaquetada del secador en función del espesor de aislamiento "e", es decir:

$$Q_e = f(e) \quad (4.33)$$

Cálculo de la cantidad de combustible necesaria para generar el calor perdido

Consideraremos el uso de petróleo residual 500.

$$m_R = (0,86 \cdot Q_e) / (E \cdot P_c) \quad (4.34)$$

Donde:

m_R = cantidad de combustible para generar el calor perdido " Q_e " en gal/hr.

E= Eficiencia del caldero; un buen fabricante garantiza una eficiencia mínima de 80% y podría llegar hasta el 85%, consideraremos E= 80%.

P_c = Poder calorífico del petróleo R500, (P_c = 150,000kcal/gal).

Cálculo del costo anual (C_a) del combustible para generar el calor perdido por el aislamiento

$$C_a = m_R \cdot P_p \cdot H_t \quad (4.35)$$

Donde:

C_a = costo anual del combustible para generar el calor perdido en US\$.

P_p = Precio del petróleo residual 500, igual a US\$1,212/gal.

H_t = Promedio de horas trabajadas anuales en el sector pesquero, consideraremos para efecto de cálculo igual a 2000horas /año.

Se sabe que C_E es el valor actual de C_a llamada también cuantía para un periodo de tiempo de $n = 10$ años, tiempo de depreciamiento.

$$C_E = C_a \times \text{factor de anualidad} \quad (4.36)$$

El factor de anualidad (F_a) = $1/i - 1/ (i (1+i)^n) = 6,71$

En el mercado interbancario en dólares la tasa de interés se mantiene alrededor de 7,2% promedio anual, para nuestro caso consideraremos una tasa de interés (i) igual al 8% anual.

Luego el costo " C_E " puede resumirse en la siguiente fórmula:

$$C_E = F_a \cdot H_i \cdot P_p \cdot 0.86 \cdot Q_e / (E \cdot P_c) \quad (4.37)$$

El costo del aislamiento "C_A" responde a la siguiente fórmula:

$$C_A = 2\pi \cdot L_{ch} \cdot ((1,15735 + e) \cdot e \cdot P_a + (1,15785 + e) \cdot P_s) \quad (4.38)$$

Donde:

C_A= Costo del aislamiento y cubierta en US\$.

P_a= Costo del aislamiento (lana de vidrio) en US\$/m³.

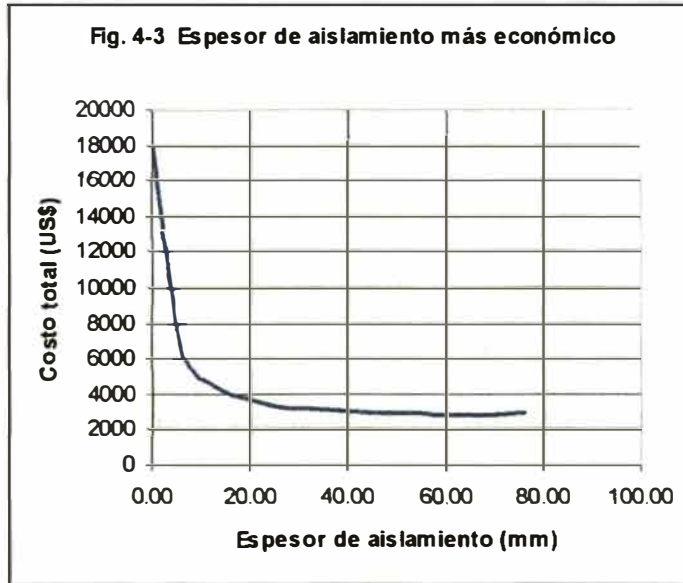
P_s= Costo de la cubierta de acero inox. AISI 304 en US\$/m²

F_a= Factor de anualidad.

Reemplazando las expresiones de C_E y C_A de las ecs. (4.37) y (4.38) en la ec. (4.22) obtenemos la ecuación correspondiente para el costo total de energía perdida y costos de aislamiento "C_T" en función del espesor de aislamiento "e". En la tabla 4-3 se pueden ver los valores del costo total de la energía y aislamiento para determinar el espesor de aislamiento más económico.

TABLA 4-3 Espesor de aislamiento más económico

| Espesor de aislamiento "e" | | Costo total de energía y aislamiento "C _T " US\$ |
|----------------------------|--------------|----------------------------------------------------------------|
| Pulgadas | mm | |
| | | 17872 |
| 1/4 | 6,35 | 6166 |
| 1/2 | 12,70 | 4387 |
| 3/4 | 19,05 | 3696 |
| 1 | 25,40 | 3346 |
| 1 1/4 | 31,75 | 3147 |
| 1 1/2 | 38,10 | 3027 |
| 1 3/4 | 44,45 | 2956 |
| 2 | 50,80 | 2915 |
| 2 1/4 | 57,15 | 2895 |
| 2 1/2 | 63,50 | 2890 |
| 2 3/4 | 69,85 | 2896 |
| 3 | 76,20 | 2911 |



En la tabla 4-3 se puede ver que “C_T” se hace mínimo en 2 ½”, aunque los valores entre 2” y 3” de espesor son muy próximos, optaremos por un espesor igual a 2” para el aislamiento del secador, que en la práctica es el espesor más recomendado a usar en estas aplicaciones. Los espesores de las mantas de aislamiento son de 1”, se usarán dos capas de aislante. Como se dijo anteriormente este espesor más económico es para la parte del cilindro con enchaquetado de vapor, de la misma forma se ha calculado el espesor más económico para la parte del cilindro sin chaqueta, obteniéndose que este valor es igual a 2 ¼”, el valor de “C_T” para este espesor prácticamente no difiere del “C_T” para 2” por lo que también se tomará este valor como espesor de aislamiento.

Para el aislado de las bridas delanteras y posteriores del secador deberá considerarse un tiempo de vida menor que para el aislamiento del casco por lo siguiente:

- 1.- Hay que desmontar las bridas para efectuar el mantenimiento de los ejes de cola y motriz.
- 2.- Para efectuar el mantenimiento de los rodamientos y cadenas hay que efectuar maniobras que pueden dañar el aislamiento de las bridas.
- 3.- El aislamiento dificultaría las maniobras a ejecutar.
- 4.- Cualquier daño en el aislamiento deterioraría la apariencia del secador.

Por lo que el tiempo de vida se acortaría ostensiblemente, haciendo que el espesor más económico se acerque a cero, por ejemplo, si tendríamos que cambiar de aislamiento dos veces/año el espesor más económico sería menor que $\frac{3}{4}$ ". Por todo lo anterior normalmente se opta por dejar las bridas sin aislamiento, más bien son protegidas de la corrosión con pintura epóxica con un espesor mínimo de 10 mils (1mil=0.0254mm).

En operación, la temperatura de la superficie exterior de las bridas sin aislamiento ni pintura sería de 80°C, pero considerando la capa de pintura, esta temperatura disminuirá a 76°C y en contactos rápidos a esta temperatura no se originan quemaduras.

4.2.5. Cálculo del calor (Q_c) perdido por la superficie del cilindro del secador con aislamiento

Considerando el espesor de aislamiento más económico, calcularemos la cantidad de calor " Q_c " perdido por la superficie del cilindro del secador, tal como sigue:

$$Q_c = Q_{ch} + Q_a \quad (4.39)$$

Q_{ch} = calor perdido por la parte del cilindro enchaquetado.

Q_a = calor perdido por la parte del cilindro sin chaqueta.

Para calcular el calor perdido por el cilindro enchaquetado podemos utilizar las ecs. (4.24) a (4.30), para esto necesitamos hallar los valores de R_5 y R_6 , los cuales podemos determinarlos reemplazando el valor del espesor más económico es decir 2"(50,8) en las ecs. (4.31) y (4.32), por lo tanto:

$$R_5 = R_4 + e = 1157,35 + 50,8 = 1208,15\text{mm y}$$

$$R_6 = R_5 + e_c = 1208,15 + 0,5 = 1208,65\text{mm}$$

e_c = espesor de la cubierta del aislamiento del secador.

Reemplazando valores en las ecs. (4.24) a (4.30) se obtiene que:

$$Q_{ch} = 2,973\text{kW.}$$

Para el cálculo de Q_s , nos referiremos a la fig. 4-2.

$$Q_s = (T_i - T_o) / \left(\frac{1}{R_1 \cdot 2\pi \cdot 0,867 \cdot L_s \cdot T_{hi}} + \frac{\ln(R_2/R_1)}{2\pi \cdot K_c \cdot 0,867 \cdot L_s} + \frac{\ln((R_2+0,0254)/R_2)}{2\pi \cdot K_a \cdot 0,867 \cdot L_s} + \frac{\ln((R_2+0,0259)/(R_2+0,0254))}{2\pi \cdot K_s \cdot 0,867 \cdot L_s} + \frac{1}{(R_2+0,0259) \cdot 2\pi \cdot 0,867 \cdot L_s \cdot T_{ho}} \right) \quad (4.40)$$

Reemplazando valores en la ec. (4.40) se tiene que:

$$Q_s = 0,477\text{kW}$$

Sumando los valores de Q_{ch} y Q_s en la ec. (4.39), el calor perdido por la superficie del cilindro del secador en condiciones aisladas es:

$$Q_c = 3,45\text{kW}$$

4.2.6. Cálculo del calor (Q) perdido por el secador con aislamiento

$$Q = Q_c + Q_b \quad (4.41)$$

Donde:

Q = Calor total perdido por la superficie del secador en W.

Q_c = Calor perdido por el cilindro del secador en W.

Q_b = Calor perdido por las bridas del secador en W.

Antes recalculemos el valor de Q_b considerando la capa de pintura epóxica de 10mils.

$$Q_b = (T_i - T_o) / \left(\frac{1}{(F_i \cdot A_b)} + \frac{e}{(K_c \cdot A_b)} + \frac{e_p}{(K_p \cdot A_b)} + \frac{1}{(F_o \cdot A_b)} \right) \dots (W) \quad (4.42)$$

Donde:

e_p = espesor de pintura = $0,254 \times 10^{-3} m$

K_p = conductividad de la pintura epóxica = $0,040 W/mK$

Reemplazando valores en la ec. (4.42) se tiene:

$$Q_b = 7,024 kW$$

El valor de Q_b sin considerar la pintura calculado en la sección 4.2.2 fue de 7,594kW.

Luego:

$$Q = 10,474 kW.$$

4.2.7. Cálculo del ahorro de energía con el uso del aislamiento

El ahorro de energía " ΔQ " con el uso de aislamiento será igual a:

$$\Delta Q = Q' - Q \quad (4.43)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\begin{aligned} \Delta Q &= 152,21 kW - 10,474 kW \\ &= 141,736 kW \end{aligned}$$

De la ec. (4.35), esta energía equivale a US\$ 2462 anuales.

4.3. BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA

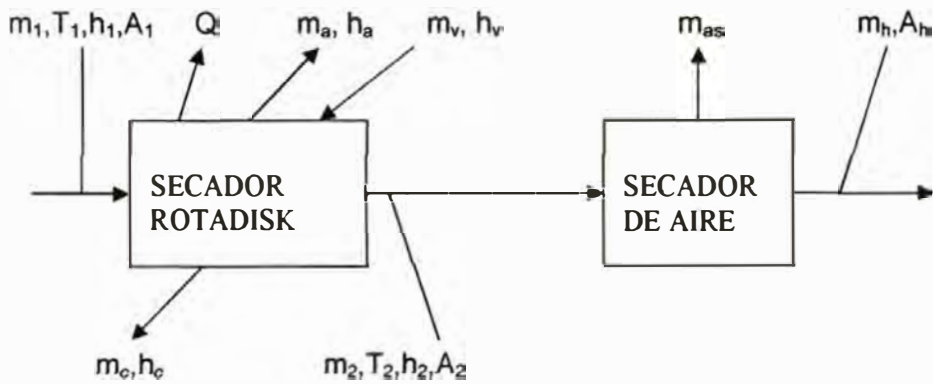


Fig. 4- 4. Balance de materia y energía

4.3.1. Balance de materia

De la Fig. 4-4 haciendo un balance de materia se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$m_h = C/R \quad (4.44)$$

$$m_2 = (100 - A_h)/(100 - A_2) \times C/R \quad (4.45)$$

$$m_{as} = (A_2 - A_h)/(100 - A_2) \times C/R \quad (4.46)$$

$$m_1 = (100 - A_h)/(100 - A_1) \times C/R \quad (4.47)$$

$$m_a = (A_1 - A_2)/(100 - A_1) \times (100 - A_h)/(100 - A_2) \times C/R \quad (4.48)$$

Donde:

C = capacidad del secador rotadisk en kg/s de materia prima.

R = rendimiento pescado/harina (P/H), consideraremos igual a 4,3.

A₁ = humedad del cake al ingreso del secador rotadisk en %.

A₂ = humedad de la harina semihúmeda a la salida del secador rotadisk en %.

A_h = humedad de la harina, salida del secado final en %, 8%.

m_h = flujo de harina a la salida del secador de aire caliente en kg/s.

m_2 = flujo de harina semiseca a la salida del secador rotadisk en kg/s.

m_1 = flujo de cake húmedo que ingresa al secador rotadisk en kg/s.

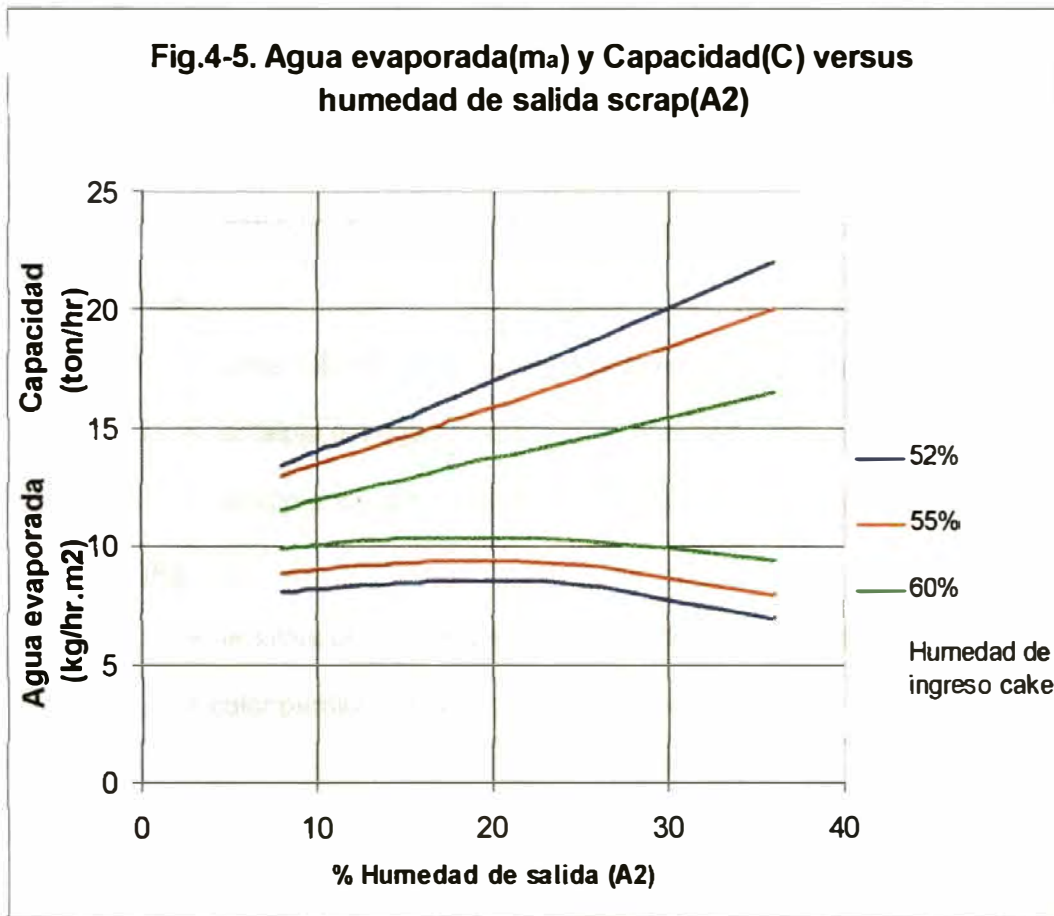
m_a = flujo de agua evaporada en el secador rotadisk en kg/s.

m_{as} = flujo de agua evaporada en el secador secundario en kg/s.

Haremos un balance para el valor nominal de $C=14\text{ton/hr}=3,8889\text{kg/s}$.

En la Fig 4-5 se tienen las curvas de masa de agua evaporada por unidad de área (kg/hr.m^2) vers humedad de salida (A_2), para diferentes humedades de ingreso (A_1), estos datos han sido determinados a una presión de operación de 7,4bar presión promedio máximo a la que operan estos secadores, a partir de estas curvas de evaporación y la ec. (4.48) se han determinado las curvas de capacidad de procesamiento (C) vers la humedad de salida (A_2) para cada humedad de ingreso al secador rotadisk, en ella se puede ver, que la capacidad de secado " C " de 14ton/hr se da cuando la humedad de salida " A_2 " del secador rotadisk es de 10% para una curva de ingreso de cake de 52%, vale indicar que 10% es el valor máximo de humedad permitido a la harina, aunque con esta humedad de salida el P/H sería de $4,3 \cdot 0,9/0,92=4,2$, para obtener un 52% de humedad en la mezcla de cake al ingreso del secador rotadisk, las condiciones de prensado deben ser óptimas.

Reemplazando estos valores en las ecs. (4.44) al (4.48) se tiene:



$$m_h = 3,256 \text{ ton/hr} = 0,9044 \text{ kg/s}$$

$$m_2 = 3,328 \text{ ton/hr} = 0,9244 \text{ kg/s}$$

$$m_{as} = 72,351 \text{ kg/hr} = 0,0201 \text{ kg/s}$$

$$m_1 = 6,240 \text{ ton/hr} = 1,7333 \text{ kg/s}$$

$$m_a = 2912,145 \text{ kg/hr} = 0,80893 \text{ kg/s}$$

4.3.2. Balance de energía

De la Fig. 4-4, aplicando la primera ley de la Termodinámica para un FEEs, se tiene la siguiente ecuación:

$$m_1 \cdot h_1 + m_v \cdot h_v = Q + m_a \cdot h_a + m_2 \cdot h_2 + m_c \cdot h_c \quad (4.49)$$

Donde:

m_v = flujo de vapor que ingresa al secador rotadisk en kg/s.

m_c = flujo de condensado que sale del secador rotadisk en kg/s.

h_1 = entalpía del cake húmedo que ingresa al secador rotadisk en kJ/kg.

h_v = entalpía del vapor que ingresa al secador rotadisk en kJ/kg.

h_a = entalpía del agua evaporada en el secador rotadisk en kJ/kg.

h_2 = entalpía de la harina semiseca a la salida del secador rotadisk en kJ/kg.

h_c = entalpía del condensado que sale del secador rotadisk en kJ/kg.

Q = calor perdido por la superficie del secador en kW.

En la ec. (4.49), $m_v = m_c$, despejando se tiene:

$$m_v = (Q + m_a h_a + m_2 h_2 - m_1 h_1) / (h_v - h_c) \quad (4.50)$$

En la sección 4.2.6, se calculó $Q=10.474\text{kW}$

$$\text{De 4.3.1, } m_a = 0,80893\text{kg/s}$$

$$\text{De 3.6.15, } h_a = 2676,1\text{kJ/kg.}$$

$$\text{De 4.3.1, } m_2 = 0,9244\text{kg/s}$$

$$\text{De 4.3.1, } m_1 = 1,7334\text{kg/s}$$

$$\text{De 3.6.16, } h_v = 2771,08\text{kJ/kg}$$

$$\text{De 3.6.17, } h_c = 730,08\text{kJ/kg}$$

Además:

$$m_1 = m_{1s} + m_{1g} + m_{1A} \quad (4.51)$$

$$m_2 = m_{2s} + m_{2g} + m_{2A} \quad (4.52)$$

$$m_{1s} = m_{2s} S_h / 100^\circ\text{C/R} \quad (4.53)$$

$$m_{1g} = m_{2g} \quad G_h/100 \cdot C/R \quad (4.54)$$

$$m_{2A} = A_2/100 \cdot m_2 \quad (4.55)$$

$$m_{1A} = A_1/100 \cdot m_1 \quad (4.56)$$

$$m_2 \cdot h_2 - m_1 \cdot h_1 = m_{1s} \cdot C_{ps} \cdot (T_2 - T_1) + m_{1g} \cdot C_{pg} \cdot (T_2 - T_1) + m_{2A} \cdot h_{2A} - m_{1A} \cdot h_{1A} \quad (4.57)$$

$$= (S_h \cdot C_{ps} + G_h \cdot C_{pg})/100 \cdot (T_2 - T_1) \cdot C/R + (A_2 \cdot m_2 \cdot h_{2A} - A_1 \cdot m_1 \cdot h_{1A})/100 \quad (4.58)$$

$$T_1 = 70^\circ\text{C}; \quad T_2 = 99^\circ\text{C}; \quad S_h = 84\%; \quad G_h = 8\%$$

$$C_{ps} = 1,34 \text{kJ/kg}^\circ\text{C}; \quad C_{pg} = 2,6 \text{kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$h_{2A} = 414,824 \text{kJ/kg}; \quad h_{1A} = 292,98 \text{kJ/kg}$$

Donde:

m_{1s}, m_{1g}, m_{1A} = componentes sólido, graso y agua del cake al ingreso del secador respectivamente en kg/s.

m_{2s}, m_{2g}, m_{2A} = componentes sólido, graso y agua del flujo de harina húmeda respectivamente a la salida del secador en kg/s.

m_{1A} = agua del flujo de harina húmeda al ingreso del secador en kg/s.

S_h = porcentaje de sólidos en la harina.

G_h = porcentaje de grasa en la harina.

C_{ps} = calor específico de los sólidos de la harina a 1Atm en kJ/kg°C.

C_{pg} = calor específico de la grasa de la harina a 1Atm en kJ/kg°C.

h_{2A} = entalpía del agua del scrap a la salida del secador en kJ/kg.

h_{1A} = entalpía del agua del cake al ingreso del secador en kJ/kg.

Reemplazando valores en la ec. (4.50), se obtiene:

$$m_v = 0,9723\text{kg/s} = 3500,32\text{kg/hr}$$

4.3.3. Balance de materia y energía cuando el secador opera en la primera etapa de secado

En la tabla 4-4 se pueden ver los parámetros de operación del secador cuando opera como primer secado, con un secador de aire caliente como secado final.

TABLA 4-4 Parámetros de secador rotadisk en primera etapa de secado

| T ₁ | T ₂ | A ₁ | A ₂ | A _n | S _n | G _n | C _{p_s} | C _{p_g} | Presión vapor |
|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------|----------------------------|----------------------------|---------------|
| °C | °C | % | % | % | % | % | kJ/kg°C | kJ/kg°C | bar |
| 70 | 99 | 55 | 36 | 8 | 84 | 8 | 1,34 | 2,6 | 8,4136 |

En la tabla 4-5 se puede ver los valores de las curvas de agua evaporada y capacidad de la Fig. 4-5, para estas condiciones de humedad de cake de ingreso (55%) y salida (36%) se tiene que la cantidad de agua evaporada por unidad de área es de 7,997kg/hr.m².

Por lo que la cantidad de agua evaporada en el secador rotadisk es de:

TABLA 4-5 Valores de curvas de Fig. 4-5.

| Presión: 7.4bar | Humedad harina=8% | | | | | |
|-----------------|-------------------|-------|-------|-----------------------------------|-------|--------|
| A1 | 52 | 55 | 60 | 52 | 55 | 60 |
| A2 | Capacidad(ton/hr) | | | Agua evap.(kg/hr-m ²) | | |
| 8 | 13.44 | 13.00 | 11.60 | 8.116 | 8.945 | 9.935 |
| 10 | 14.00 | 13.50 | 11.97 | 8.250 | 9.092 | 10.076 |
| 15 | 15.44 | 14.67 | 12.88 | 8.487 | 9.298 | 10.332 |
| 18 | 16.34 | 15.43 | 13.40 | 8.555 | 9.377 | 10.400 |
| 25 | 18.50 | 17.12 | 14.52 | 8.410 | 9.224 | 10.267 |
| 36 | 22.00 | 20.00 | 16.50 | 6.945 | 7.997 | 9.376 |

$$m_a = 7,997\text{kg/hr.m}^2 \times 353\text{m}^2 = 2823\text{kg/hr}=0,7842\text{kg/s}$$

De la ec. (4.48):

$$C = 20 \text{ ton/hr}$$

Y de las ecs. (4.45) y (4.46) se obtienen:

$$m_2 = 6,686 \text{ ton/hr} = 1,8572 \text{ kg/s.}$$

$$m_{as} = 2034,9 \text{ kg/hr} = 0,56525 \text{ kg/s}$$

De la ec. (4.47) se obtiene m_1 :

$$m_1 = 2,6414 \text{ kg/s} = 9509 \text{ kg/hr}$$

$$Q = 10,474 \text{ kW}$$

$$H_v = 2771,08 \text{ kJ/kg}$$

$$h_a = 2676,1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_c = 730,08 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{2A} = 414,824 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{1A} = 292,98 \text{ kJ/kg}$$

De la ec. (4.58) se obtiene:

$$m_2 \cdot h_2 - m_1 \cdot h_1 = -98,3125 \text{ kW}$$

Reemplazando estos valores en la ec. (4.50) se tiene:

$$m_v = 0,9851 \text{ kg/s} = 3546,5 \text{ kg/hr}$$

4.3.4. Balance de materia y energía para condiciones de máxima capacidad de evaporación

En la Fig. 4-5 y tabla 4-5 se puede observar que los secadores rotadisk aumentan su capacidad de evaporación al incrementarse la humedad de ingreso del cake "A₁" al secador, siendo estos valores máximos cuando la humedad de salida se encuentra alrededor del 18%.

Por lo que la máxima demanda de vapor y mayor producción de condensado se dará cuando el secador opera próximo a esta humedad de salida, por lo tanto serán estos los valores a considerarse en el diseño del secador.

Valores mayores de una humedad de 60% en el cake de ingreso al secador rotadisk indican que la operación de prensado no está efectuándose correctamente y los niveles de grasa pueden estar elevándose y saliéndose del rango permitido, normalmente el cake al ingreso del secador rotadisk deberá ser menor que 60%, consideraremos $A_1=60\%$.

TABLA 4-6 Parámetros de secador rotadisk en condiciones de máxima evaporación

| T1 | T2 | A1 | A2 | Ah | Sh | Gh | Cps | Cpg | Presión vapor | Temp. Vapor(Tv) |
|----|----|----|----|----|----|----|---------|---------|---------------|-----------------|
| °C | °C | % | % | % | % | % | kJ/kg°C | kJ/kg°C | bar | °C |
| 70 | 99 | 60 | 18 | 8 | 84 | 8 | 1,34 | 2,6 | 8,4136 | 172,32 |

Para estas condiciones de humedad de cake de ingreso (60%) y salida (18%), de la Fig. 4-5 y tabla 4-5 se tiene que la cantidad de agua evaporada por unidad de área es de 10,4kg/hr.m².

Por lo que la cantidad de agua evaporada en el secador rotadisk es de:

$$m_a = 353\text{m}^2 \times 10,4\text{kg/hr.m}^2 = 3671,2\text{kg/hr}=1,02\text{kg/s}$$

De la ec. (4.48):

$$C = 13,4\text{ton/hr}$$

De las ecs. (4.45) a (4.47) se obtienen:

$$m_2 = 3,496313103\text{ton/hr} = 0,9712\text{kg/s}$$

$$m_{as} = 380,034033\text{kg/hr} = 0,10557\text{kg/s}$$

$$m_1 = 7,167442\text{ton/hr} = 1,991\text{kg/s}$$

$$Q = 10,474\text{kW}$$

$$h_v = 2771,08\text{kJ/kg}$$

$$h_a = 2676,1\text{kJ/kg}$$

$$h_c = 730,08\text{kJ/kg}$$

$$h_{2A} = 414,824\text{kJ/kg}$$

$$h_{1A} = 292,98\text{kJ/kg}$$

De la ec. (4.58) se obtiene:

$$m_2 \cdot h_2 - m_1 \cdot h_1 = -243,991\text{kW}$$

Reemplazando estos valores en la ec. (4.50) se tiene:

$$m_v = 1,22266425\text{kg/s} = 4401,6\text{kg/hr}$$

CAPÍTULO V

DISEÑO DE LOS ELEMENTOS PRINCIPALES DEL SECADOR ROTADISK

5.1. CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS DISCOS

Para calcular la cantidad y diámetro de los templadores, así como el espesor de los discos es necesario conocer la presión y la temperatura de diseño.

Como se sabe los secadores rotadisk utilizan vapor de caldero, los cuales al operar modulan entre 120psig (8,274barg) y 125psig (8,618barg), por lo que la presión de operación de estos calderos fluctúa entre estos valores. La presión de diseño (Pd) de estos calderos es de 150psig (10,342barg), asumiremos también este valor como la presión de diseño del secador. Los secadores a vapor rotadisk están diseñados para operar a la misma presión del caldero para prevenir errores de apertura de válvulas, aunque la presión de operación normalmente está alrededor de 110psig (7,58barg), debido a la caída de presión en la tubería de alimentación de vapor desde los calderos y el margen de presión que debe mantenerse para asegurar una alimentación constante.

Como la temperatura de diseño consideraremos la temperatura de saturación del agua a 150psig, es decir 185,46°C.

Para esta temperatura del gráfico de E. A. Brandes (ed.)⁵, donde se muestra el efecto de la temperatura de trabajo sobre la resistencia de fluencia S_y y la resistencia última S_{ut} , se tiene que:

$$S_{yt}/S_{ya} = 0,96765 \quad (5.1)$$

⁽⁵⁾ Ver gráfico Apéndice A.

Donde:

S_{yt} = resistencia de fluencia del acero a la temperatura de trabajo.

S_{ya} = resistencia de fluencia del acero a la temperatura ambiente.

La resistencia de fluencia del acero ASTM A36 a la temperatura ambiente es de 248,1MPa.

Luego la resistencia de fluencia a la temperatura de diseño (185,46 °C) será:

$$S_{yt} = 0,96765 * 248,1 \text{MPa} = 240 \text{MPa}$$

5.1.1 Distribución de los templadores, cálculo del diámetro, número de templadores y espesor de los discos

Para calcular la cantidad y diámetro de los templadores, podemos considerar en forma conservadora que la fuerza debido a la presión ejercida por el vapor sobre el área neta de los discos debe ser soportado totalmente por los templadores.

Los templadores deben ser distribuidos uniformemente en todo el disco de forma tal que las áreas de los triángulos formados entre templadores se aproximen a un triángulo equilátero para que las fuerzas soportadas por los templadores sean homogéneas.

De acuerdo a esto, para nuestro caso con dos círculos de distribución se optimiza el resultado.

Como se puede apreciar en la Fig. 5-1, la distribución de los templadores se hizo en dos círculos concéntricos intermedios, el diámetro intermedio mayor (diM) divide en tres partes el área neta donde actúa la presión de vapor y el diámetro intermedio menor (dim) es el promedio entre el diámetro intermedio mayor y el diámetro menor del disco, es decir:

$$(0,9155^2\pi - diM^2\pi/4) = (0,9155^2 - 0,44925^2)\pi/3 \quad (5.2)$$

diM = 1,582m, redondeando:

diM = 1580mm, radio=790mm

Luego:

$$dim = (1580 + 898,5)/2 \quad (5.3)$$

dim = 1239,25mm, redondeando:

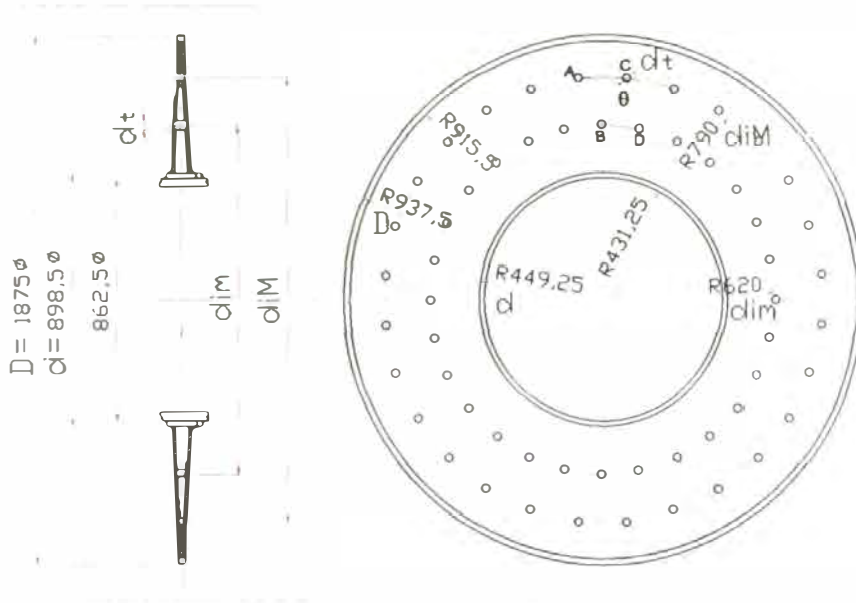


Fig. 5-1. Discos y templadores

dim =1240mm, radio=620mm.

Plantearemos las siguientes ecuaciones referidas a la Fig. 5-1, de la siguiente forma:

Aplicando el criterio de Máximo Esfuerzo Normal:

$$((D^2-d^2)\pi/4-ndt^2\pi/4)*p_d=(ndt^2\pi/4)*S_{yt}/f_s \quad (5.4)$$

Aplicando el criterio de Máximo Esfuerzo Cortante:

$$(A-dt^2\pi/8)*P_d/3=t*dt/2*\theta*S_{yt}*0,5/f_{s'} \quad (5.5)$$

$$A=0,62*\text{seno}(2\pi/n)*(0,79-0,62*\cos(2\pi/n)) \quad (5.6)$$

$$\theta=2\text{ATAN}(0,62*\text{seno}(2\pi/n)/(0,79-0,62*\cos(2\pi/n))) \quad (5.7)$$

Donde:

D = diámetro exterior de los discos en m.

d = diámetro interior de los discos en m.

dt = diámetro de los templadores en m.

Pd = presión de diseño= 10,342barg

n = número de templadores.

fs y fs' = factores de seguridad.

A = área del triángulo BCD (cm²).

θ = ángulo menor del triángulo BCD (rad).

Como se puede ver, para el planteamiento de la ec. (5.5) se toma el vértice más agudo del triángulo BCD, que forma un ángulo θ y dado que la fuerza debido a la presión de vapor es igual en los tres vértices del triángulo, el esfuerzo de corte máximo se dará en el vértice de menor ángulo.

En la ec. (5.4) se aplica el criterio de Máximo Esfuerzo Normal, donde se considera que la falla se producirá cuando $\sigma_{\text{máx}} \geq S_{yt}$, luego:

$$\sigma_{\text{máx}} = S_{yt} / f_s$$

$$S_{syt} = 0.5 * S_{yt}$$

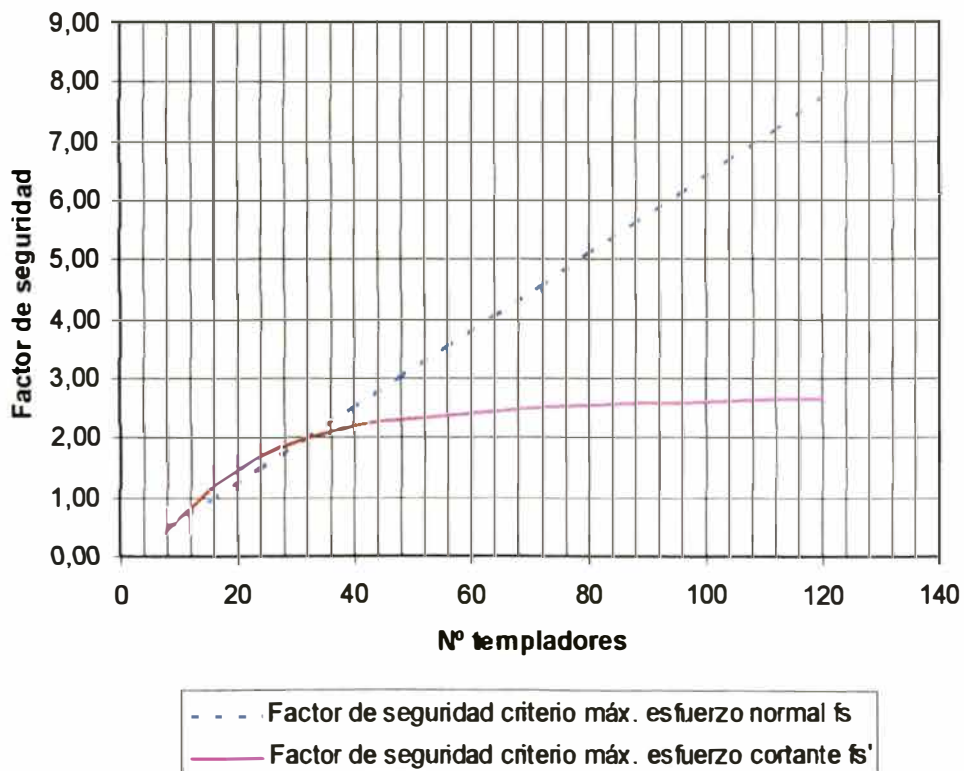
En la tabla 5-1 y Fig. 5-2 se pueden observar los valores obtenidos para los factores de seguridad en función del número de templadores de acuerdo a las ecs. (5.4) a (5.7), se ha considerado para esto valores predeterminados para el espesor de disco (t) de 5/16" (7,9375mm) y diámetro de templador (dt) de 1 1/16" (26,9875mm), en ellos se puede observar que el factor de seguridad (fs') de acuerdo al criterio de máx. esfuerzo cortante es más conservador que el factor de seguridad (fs) por máx. esfuerzo normal para valores de $n > 32$, fs' luego de alcanzar el valor de 2,4 para $n=56$, para valores mayores a este continúa incrementándose pero muy lentamente, asumiremos los valores correspondientes a este punto, por lo tanto tendremos previamente:

| n | t | dt | fs | fs' |
|----|-------|---------|------|-----|
| 56 | 5/16" | 1 1/16" | 3,55 | 2,4 |

TABLA 5-1. Factores de seguridad de acuerdo a los criterios de máx. esfuerzo normal (fs) y máx. esfuerzo cortante (fs')

| n | Syt | Pd | D | d | A | θ | t | dt | fs | fs' |
|-----------|------------|--------------|--------------|--------------|-----------------|---------------|----------------|----------------|-------------|-------------|
| | MPa | MPa | cm | cm | cm ² | rad | cm | cm | | |
| 8 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 1541,41 | 1,7897 | 0,79375 | 2,69875 | 0,50 | 0,43 |
| 16 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 515,32 | 1,6591 | 0,79375 | 2,69875 | 1,00 | 1,21 |
| 24 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 306,70 | 1,3968 | 0,79375 | 2,69875 | 1,51 | 1,71 |
| 32 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 220,03 | 1,1736 | 0,79375 | 2,69875 | 2,01 | 2,01 |
| 40 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 172,29 | 0,9995 | 0,79375 | 2,69875 | 2,52 | 2,20 |
| 48 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 141,87 | 0,8650 | 0,79375 | 2,69875 | 3,03 | 2,32 |
| 56 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 120,72 | 0,7596 | 0,79375 | 2,69875 | 3,55 | 2,40 |
| 64 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 105,12 | 0,6757 | 0,79375 | 2,69875 | 4,06 | 2,46 |
| 72 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 93,14 | 0,6076 | 0,79375 | 2,69875 | 4,58 | 2,51 |
| 80 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 83,63 | 0,5515 | 0,79375 | 2,69875 | 5,10 | 2,55 |
| 88 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 75,89 | 0,5046 | 0,79375 | 2,69875 | 5,62 | 2,58 |
| 96 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 69,47 | 0,4648 | 0,79375 | 2,69875 | 6,15 | 2,60 |
| 104 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 64,06 | 0,4307 | 0,79375 | 2,69875 | 6,68 | 2,62 |
| 112 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 59,44 | 0,4012 | 0,79375 | 2,69875 | 7,21 | 2,64 |
| 120 | 240 | 1,034 | 187,5 | 89,85 | 55,44 | 0,3754 | 0,79375 | 2,69875 | 7,74 | 2,66 |

Fig. 5-2 Factores de seguridad en función del número de templadores



Para el caso del espesor de los discos (t) y el diámetro de los templadores (dt) la Secc. VIII Div 1 del Código ASME para recipientes a presión recomienda sumar como tolerancia por corrosión un sobre espesor adicional al de cálculo del orden de 1/16", por lo tanto incrementando tendremos los nuevos valores para "t" y "dt" finalmente de:

| n | t | dt | fs | fs' |
|----|------|--------|------|-----|
| 56 | 3/8" | 1 1/8" | 3,55 | 2,4 |

El espesor de plancha que sigue al de 3/8" disponible en el mercado es el de 1/2", si usáramos este espesor de plancha en la fabricación de los 68 discos, el peso del secador se incrementaría en 7210 kg, sin considerar el aumento del peso por la soldadura y otros por lo que no es recomendable.

5.2. CÁLCULO Y DISEÑO DEL EJE Y LOS MUÑONES

Para diseñar el eje y los muñones primero debemos identificar las fuerzas que actúan en el eje para calcular las reacciones en los rodamientos y determinar los diagramas de carga, momento y torque.

Cálculo de la fuerza de tensión en la cadena:

Antes debemos calcular los radios primitivos del piñón "r" y catalina "R".

$$r = p / (2 * \text{sen}(\pi / z_p)) \quad (5.10)$$

$$R = p / (2 * \text{sen}(\pi / z_c)) \quad (5.11)$$

Donde:

r y R en m.

p = paso entre dientes de los piñones en m.

Z = Número de dientes.

p = 0,0762m (3").

$Z_p=14$ dientes.

$Z_c=69$ dientes.

Los valores de p , Z_p y Z_c son calculados en el capítulo 6.

Reemplazando estos valores en las ecs. (5.10) y (5.11) se tiene que:

$$r= 0,1712m = 171,2mm$$

$$R= 0,8371m = 837,1mm$$

La tensión en la cadena se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

$$F=(30/\pi)*Pot/(RPM*R) \quad (5.12)$$

Donde:

F =La tensión en la cadena (kN).

Pot = Potencia del motor (kW).

RPM =Velocidad del secador en rev/min.

R =Radio primitivo del piñón conducido (m).

Se sabe que:

$$Pot=75kW (100hp).$$

$$RPM=11,2rev/min$$

$$R=0,8371m$$

Reemplazando estos valores en la ec. (5.12) se tiene que:

$$F=76,39kN.$$

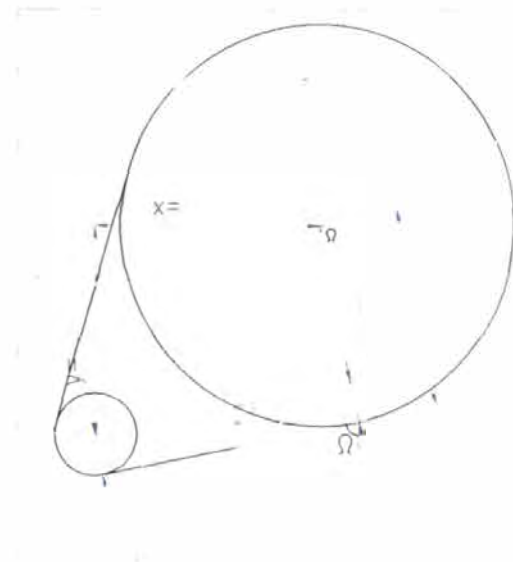


Fig. 5-3 Fuerza de tensión de la cadena.

En seguida hallaremos las componentes horizontal " F_H " y vertical " F_V " de la fuerza de tensión en la cadena, referirse a la Fig. 5-3.

Para determinar las componentes horizontal y vertical de la fuerza " F ", es necesario antes determinar el ángulo " Ω ", formado entre la fuerza " F " y la vertical.

$$\Omega = 180^\circ - \arccos\left[\frac{(R-r)}{(x^2+y^2)^{1/2}}\right] - \arctan(y/x) \quad (5.13)$$

Donde:

x =distancia horizontal entre centros de eje de piñones (m).

y =distancia vertical entre centros de piñones (m).

$x=0,941\text{m}$.

$y=0,871\text{m}$.

Reemplazando valores en la ec. (5.13) se tiene que:

$$\Omega = 78,5^\circ$$

$$F_H = F \cdot \text{seno}\Omega \quad (5.14)$$

$$F_V = F \cdot \text{cos}\Omega \quad (5.15)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$\begin{aligned} F_H &= 76,39 \cdot \text{sen}78,5^\circ \\ &= 74,856 \text{ kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_V &= 76,39 \cdot \text{cos}78,5^\circ \\ &= 15,23 \text{ kN} \end{aligned}$$

Cálculo de la carga uniformemente distribuida a lo largo del eje hueco

“w”:

Consideraremos el peso total del rotor cuando está lleno de agua es decir discos y eje totalmente repletos de agua.

$$\text{Peso del rotor vacío} = 33734,71 \text{ kg}$$

$$\text{Peso agua en los discos: } 45,14 \text{ kg/disco} \times 68 \text{ discos} = 3069,52 \text{ kg}$$

$$\text{Peso agua eje: } 0,82 \times \pi/4 \times 9,017 \times 1000 = 4532,40 \text{ kg}$$

$$\text{Peso total rotor lleno de agua} = 41336,63 \text{ kg} = 405,374 \text{ kN}$$

$$\text{Longitud total del eje} = 9285,2 \text{ mm}$$

$$w = \text{peso total/longitud} = 405374 \text{ N} / 9285,2 \text{ mm} = 43,658 \text{ N/mm}$$

Cálculo de las reacciones:

En la Fig. 5-4 se pueden ver los Diagramas de carga, de la fuerza cortante, momento flexionante y torque en los planos vertical y horizontal respectivamente.

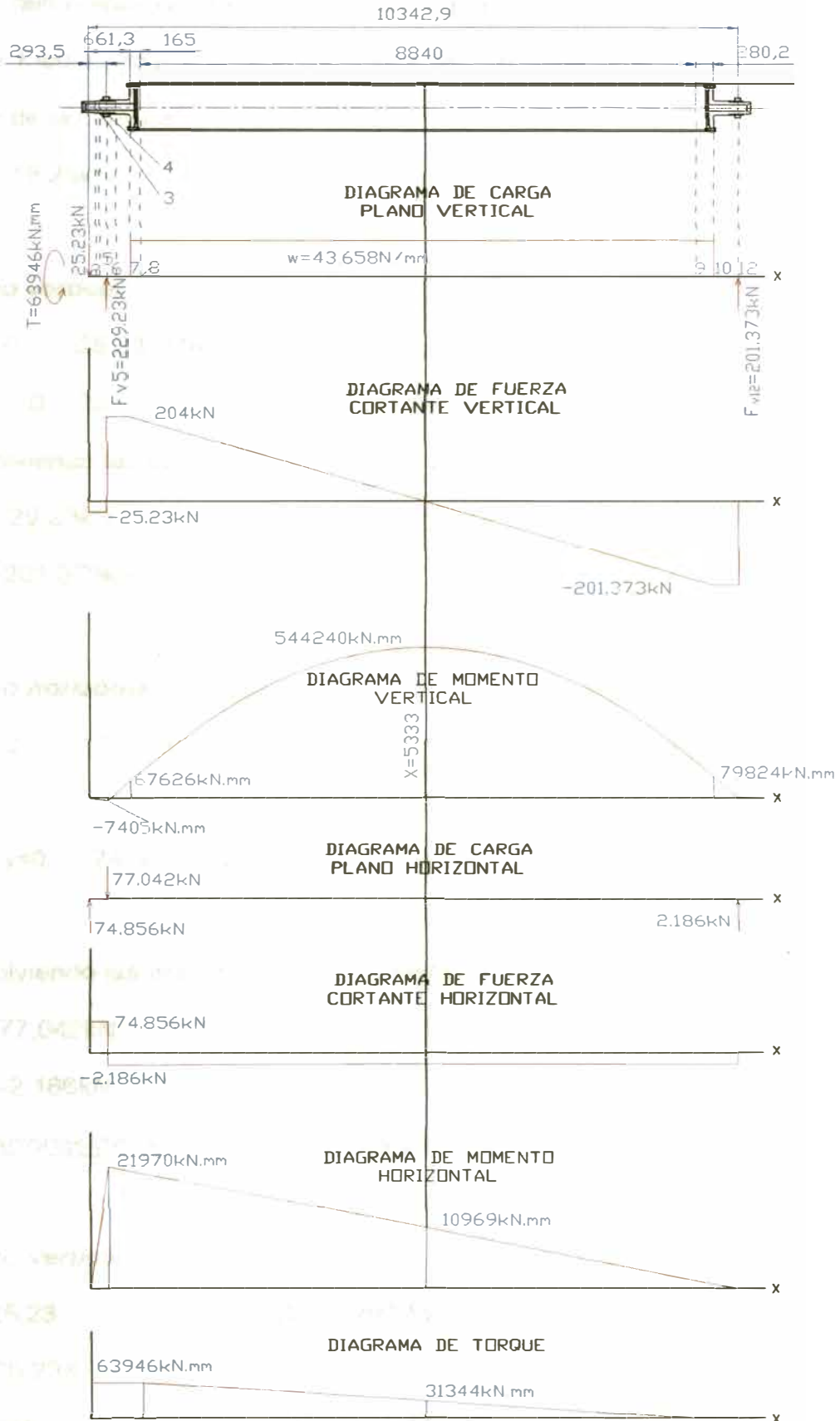


Fig. 5-4 Diagramas de carga, fuerza cortante, momento y torque.

Para determinar la fuerza vertical en el punto 2, a la componente vertical de la fuerza producida por la cadena de transmisión hay que sumarle el peso de la catalina, o sea:

$$F_{v2} = 15,23\text{kN} + 10\text{kN} = 25,23\text{kN}$$

Plano vertical:

$$\Sigma F_v = 0; \quad -25,23 - 0,043658 \cdot 9285,2 + F_{v5} + F_{v12} = 0 \quad (5.16)$$

$$\Sigma M_{v12} = 0; \quad -25,23 \cdot 10342,9 + F_{v5} \cdot 10049,4 - 0,043658 \cdot 9285,2 \cdot 5039 = 0 \quad (5.17)$$

Resolviendo las ecs. (5.16) y (5.17) se tiene:

$$F_{v5} = 229,23\text{kN}$$

$$F_{v12} = 201,373\text{kN}$$

Plano horizontal:

$$\Sigma F_H = 0; \quad 74,856 - F_{H5} + F_{H12} = 0 \quad (5.18)$$

$$\Sigma M_{H12} = 0; \quad 74,856 \cdot 10342,9 - F_{H5} \cdot 10049,4 = 0 \quad (5.19)$$

Resolviendo las ecs. (5.18) y (5.19) se tiene:

$$F_{H5} = 77,042\text{kN}$$

$$F_{H12} = 2,186\text{kN}$$

Ecuaciones de las fuerzas cortantes y momentos flectores

V en kN y M en kN.mm

Plano vertical:

$$V = -25,23 \quad (0 < X < 293,5) \quad (5.20)$$

$$M = -25,23X \quad (5.21)$$

$$V = 204 \quad (293,5 < X < 661,3) \quad (5.22)$$

$$M=204X-67279 \quad (5.23)$$

$$V= 204-0,043658X \quad (661,3<X<9946,5) \quad (5.24)$$

$$M=-25,23X+229,23(X-293,5)-0,021829(X-661,3)^2 \quad (5.25)$$

$$V= -201,373 \quad (9946,5<X<10342,9) \quad (5.26)$$

$$M= -201,373X+2082780,802 \quad (5.27)$$

Plano horizontal:

$$V= 74,856 \quad (0<X<293,5) \quad (5.28)$$

$$M= 74,856X \quad (5.29)$$

$$V= -2,186 \quad (293,5<X<10342,9) \quad (5.30)$$

$$M= -2,186X+22610$$

Ecuaciones del Torque

Torque en kN.mm

$$T= F \cdot R=76,39 \times 837,1=63946 \quad (0<X<826,3) \quad (5.31)$$

$$T=69923 -7,23371X \quad (826,3<X<9666,3) \quad (5.32)$$

$$T= 0 \quad (9666,3<X<10342,9) \quad (5.33)$$

Cálculo del momento resultante máximo:

Sabemos que el momento resultante es igual a:

$$M= (M_v^2 + M_H^2)^{1/2} \quad (5.33)$$

El momento máximo se encuentra en el tramo $661,3<X<9946,5$

Resolviendo la siguiente ecuación hallaremos el momento máximo:

$$M' = 0 \text{ ó } M_v \cdot M'_v + M_H \cdot M'_H = 0 \quad (5.34)$$

Por lo tanto el momento resultante se hace máximo cuando $X=5333\text{mm}$

$$M_{\text{máx.}} = 544350\text{kN.mm}$$

Torque en el punto de momento resultante máximo

$$(X= 5333) = 31344\text{kN.mm.}$$

El eje hueco del secador será fabricado de planchas estructurales ASTM A 36 roladas, soldadas y rectificadas.

Los muñones o ejes motriz y de cola serán fabricadas de acero fundido AISI 1045.

Aplicaremos la fórmula del ASME para el cálculo de ejes además de chequear por fatiga.

Para el caso como el nuestro donde la fuerza axial es cero, la fórmula del ASME se reduce a:

$$Ssd = [16/\pi d_o^3(1 - K^4)] * [(K_m.M)^2 + (K_t.T)^2]^{1/2} \quad (5.35)$$

Donde:

Ssd = Esfuerzo permisible a corte.

K = Relación di/do

K_m = Factor de carga de momento flector= 1,5, para ejes giratorios con carga constante.

K_t = Factor de carga de torsión= 1,0, para ejes giratorios con carga constante.

M = Momento flector.

T = Momento torsor.

d_i = Diámetro interior del eje.

d_o = Diámetro exterior del eje.

Para el esfuerzo permisible a corte se acostumbra tomar, el menor valor de:

$$Ssd = 0,3S_y \text{ ó } 0,18S_u \quad (5.36)$$

Siendo:

S_y = Esfuerzo de fluencia.

S_u = Esfuerzo de rotura.

TABLA 5-2 Resistencias de fluencia (Sy) y rotura aceros (Su)

| MATERIAL | TEMPERATURA | | | |
|-----------|-------------|----------|-----------|-----------|
| | 20°C | | 185.46°C | |
| | Sy (Mpa) | Su (Mpa) | Syt (Mpa) | Sut (Mpa) |
| ASTM A36 | 248,1 | 400 | 240 | 408 |
| AISI 1045 | 310 | 570 | 300 | 582 |

Tomando en cuenta los valores de la Tabla 5-2 determinamos los esfuerzos permisibles al corte:

Para el eje (ASTM A 36) : Ssd = 72MPa

Para los muñones (AISI 1045) : Ssd = 90MPa

Punto de momento máximo:

Aplicando la fórmula del ASME:

$$d_o = 0,8625m$$

$$d_i = 0,800m$$

$$K = d_i/d_o = 0,9275$$

$$M = 544350N.m$$

$$T = 31344N.m$$

Reemplazando estos valores en la ec. (5.35) determinamos el esfuerzo máximo de corte.

$$\tau_{\text{máx}} = 24,96MPa$$

Por lo que el factor de seguridad "N" será igual a:

$$N = Ssd/\tau_{\text{máx}} = 72/24,96 = 2,88 \text{ OK}_i$$

Cálculo por fatiga:

Aplicaremos el criterio de Soderberg - Máxima energía de distorsión por ser el más conservador para el diseño por fatiga, según este criterio el factor de seguridad (N) se calcula de la siguiente forma:

$$N = [(\sigma'_{x2}/Se)^2 + (\sigma'_{y2}/Se)^2 - \sigma'_{x2}/Se \cdot \sigma'_{y2}/Se + 3(\tau'_{xy2}/Se)^2]^{-0.5} \quad (5.37)$$

Cálculo del límite correcto de fatiga (S_e):

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad (5.42)$$

Para el caso de aceros,

$$S_e' = 0,5S_{\mu}; \text{ si } S_{\mu} < 200 \text{kpsi (1400MPa)}$$

Siendo:

$$\sigma'_{xa} = \sigma_{xa} + (Se/Sy)\sigma_{xm} \quad (5.38)$$

$$\sigma'_{ya} = \sigma_{ya} + (Se/Sy)\sigma_{ym} \quad (5.39)$$

$$\tau'_{xya} = \tau_{xya} + (Se/Sy)\tau_{xym} \quad (5.40)$$

Donde:

σ_{xa} , σ_{ya} = amplitud del esfuerzo normal en los ejes X e Y respectivamente.

σ_{xm} , σ_{ym} = esfuerzos normales medios en los ejes X e Y respectivamente.

τ_{xya} , τ_{xym} = amplitud del esfuerzo cortante y esfuerzo cortante medio.

Se y Sy = limite de resistencia a la fatiga y resistencia de fluencia respectivamente.

Para el punto de momento máximo:

$$\sigma_{xa} = (32/\pi)Md_o/(d_o^4 - d_i^4) \quad (5.41)$$

$$d_o = 0,8625m$$

$$d_i = 0,800m$$

$$M = 554350kN.m$$

$$\sigma_{xa} = 33,868MPa$$

$$\sigma_{ya} = 0; \sigma_{xm} = 0; \sigma_{ym} = 0; \tau_{xya} = 0$$

$$\tau_{xym} = (16/\pi)Td_o/(d_o^4 - d_i^4)$$

$$T = 31344kN.m$$

$$\tau_{xym} = 0,9575MPa$$

$$S_u = 240MPa$$

En el presente caso: $S_{\mu} = 400\text{MPa} = 58\text{kpsi}$

Por lo tanto: $S'_e = 0,5 \cdot 400 = 200\text{MPa}$

Factores modificativos del límite de fatiga (S'_e)

a) *Acabado superficial "k_a".*

La siguiente fórmula empírica proporciona los valores de "k_a" para diversos acabados de superficie:

$$k_a = aS_{\mu}^b \quad (5.43)$$

Los valores de a y b se pueden encontrar en la tabla 5-3:

TABLA 5-3 Tabla de acabados de superficie

| Acabado superficial | Factor a | | Exponente |
|------------------------------|----------|--------|-----------|
| | kpsi | Mpa | b |
| Esmerilado (Rectificado) | 1,34 | 1,58 | -0,085 |
| Maquinado o estirado en frío | 2,70 | 4,51 | -0,265 |
| Laminado en caliente | 14,40 | 57,70 | -0,718 |
| Fojado | 39,90 | 272,00 | -0,995 |

Como ya se indicó, el eje se fabricará de planchas ASTM A36 cuyo proceso de fabricación es por laminado en caliente, por lo tanto de la tabla 5-2:

$$a = 57,7 \text{ y } b = -0,718$$

Reemplazando estos valores en la ec. (5.43) se tiene que.

$$k_a = 57,7 \cdot 400^{-0,718} = 0,781$$

Si bien es cierto que luego de rolado las planchas y soldados los tubos se suben al torno para ser maquinados exteriormente, pueden quedar zonas sin maquinar debido a la imperfección del proceso de rolado.

Si calculáramos "k_a" asumiendo una superficie maquinada su valor será de 0,922, por lo que asumiremos conservadoramente el menor valor.

b) Factor de tamaño " k_b ".

Como el eje del secador es hueco, hallaremos el diámetro efectivo (d_e):

$$d_e = 0,37 \cdot d_o; \quad d_o = 862,5\text{mm}, \text{ por lo que } d_e = 332,4\text{mm}$$

Para valores mayores que 51mm, k_b varía de 0,6 a 0,75, asumiremos el valor más conservador, o sea:

$$k_b = 0,6$$

c) Factor de carga k_c .

El factor de carga para flexión es:

$$k_c = 1$$

d) Factor de temperatura k_d .

Brandes⁶ tabula este factor.

$$\text{Para } 185^\circ\text{C}, \quad k_d = 1,0215$$

e) Factores varios k_e .

Consideraremos $k_e = 1$, para el punto de máximo momento.

Reemplazando estos valores en la ec. (5.42) se obtiene:

$$S_e = 0,781 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot 1,0215 \cdot 200 = 95,73\text{MPa}$$

Reemplazando valores en las ecs. (5.38) a (5.40):

$$\sigma'_{xa} = 33,868\text{MPa} + (95,73/240) \cdot 0\text{MPa} = 33,868\text{MPa}$$

$$\sigma'_{ya} = 0\text{MPa} + (95,73/240) \cdot 0\text{MPa} = 0$$

$$\tau'_{xya} = 0\text{MPa} + (95,73/240) \cdot 0,9575\text{MPa} = 0,382\text{MPa}$$

Reemplazando valores en la ec. (5.37) se tiene el factor de seguridad:

$$N = \left(\left(\frac{33,868}{95,73} \right)^2 + \left(\frac{0}{95,73} \right)^2 - \left(\frac{33,868}{95,73} \right) \cdot \left(\frac{0}{95,73} \right) + 3 \cdot \left(\frac{0,382}{95,73} \right)^2 \right)^{-0.5}$$

$$N = 2,83 \text{ OK};$$

Punto 6 (Eje motriz)

Aplicando la fórmula del ASME:

$$d_o = 0,220\text{m}$$

$$d_i = 0,118\text{m}$$

$$K = d_i/d_o = 0,5364$$

$$M = 31886\text{N.m}$$

$$T = 63946\text{N.m}$$

Reemplazando estos valores en la ec. (5.35) determinamos el esfuerzo máximo de corte.

$$\tau_{\text{máx}} = 41,64\text{MPa}$$

Por lo que el factor de seguridad "N" será igual a:

⁽⁶⁾ Ver tabla A-1 Apéndice A.

$$N = S_{sd}/\tau_{\text{máx}} = 90/41,64 = 2,16 \text{ OK}_i$$

Cálculo por fatiga:

$$\sigma_{xa} = (32/\pi)Md_o/(d_o^4 - d_i^4) \quad (5.44)$$

$$\sigma_{xa} = 33,255\text{MPa}$$

$$\sigma_{ya} = 0; \sigma_{xm} = 0; \sigma_{ym} = 0; \tau_{xya} = 0$$

$$\tau_{xym} = (16/\pi)T d_o/(d_o^4 - d_i^4)$$

$$\tau_{xym} = 33,345\text{MPa}$$

Cálculo del límite correcto de fatiga (S'_e):

$$S'_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad (5.45)$$

Para el caso de aceros,

$$S'_e = 0,5S_\mu; \text{ si } S_\mu \leq 200\text{kpsi (1400MPa)}$$

$$\text{En el presente caso: } S_\mu = 570\text{MPa} = 82\text{kpsi}$$

$$\text{Por lo tanto: } S'_e = 0,5 \cdot 570 = 285\text{MPa}$$

Factores modificativos del límite de fatiga (S'_e)

a) Acabado superficial " k_a ".

La siguiente fórmula empírica proporciona los valores de " k_a " para diversos acabados de superficie:

$$k_a = aS\mu^b \quad (5.46)$$

Los valores de a y b se pueden encontrar en la tabla 5-3:

$$a = 4,51 \quad \text{y} \quad b = -0,265$$

Reemplazando estos valores en la ec. (5.46) se tiene que:

$$k_a = 4,51 \cdot 570^{-0,265} = 0,839$$

b) Factor de tamaño k_b .

Como el eje del secador es hueco, hallaremos el diámetro efectivo (d_e):

$$d_e = 0,37 \cdot d_o; \quad d_o = 220\text{mm}, \quad \text{por lo que} \quad d_e = 81,4\text{mm}$$

Para valores mayores que 51mm, k_b varía de 0,6 a 0,75, asumiremos el menor valor, o sea:

$$k_b = 0,6$$

c) Factor de carga " k_c ".

El factor de carga para flexión es:

$$k_c = 1$$

d) Factor de temperatura k_d .

De la tabla del Apéndice A.

$$\text{Para } 185^\circ\text{C}, \quad k_d = 1,0215$$

e) Factores varios k_e .

En el punto 6 se debe considerar el factor de concentración de esfuerzos debido al cambio de sección existente.

Sabemos que:

$$k_e = 1/K_f \quad (5.47)$$

$$(K_f = 1 + q(K_t - 1)) \quad (5.48)$$

Donde:

K_f =Factor de concentración de esfuerzo por fatiga.

q =Sensibilidad a la muesca.

K_t =Factor de concentración de esfuerzo.

En la Tabla A15, Figura A15-9 del Libro de Shigley (Apéndice B) se entra con los valores $D/d=250/220=1,136$ y $r/d=11/220=0,05$

Y se obtiene $K_t=1,9$

Considerando conservadoramente una sensibilidad total a la muesca se tiene que: $q=1$

Si reemplazamos este valor en la ec. (5.48) se tiene que $K_f=K_t$, por lo tanto

$$k_e = 1/1,9 = 0,526$$

Reemplazando estos valores en la ec. (5.45) se obtiene:

$$S_e = 0,839 \cdot 0,6 \cdot 1 \cdot 1,0215 \cdot 0,526 \cdot 285 = 77,09 \text{MPa}$$

Reemplazando valores en las ecs. (5.38) a (5.40):

$$\sigma'_{xa} = 31,578 \text{MPa} + (77,09/300) \cdot 0 \text{MPa} = 31,578 \text{MPa}$$

$$\sigma'_{ya} = 0 \text{MPa} + (77,09/300) \cdot 0 \text{MPa} = 0$$

$$\tau'_{xya} = 0 \text{MPa} + (77,09/300) \cdot 33,345 \text{MPa} = 8,569 \text{MPa}$$

Reemplazando valores en la ec. (5.35) se tiene el factor de seguridad:

$$N = \frac{((31,578/77,09)^2 + (0/77,09)^2 - (31,578/77,09) \cdot (0/77,09) + 3 \cdot (8,569/77,09)^2)^{-0.5}}$$

$$N = 2.209 \text{ OK}_j$$

Cálculo del factor de seguridad para el punto 7

Aplicando la fórmula del ASME:

$$d_o = 0,250 \text{m}$$

$$d_i = 0,118 \text{m}$$

$$K = d_i/d_o = 0,472$$

$$M = 70860 \text{ N.m}$$

$$T = 63946 \text{ N.m}$$

Reemplazando estos valores en la ec. (5.35) determinamos el esfuerzo máximo de corte.

$$\tau_{\text{máx}} = 42,543 \text{ MPa}$$

Por lo que el factor de seguridad "N" será igual a:

$$N = S_{sd} / \tau_{\text{máx}} = 90 / 42,543 = 2,12 \text{ OK}_i$$

Cálculo por fatiga:

$$\sigma_{xa} = (32/\pi) M d_o / (d_o^4 - d_i^4) \quad (5.49)$$

$$d_o = 0,250 \text{ m}$$

$$d_i = 0,118 \text{ m}$$

$$M = 70860 \text{ kN.mm}$$

$$\sigma_{xa} = 48,606 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{ya} = 0; \sigma_{xm} = 0; \sigma_{ym} = 0; \tau_{xya} = 0$$

$$\tau_{xym} = (16/\pi) T d_o / (d_o^4 - d_i^4)$$

$$T = 63946 \text{ N.m}$$

$$\tau_{xym} = 21,932 \text{ MPa}$$

$$S_y = 300 \text{ MPa}$$

Cálculo del límite correcto de fatiga (S_e):

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad (5.50)$$

Para el caso de aceros,

$$S_e' = 0,5 S_\mu; \text{ si } S_\mu < 200 \text{ kpsi (1400 MPa)}$$

$$\text{En el presente caso: } S_\mu = 570 \text{ MPa} = 82 \text{ kpsi}$$

$$\text{Por lo tanto: } S_e' = 0,5 \cdot 570 = 285 \text{ MPa}$$

Factores modificativos del límite de fatiga (S_e)

a) Acabado superficial " k_a ".

La siguiente fórmula empírica proporciona los valores de k_a para diversos acabados de superficie:

$$k_a = aS\mu^b \quad (5.51)$$

Los valores de a y b se pueden encontrar en la tabla 5-3:

$$a = 4,51 \quad y \quad b = -0,265$$

Reemplazando estos valores en la ec. (5.51) se tiene que.

$$k_a = 4,51 \cdot 570^{-0,265} = 0,839$$

b) Factor de tamaño k_b .

Como el eje del secador es hueco, hallaremos el diámetro efectivo (d_e):

$$d_e = 0,37 \cdot d_o; \quad d_o = 220\text{mm}, \quad \text{por lo que } d_e = 81,4\text{mm}$$

Para valores mayores que 51mm, k_b varía de 0,6 a 0,75, asumiremos el menor valor, o sea:

$$K_b = 0,6$$

c) Factor de carga " k_c ".

El factor de carga para flexión es:

$$k_c = 1$$

d) Factor de temperatura " k_d ".

De la tabla A-1 del Apéndice A.

$$\text{Para } 185^\circ\text{C}, \quad k_d = 1,0215$$

e) Factores varios " k_e ".

En el punto 7 se debe considerar el factor de concentración de esfuerzos debido al cambio de sección existente.

Sabemos que:

$$k_e = 1/K_f \quad (5.52)$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (5.53)$$

Donde:

K_f =Factor de concentración de esfuerzo por fatiga.

q =Sensibilidad a la muesca.

K_t =Factor de concentración de esfuerzo.

En la Fig. B-1 Apéndice B, se entra con los valores

$D/d=864/250=3,456$ y $r/d=50/250=0,2$

Y se obtiene $K_t=1,5$

Considerando conservadoramente una sensibilidad total a la muesca se tiene que: $q=1$

Si reemplazamos este valor en la ec. (5.53) se tiene que $K_f=K_t$, por lo tanto

$k_e = 1/1,5=0,667$

Reemplazando estos valores en la ec. (5.50) se obtiene:

$S_e = 0,839*0,6*1*1,0215*0,667*285 = 97,75\text{MPa}$

Reemplazando valores en las ecs. (5.38) a (5.40):

$\sigma'_{xa}=48,606\text{MPa}+(97,75/300)*0\text{MPa}=48,606\text{MPa}$

$\sigma'_{ya}=0\text{MPa}+(97,75/300)*0\text{MPa}=0$

$\tau'_{xya}=0\text{MPa}+(97,75/300)*21,932\text{MPa}=7,146\text{MPa}$

Reemplazando valores en la ec. (5.35) se tiene el factor de seguridad:

$N=\left(\frac{48,606}{97,75}\right)^2+\left(\frac{0}{97,75}\right)^2-\left(\frac{48,606}{97,75}\right)\left(\frac{0}{97,75}\right)+3\left(\frac{7,146}{97,75}\right)^2)^{0,5}$

$N=1,95$ OK;

Chequeo por deflexión:

Para el valor de $X=6171\text{mm}$, la deflexión vertical se hace máxima y es igual a $4,305\text{mm}$, en este mismo punto la deflexión horizontal es igual a $0,1864\text{mm}$, por lo que la deflexión máxima resultante será igual a:

$Y_{\text{máx}} = (4,305^2+0,1864^2)^{1/2} = 4,039\text{mm}$

La longitud entre apoyos es de 10049,4mm, por lo que la deflexión/longitud entre apoyos será igual a:

$$(4,039\text{mm}/10049,4\text{mm}) * 12 = 0,0048 \text{ pulg/pie} < 0,01 \text{ pulg/pie OK}_i$$

Chequeo por deformación angular por torsión:

En la fig. 5-4 se puede ver que la máxima deformación angular debido a la torsión se presentará para $113,5 < X < 176,5$, donde $d_o = 0,21\text{m}$ y $d_i = 0,118\text{m}$; por lo que el momento polar $J = 210,946 \times 10^{-6} \text{ m}^4$, luego la deformación angular " θ " será:

$$\theta = T \cdot L / (G \cdot J) \quad (5.54)$$

Donde:

T = torque = 63946 N.m

L = Longitud en m.

G = módulo de rigidez = $79,5 \times 10^9 \text{ Pa}$

J = momento polar de inercia del área transversal en m^4 .

Reemplazando valores en la ec. (5.54)

$\theta = 294,7934 \times 10^{-6} \times 180 / \pi = 0,01689^\circ$, luego considerando 20 diámetros se tiene:

$$0,01689^\circ \times 20 \times 210 / 63 = 1,126^\circ \approx 1^\circ / 20 \text{ diámetros. OK}_i$$

La deformación angular máxima en el eje hueco se presentará después de la brida de conexión con el eje motriz, donde $T = 63946 \text{ N.m}$;

$d_o = 0,8625\text{m}$ y $d_i = 0,8\text{m}$, de la misma forma aplicando la ec. (5.54), considerando una longitud de 20 diámetros obtenemos una deformación angular de $0,0563^\circ < 1^\circ / 20 \text{ diámetros. OK}_i$

5.3. CÁLCULO Y DISEÑO DEL CASCO Y LA CHAQUETA DEL SECADOR ROTADISK.

Diseño del casco

El casco es un recipiente cilíndrico donde la presión (p) está aplicada en la superficie externa y la presión interna es igual a cero, ver fig. 5-5, por lo tanto se puede aplicar lo siguiente:

$$\sigma_{t\text{máx}} = -2p \cdot r_o^2 / (r_o^2 - r_i^2) \quad (5.55)$$

Donde:

$\sigma_{t\text{máx}}$ = Esfuerzo máximo (MPa).

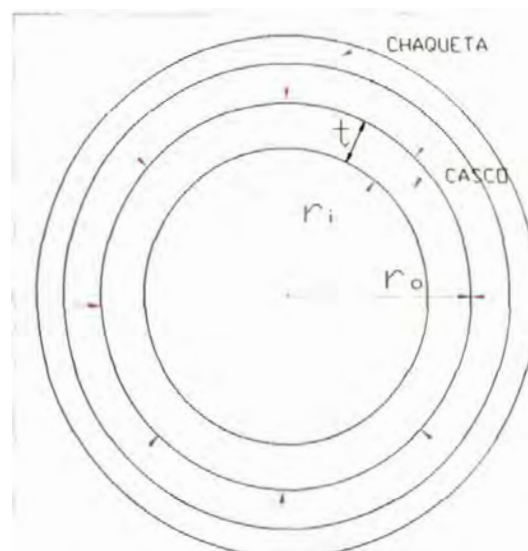


Fig. 5-5 Casco de secador

p = presión de vapor (150psi = 1,0344MPa)

r_o = radio exterior (1,10655m).

r_i = radio interior (1,0875m).

El esfuerzo máximo se dará en la superficie de radio r_i , donde el esfuerzo radial será igual a cero.

Para el cálculo consideraremos una corrosión de 1/16" (1,5875mm) por lo que el radio interior se incrementará a 1,0891m.

Reemplazando valores en la ec. (5.55) se tiene:

$\sigma_{t\text{máx}} = -66,12 \text{MPa}$, el signo negativo indica esfuerzo de compresión.

$$f_s = -S_y / \sigma_{t\text{máx}} \quad (5.56)$$

El material usado para la fabricación del casco y la chaqueta es el acero A 36; reemplazando valores en la ec. (5.56),

$$f_s = -240 / -66,12 = 3.63 \text{ Ok!}; \quad 3,5 < f_s < 4$$

Por lo que el espesor del casco del secador será fabricado de planchas roladas de acero al carbono ASTM A36 de 3/4" de espesor.

Diseño de la chaqueta:

Cuando se trata de recipientes cilíndricos como la chaqueta del secador cuya pared tiene un espesor menor que 1/20 de su radio, puede considerarse que el esfuerzo radial producido por la presión del vapor dentro de la chaqueta es muy pequeño comparado con el esfuerzo tangencial; por lo que para estas condiciones una forma de obtener aproximadamente el esfuerzo tangencial máximo es aplicando lo siguiente:

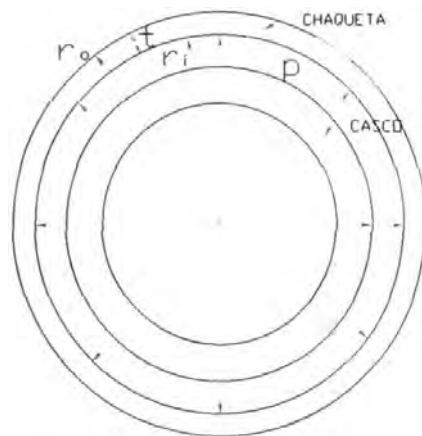


Fig. 5-6 Chaqueta de secador

$$\sigma_{\text{tmáx}} = p(di+t)/2t \quad (5.57)$$

$$\sigma_{\text{tmáx}} = S_y/fs \quad (5.58)$$

Donde:

$\sigma_{\text{tmáx}}$ = esfuerzo tangencial máximo(MPa)

p = presión de vapor en la chaqueta (150psi=1,0344MPa)

di = diámetro interior de la chaqueta.(2,2766m)

t = espesor de la chaqueta (0,01905m)

S_y = resistencia de fluencia (240MPa)

fs = factor de seguridad.

De las ecs. (5.57) y (5.58)

Se obtiene:

$$fs = 2t \cdot S_y / (p(di+t)) \quad (5.59)$$

Restando para el cálculo por corrosión 1/16" (1,5875mm) al espesor y reemplazando valores en las ecs. (5.57) y (5.59) se tienen

$$\sigma_{\text{tmáx}} = 67,94\text{MPa}$$

$$fs = 3,53 \text{ OK!}$$

Aplicando la fórmula del ASME:

$$t = p r_i / (SE - 0,6p)$$

Donde:

t = espesor mínimo de pared

p = presión de diseño del recipiente.

r_i = radio interior del cuerpo del recipiente.

S = esfuerzo máximo permisible del material = $\sigma_{\text{tmáx}}$.

E = eficiencia de la junta soldada (100%).

$fs = 3,53 \text{ OK!}$; se obtiene el mismo factor de seguridad.

Dimensiones del colector de vahos del secador

La velocidad de evacuación de los vahos en el colector para evitar arrastres no debe exceder de 600pies/min(183m/min), la sección a lo largo del secador será constante y la cantidad de vaho a evacuar consideraremos para el caso más crítico es decir de máxima capacidad de evaporación, sección 4.3.4, cuando la humedad del cake al ingreso del secador sea de 60% y la humedad de salida del 18%, la cantidad de agua evaporada es de 3671,2kg/hr(61,19kg/min).

Es común tener 0,8m de ancho del colector siempre que no abarque un ángulo central de más de 45°, asumiremos este valor.

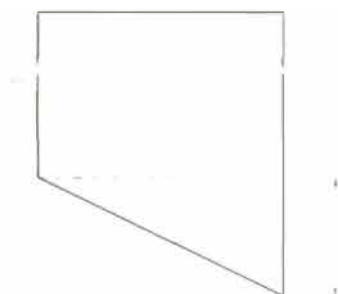


Fig. 5-7 Sección de domo colector de vahos

En primer lugar calcularemos el flujo de vapor a evacuar

$$V = m_a \times v_g = 61,19\text{kg/min} \times 1,6729 \text{ m}^3/\text{kg} = 102,36\text{m}^3/\text{min}$$

Se ha considerado el volumen específico de los vahos a presión atmosférica y a 100°C.

Por lo que la sección del colector será de

$$A = 102,36/183 = 0,56\text{m}^2$$

De la Fig. 5-7 plantearemos la siguiente ecuación:

$$A = 0,8(H+0,1875) = 0,56$$

$$H = 512,5 \text{ mm}$$

Cálculo del diámetro de la compuerta de salida de vahos:

Una velocidad adecuada al pasar por la compuerta de salida y en el ducto que conecta al manifold de vahos es 1800pies/min(548,64m/min), consideraremos esta velocidad, consideraremos de igual diámetro.

$$A = D^2\pi/4 = 102,36/548,64$$

$D = 487\text{mm}$, redondearemos este valor a $500\text{mm}\Phi$

5.4. CÁLCULO Y DISEÑO DE LAS BRIDAS.

5.4.1 Cálculo del espesor de la brida

Para calcular el espesor de la brida (Fig. 5-8), se puede aplicar del extracto de Fórmulas for stress & strain de R. J. Roak, la siguiente expresión para el cálculo del esfuerzo máximo ($\sigma_{\text{máx}}$) en la brida más crítica es decir la brida motriz, tal como sigue:

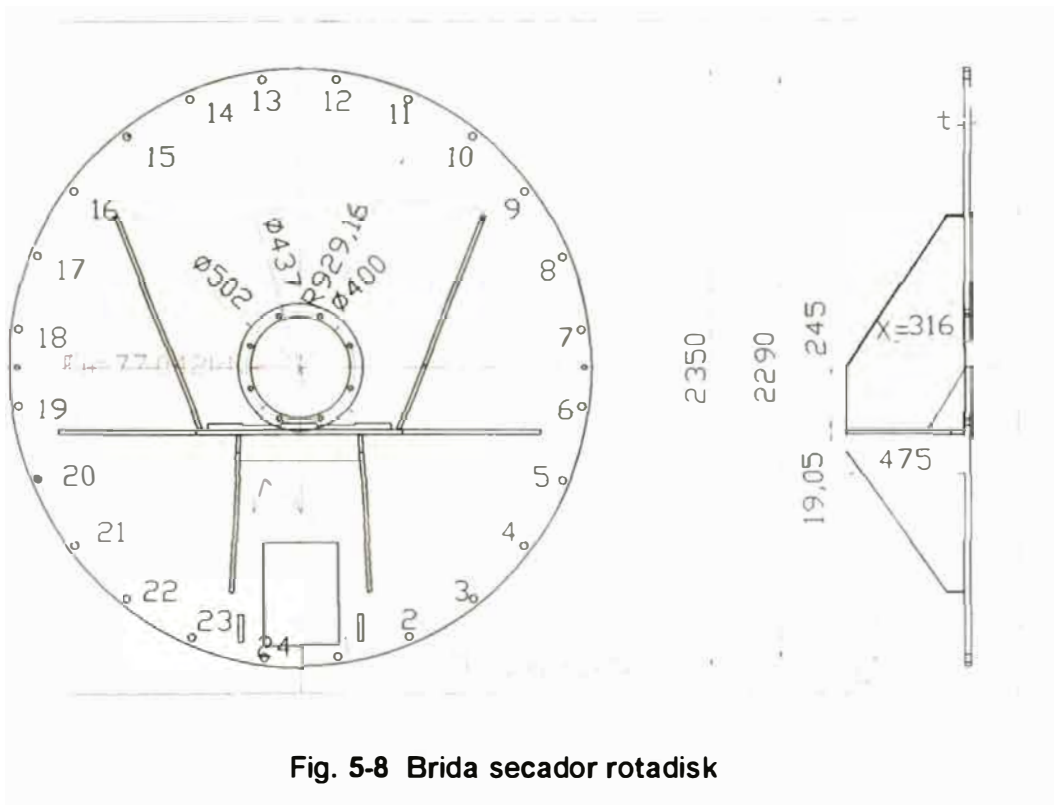


Fig. 5-8 Brida secador rotadisk

$$\sigma_{\text{máx}} = [3 \cdot M / (4 \cdot \pi \cdot r \cdot t^2)] \cdot \{1 + (1 + \mu) \cdot \ln[2 \cdot (R - r) / (k \cdot R)]\} \quad (5.60)$$

$$k = 0,49 \cdot R^2 / (r + 0,7)^2 \quad (5.61)$$

Donde:

M= momento en la brida producido por la fuerza "F"(N.m).

r= radio de la circunferencia formada por el extremo de los refuerzos=0,93m

R=radio de la circunferencia de los pemos=1,145m

t=espesor de la brida (m)

$$M = F \cdot X \quad (5.62)$$

De la Fig. 5-8:

F=241,83kN; X=0,3033m

Luego:

M=241,83kN*0,3033m=73347N.m

El coeficiente de Poisson " μ " para el acero A36 es igual a 0,3.

Reemplazando valores en las ecs. (5.61) y (5.60) se tiene:

k=0,2418

$$\sigma_{\text{máx}} = 29605 / t^2 \quad (5.63)$$

Aplicando el criterio del Máximo esfuerzo normal y considerando un factor de seguridad (fs) de 3,5 tenemos:

$$\sigma_{\text{máx}} = S_y / f_s \quad (5.64)$$

De las ecs. (5.63) y (5.64) despejamos "t"

$$t = (29605 \cdot f_s / S_y)^{1/2} \quad (5.65)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$t = (29605 \cdot 3,5 / 240)^{1/2}$$

t=20,778mm

Si a este valor le incrementamos 1/8" (3,175) por corrosión, el nuevo valor de "t" será igual a 23,953mm, el espesor comercial más cercano es de 1" (25,4mm) por lo que las bridas se fabricarán de planchas de este espesor o sea:

$$t = 25,4\text{mm (1pulgada)}$$

La corrosión en la parte interna de la brida puede llegar a valores mayores de 1/16".

5.4.2 Cálculo de los pernos de la brida

Los pernos de las bridas estarán sometidos a dos esfuerzos, uno de tracción y otro de corte debido a la fuerza "F".

En la Fig. 5-9(b) se puede ver el triángulo de esfuerzos de tracción soportado por los pernos de las bridas, siendo los pernos superiores, los que estarán sometidos a mayores esfuerzos.

Mediante la siguiente ecuación calcularemos el factor de carga "n", donde cualquier valor de $n > 1$ asegura que el esfuerzo en el perno es menor que la resistencia límite.

$$n = (SpAt - Fi)/CP \quad (5.66)$$

Donde

Sp = resistencia límite mínima a la tensión en Pa.

At = área de esfuerzo de tensión en m².

Fi = precarga ó fuerza de sujeción en N.

C = constante de la unión.

P = carga de tensión externa en N.

Consideraremos perno de grado SAE N° 2 de 1"Φ-UNC, por lo que:

$$S_p = 33\text{kpsi} (227,5\text{MPa})$$

$$A_t = 0,606\text{pulg}^2 (0,391 \times 10^{-3}\text{m}^2)$$

$$F_i = 0,75A_t S_p = 0,75 \times 0,391 \times 10^{-3} \times 227,5 \times 10^3 \text{ kN} = 66,71\text{kN} \quad (5.67)$$

El factor 0,75 para conexiones reutilizables.

$$C = k_b / (k_b + k_m) \quad (5.68)$$

$$k_b = AE/L \quad (5.69)$$

k_b = rigidez del perno

k_m = rigidez de la junta

$$A = \text{área del perno} = 0,7854\text{pulg}^2 (0,5067 \times 10^{-3}\text{m}^2)$$

E = módulo de elasticidad (30000kpsi=200GPa), para el acero ASTM A36.

$$L = \text{agarre} = 59,5\text{mm} = 0,0595 \text{ m}$$

Reemplazando valores en la ec.(5.69) :

$$k_b = 1,703\text{GN/m}$$

$$k_m = 0,577\pi E d / (2 \ln(5(0,577L + 0,5d) / (0,577L + 2,5d))) \quad (5.70)$$

Reemplazando valores se tiene:

$$k_m = 5,25\text{GN/m}$$

Reemplazamos los valores de k_b y k_m en (5.68)

$$C = 0,245$$

Para el cálculo de "P" recurrimos a la Fig. 5-9

$$y_i = R \{1 - \cos((\pi/N) * (2i-1) + \Phi)\} + b \quad (5.71)$$

$$P_i = c Y_i = c R \{1 - \cos((\pi/N) * (2i-1) + \Phi)\} + cb \quad (5.72)$$

$$M_i = P_i * Y_i^2 = c Y_i^2 = c R^2 \{1 - \cos((\pi/N) * (2i-1) + \Phi)\}^2 \quad (5.73)$$

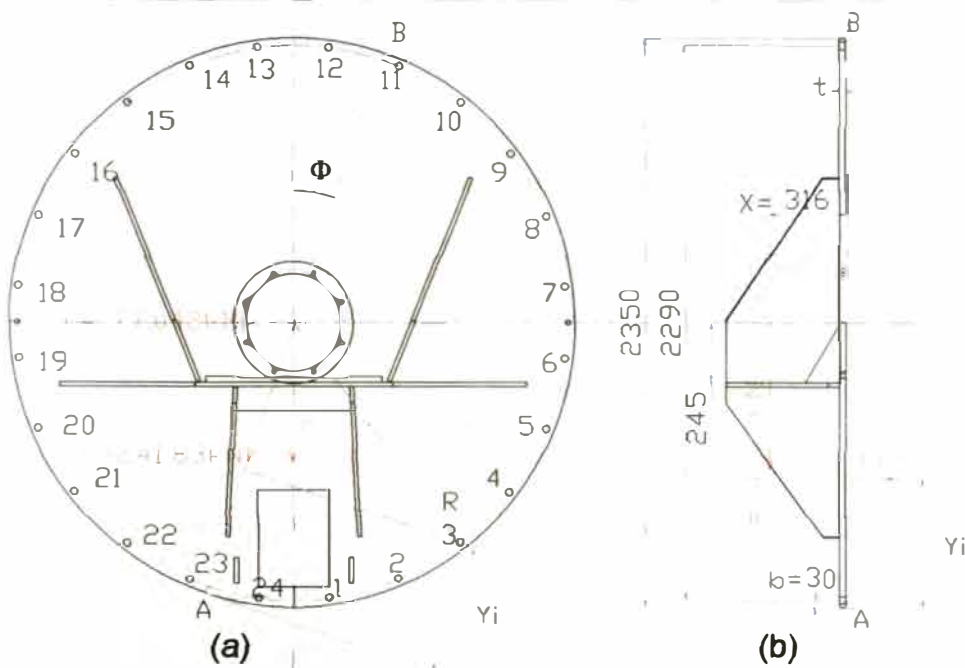


Fig. 5-9 Brida secador motriz rotadisk (Diagrama de fuerzas)

Donde:

Y_i = distancia proyectada del perno "i" al punto "A" en m.

P_i = fuerza de tracción soportada por el perno de posición "i" en N.

M_i = momento de P_i respecto al punto "A" en m.

N = Número de pernos de la brida (24).

R = radio del círculo de los pernos (1,145m).

Φ = ángulo de la fuerza respecto a la vertical = $\arctan(F_H/F_V)$.

$$= \arctan(77,042/229,23) = 19,023^\circ = 0,332\text{rad.}$$

b = diferencia entre el radio exterior de la brida y el radio del círculo de agujeros para los pernos = 30mm (0,03m).

$$M = \sum M_i = cN(1,5R^2 + 2bR + b^2) \quad (5.74)$$

Despejando "c" tenemos:

$$c = M/N(1,5R^2 + 2bR + b^2) = (37530,86/N) \quad (\text{N/m}) \quad (5.75)$$

Reemplazando "c" de la ec. (5.75) en la ec. (5.72) se obtiene:

$$P_i = \left\{ \frac{M}{N(1,5R^2 + 2bR + b^2)} \right\} \cdot \left(R \{ 1 - \cos((\pi/N) \cdot (2i-1) + \Phi) \} + b \right) \quad (5.76)$$

Asimismo de la Fig. 5-9(b):

$$M = 241,83 \text{ kN} \cdot 316 \text{ mm} = 76418 \text{ N.m}$$

Como se puede ver en la Fig. 5-9(a) la línea de acción de la fuerza "F" pasa más cerca del perno de posición 11 por lo que este perno está sometido a mayor esfuerzo que los demás, reemplazando valores en la ec. (5.76)

$$F_{11} = (37530,86/N) \cdot (1,145(1 - \cos(21(\pi/N) + 0,332)) + 0,03) \text{ en N.}$$

Para N=24

$$P = F_{11} = 3.625 \text{ kN}$$

Reemplazando valores en la ec. (5.66).

$$n = (227,5 \times 0,391 - 66,71) / (0,245 \times 3,625) = 25$$

Ahora calcularemos el factor de seguridad que previene contra la separación de la unión:

$$n = F_i / (P(1-C)) \quad (5.77)$$

$$n = 66,71 / (3,625(1-0,245)) = 24,4$$

Como se dijo antes, además de tracción los pernos soportan una fuerza de corte "Fc" como se ve en la Fig. 5-9(a), la magnitud de esta fuerza consideraremos de igual magnitud en todos los pernos.

La fuerza "Fc" es igual a:

$$F_c = F/N = 241,83 \text{ kN} / 24 = 10,076 \text{ kN}$$

Aplicaremos la Teoría del esfuerzo cortante máximo, para lo cual hallaremos el esfuerzo cortante máximo en el perno crítico.

$$\tau_{\text{máx}} = \left(\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{1/2} \quad (5.78)$$

$$\sigma_x = 4 \cdot F_b / d^2 \pi \quad (5.79)$$

Donde:

F_b = carga total en el perno.

$$F_b = CP + F_i \quad (5.80)$$

$$F_b = 0,245 \times 3,625 \text{ kN} + 66,71 = 67,6 \text{ kN}$$

$$\sigma_x = 4 \times 67,6 / (0,0254^2 \pi) = 133,41 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = 4 \times F_b / d^2 \pi = 19,885 \text{ MPa} \quad (5.81)$$

$$\sigma_y = 0$$

Reemplazando valores en la ec. (5-78) se tiene:

$$\tau_{\text{máx}} = (((133,41 - 0)/2)^2 + 19,885^2)^{1/2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 69,6 \text{ MPa}$$

$$fs = Ssy / \tau_{\text{máx}} = 0,5 S_y / \tau_{\text{máx}} \quad (5.82)$$

fs = factor de seguridad.

Resistencia mínima a la fluencia del perno considerado es de 248,1 MPa,

reemplazando este valor en la ec. (5.82) se tiene:

$$fs = 0,5 \times 248,1 / 69,6$$

$$fs = 1,78 \text{ OK!}$$

5.5. CÁLCULO Y DISEÑO DE LOS SOPORTES DEL SECADOR ROTADISK

Apoyaremos al secador en dos soportes a los cuales se considerará sometidos a cargas iguales.

La carga total a considerar para el cálculo de los soportes será la suma del peso del secador como si estuviera totalmente lleno de agua, peso de los accesorios e instalaciones y la fuerza de tracción de la cadena de transmisión.

$$F = W_s + W_{acc} + W_a + F_c \quad (5.83)$$

Donde:

F = Carga total en kg.

W_s = Peso de secador = 56297kg

W_{acc} = Peso accesorios e instalaciones (5% peso secador)= 2815kg

W_a = Peso del agua= 30670kg

F_c = Componente vertical de la fuerza de tracción de la cadena.

= 15057kN = 1535kg

F = 91317kg

Por lo que la carga $F/2$ soportada por cada apoyo del secador será igual a.

$F/2 = 45658,5\text{kg} = 447757\text{N}$

En la Fig. 5-10 se observa uno de los soportes del secador sometido a compresión, calcularemos la relación de esbeltez límite para utilizar la fórmula de la secante o la correspondiente a un elemento corto sometido a compresión para el cálculo del máximo esfuerzo de compresión.

La longitud de la columna se considerará desde la base hasta el punto más alto del soporte y el área de la columna la parte transversal del soporte en el punto más alto (Área proyectada).

A = área transversal de la columna = 438,19cm²

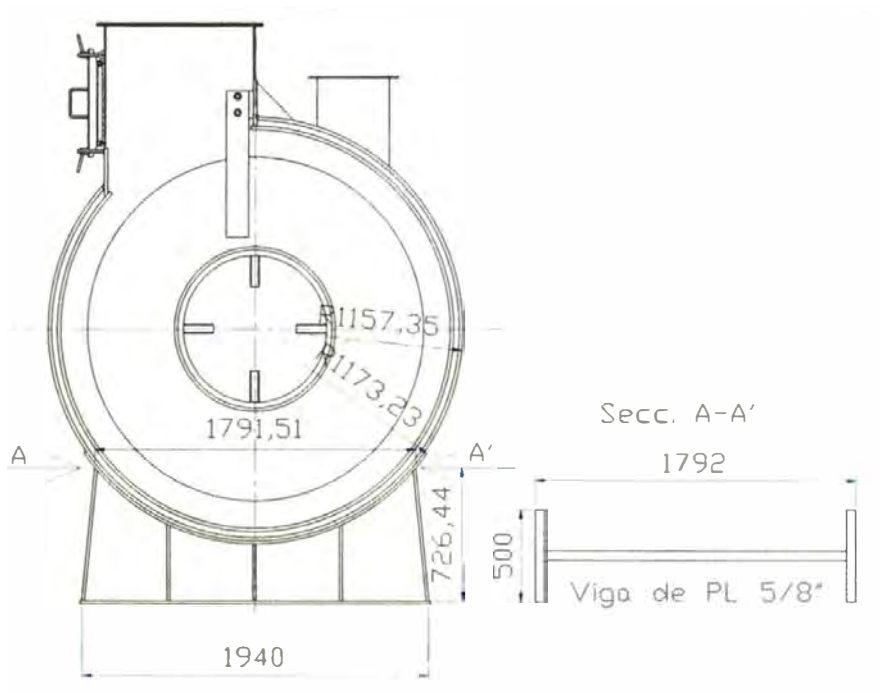


Fig 5-10 Soporte de secador rotadisk

= momento de inercia = 33131cm⁴

L = longitud de la columna = 72,6 cm

$k^2 = I/A = 33132/438.19 = 75,611\text{cm}^2$

k = radio de giro en cm.

$L/k = 72,6/75,611^{1/2} = 8,35 = \text{relación de esbeltez}$

Calcularemos la relación de esbeltez límite $(L/k)_2$:

La relación de esbeltez límite es igual a:

$$(L/k)_2 = 0,282(AE/P_{cr})^{1/2} \quad (5.84)$$

Donde:

E = Modulo de elasticidad del acero ASTM A36 a 21°C = 200GPa

P_{cr} = carga crítica = 447,757kN

Reemplazando valores en la ec.(5.84) se tiene:

$$(L/k)_2 = 39,45$$

$$L = 39,45 \times k = 39,45(75,611)^{1/2} = 343 \text{ cm}$$

Como $72,6\text{cm} < 343\text{cm}$, aplicaremos la ecuación para elementos cortos sometidos a compresión:

$$\sigma_c = P/A(1 + e.c/k^2) \quad (5.85)$$

Donde:

σ_c = máximo esfuerzo de compresión en MPa.

P = carga de compresión = 447,757kN

A = área transversal de la columna = 438,19cm²

e = excentricidad de la línea de acción de la fuerza en cm.

c = distancia máxima de aplicación de carga = 25cm

Consideraremos la excentricidad máxima igual a 25cm.

Reemplazando valores el máximo esfuerzo de compresión es:

$$\sigma_c = 94,68\text{MPa}$$

Hallaremos el factor de seguridad aplicando el criterio del máximo esfuerzo normal:

$$f.s. = S_y/\sigma_c = 248,1\text{MPa}/94,68\text{MPa} = 2,62 \text{ OK!}$$

5.6. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA TUBERÍA DE ALIMENTACIÓN DE VAPOR A LA CHAQUETA DEL SECADOR ROTADISK.

En la tabla 4-2 se puede ver las áreas de evaporación correspondientes a la chaqueta (A_{ch}), discos (A_d) y eje (A_e) tal como sigue:

$$A_{ch} = 51,130\text{m}^2 = 14,5\%$$

$$A_d = 289,287\text{m}^2 = 82\%$$

$$A_e = 12,411\text{m}^2 = 3,5\%$$

$$A = 352,828\text{m}^2 = 100\% \text{ (Area total), redondeando}=353\text{m}^2$$

Para las condiciones de máxima evaporación del secador, sección 4.3.4, se tiene que el consumo total de vapor (m_v) es de $4401.6\text{kg/hr}=1,2227\text{kg/s}$, asumiremos este valor para efectos de cálculo.

La presión manométrica es de $7,4\text{bar}$ (presión absoluta= $8,41325\text{bar}$).

Por lo tanto, la cantidad de vapor consumido por la chaqueta es de:

$$m_{vch} = 1,2227\text{kg/s} * 0,145 = 0,1773\text{kg/s} = 638,23\text{kg/hr}$$

5.6.1. Cálculo de la tubería de alimentación de vapor a la chaqueta

Las velocidades de desplazamiento (V) para el vapor en tuberías, recomendadas en sistemas de calentamiento es de:

$$20\text{m/s} < V < 30\text{m/s} \quad (5.86)$$

$$D = ((4m_{vch} * v_g) / \pi v)^{1/2} * 1000 \quad (5.87)$$

Donde:

$v_g = 0,2299\text{m}^3/\text{kg}$ (volumen específico del vapor a $8,41325\text{bar}$).

D = diámetro interior del tubo de alimentación a la chaqueta en mm.

Reemplazando valores en la ec. (5.87):

$$1,637 \text{ pulgadas (41,58mm)} < D < 2,006 \text{ pulgadas (50,95mm)}$$

Una tubería de $1 \frac{1}{2}$ "-sch 40 de acero al carbono (resistencia de fluencia del material de 240MPa) ASTM A 53 grado B tiene un diámetro interior de $1,61$ " y puede soportar una presión de 43MPa antes de llegar al esfuerzo de fluencia, como se puede ver en la tabla 5-4.

TABLA 5-4 Tuberías de alimentación de vapor a chaqueta

| DN (pulg) | Sch | Dext (pul) | Es sor (pul) | Dint (pulg) | Presión prueba(*) (MPa) | Presión Fluencia MPa |
|--------------|-----|---------------|-----------------|----------------|----------------------------|-------------------------|
| 1 1/2" | 40 | 1,900 | 0,145 | 1,610 | 8,97 | 43,23 |
| 1 1/2" | 80 | 1,900 | 0,200 | 1,500 | 13,12 | 64,00 |
| 2 | 40 | 2,375 | 0,154 | 2,067 | 17,27 | 35,76 |
| 2 | 80 | 2,375 | 0,218 | 1,939 | 17,27 | 53,96 |

(*)ANSI 31.1

Por lo que la alimentación a la chaqueta del secador se efectuará con una tubería de 1 ½" –sch 40-acero al carbono ASTM A53 grado B.

5.6.2. Selección de la válvula de alimentación de vapor a la chaqueta.

Normalmente los secadores no llevan la válvula de alimentación de vapor a la chaqueta ya que la alimentación de vapor al eje y a la chaqueta se efectúa con una válvula común, la selección de esta válvula se puede ver en la sección 5.8.2.

En caso de requerirse seleccionaremos aplicando la misma metodología seguida en la sección mencionada:

Del catálogo de Klinger⁷, seleccionamos la válvula de pistón KVN III KX-GT DN 40 PN 16RF

Cuyas características son las siguientes:

Tipo Válvula de pistón KVN

Diámetro DN 40 (1 ½")

Cuerpo y bonete de hierro fundido

⁽⁷⁾ Ver catálogo Nº 5.

Con bridas EN 1092-2 PN 16.

Anillos de cierre en grafito laminado tipo KX-GT.

5.7. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA TUBERÍA DE SALIDA DE CONDENSADO DE LA CHAQUETA DEL SECADOR ROTADISK.

Las líneas de retorno de condensado deben ser capaces de contener tanto el flujo de agua como el vapor flash desprendido. Mientras el porcentaje del vapor flash en

peso, puede ser relativamente bajo, su volumen total en comparación con el del líquido es muy grande. Determinando la cantidad de vapor flash y dimensionando la tubería de retorno para velocidades entre 20 y 30m/s, se puede acomodar dentro de la tubería el flujo bifásico. La información requerida para el dimensionamiento es la carga de condensado, la presión de entrada a las trampas y la presión en la línea de retorno.

5.7.1. Cálculo y selección de las tuberías de evacuación de condensado de la chaqueta

En la sección 5.6 se ha calculado la cantidad de vapor que ingresa a la chaqueta, esta misma masa debe ser evacuada en forma de condensado, por lo que la cantidad de condensado " m_{cch} " a evacuarse de la chaqueta será:

$$m_{cch} = m_{vch} = 638,23\text{kg/hr} = 0,1773\text{kg/s}$$

La presión de entrada a las trampas es igual a la presión en la chaqueta, es decir 7,4 barg=8,4135 bar.

La presión en la línea de retorno se puede considerar igual a 20psig=1,37894barg=2,39219bar.

En las líneas de condensado se produce normalmente una cierta revaporización del condensado (vapor flash); por la tubería circula una mezcla de líquido y vapor. Si este hecho no se toma en cuenta al dimensionar la tubería, y se considera que por ella circula solamente líquido, se elegirá un diámetro demasiado pequeño; este error es bastante habitual y sus consecuencias nefastas.

Si la tubería de condensado es de un diámetro inferior a lo necesario, la presión en ella (contrapresión) aumenta por encima de lo previsto; a consecuencia de ello disminuye la presión diferencial a la que trabajan los purgadores, lo que disminuye su capacidad, por lo que los equipos consumidores de vapor no funcionan bien y a menudo se inundan de condensado en los momentos de máximo consumo. Muchos de los problemas usualmente encontrados en las instalaciones que consumen vapor tienen su origen en un dimensionamiento inadecuado de las tuberías de condensado.

Aunque el cálculo exacto del diámetro que debe tener una línea de condensado es un problema complicado, se puede aproximar de la siguiente forma:

Son datos la presión en el purgador igual a 8,4135bar en nuestro caso y en la línea de condensado igual a 2,39 bar, en la tabla 5-5 se pueden ver valores para el vapor saturado de agua y determinar la cantidad de vapor flash que se forma en la línea de condensado asumiendo que el proceso de expansión del condensado a su paso de la chaqueta a la línea de condensado a través del purgador se efectúa a entalpía constante, es decir:

TABLA 5-5 Tabla de vapor de agua

| P | T | vf | vfg | vg | hf | hfg | hg |
|--------|--------|-------------------------------------|-------------------------------------|-------------------------------------|---------|----------|----------|
| bar | °C | m ³ /kgx10 ⁻³ | m ³ /kgx10 ⁻³ | m ³ /kgx10 ⁻³ | kJ/kg°C | kJ/kg°C | kJ/kg°C |
| 2,3900 | 125,85 | 1,066 | 754,374 | 755,440 | 528,623 | 2186,334 | 2714,656 |
| 8,4135 | 172,48 | 1,117 | 228,780 | 229,897 | 730,091 | 2040,994 | 2771,085 |

$$h_{f8,4135\text{bar}} = h_{f2,39} + x \cdot h_{fg2,39\text{bar}}$$

(5.88)

Donde:

$h_{f8,4135\text{bar}}$ = entalpía del condensado antes de ingresar a la trampa de vapor.

$h_{f2,39}$ = entalpía de la parte líquida del condensado en la línea de condensado.

$h_{fg2,39\text{bar}}$ = entalpía del vapor flash en la línea de condensado.

Despejando "x" de la ec. (5.88) se tiene:

$$x = (h_{f8,4135\text{bar}} - h_{f2,39}) / h_{fg2,39\text{bar}} \quad (5.89)$$

Reemplazando en la ec. (5.89) los valores dados en la tabla 5-4 se obtiene el valor del porcentaje de revaporización:

$$x = (730,0912 - 528,6226) / 2186,0334$$

$$x = 0,092$$

Esto quiere decir que el 9.2% del condensado que sale de la chaqueta del secador se convierte en vapor flash al atravesar la trampa de vapor.

Calcularemos la cantidad de vapor flash que circulará por la línea de condensado:

$$m_{vf} = 0,092 * 0,1773 = 0,0163116 \text{ kg/s}$$

Por lo que el flujo de vapor flash será igual:

$$Q_{vf} = m_{vf} * v_{g2,39\text{bar}} = 0,0163116 * 755,44 \times 10^{-3} = 12,322435 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Este flujo se dividirá en dos por que es necesario tener dos salidas de condensado, por la parte delantera y posterior de la chaqueta esto, para tener una buena evacuación.

Por lo que la cantidad de vapor flash por cada salida será de:

$$Q_{vf1} = 0,5 * 12,322435 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} = 6,1612 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Se dimensiona la tubería como si por ella solamente circulará el vapor y teniendo en cuenta evitar ruidos molestos, erosión y daños en las tuberías, la velocidad del vapor flash se elige entre 20 y 30 m/s, es decir

$$20\text{m/s} < V < 30\text{m/s} \quad (5.90)$$

$$D = (4 \cdot Q_{v1} / (\pi \cdot V))^{1/2} \cdot 1000 \text{ mm} \quad (5.91)$$

Donde:

D= diámetro interior del tubo de salida de condensado de las chaquetas.

Consideraremos el valor de 20m/s para la velocidad del vapor flash, por lo que reemplazando valores en la ec. (5.91) se tiene:

$$D = 19,8\text{mm}$$

TABLA 5-6 Tuberías de evacuación de condensado chaqueta

| DN | Sch | Dext | Espesor | Dint |
|------|-----|------|---------|---------------|
| pulg | | pulg | pulg | pug(mm) |
| 3/4" | 40 | 1 | 0,113 | 0,824(20,930) |
| 1 | 40 | 1 | 0,133 | 1,049(26,644) |

Si observamos la tabla 5-6 veremos que el menor valor que cumple esta condición es el tubo de ¾"-sch40 aunque casi en el límite, por lo que optaremos por seleccionar el tubo de 1"-sch 40 de acero al carbono ASTM A53 Gr B.

5.7.2. Selección de las trampas de vapor de la chaqueta

Las trampas de flotador con eliminador de aire termostático son los más adecuados para esta aplicación por que son las únicas trampas que desalojan el condensado tan pronto como se forma, la válvula del mecanismo del flotador modula automáticamente y continuamente para desalojar el condensado a la temperatura del vapor.

Debido a que la válvula no cicla entre las posiciones abierta y cerrada, con una trampa bien seleccionada nunca se inundará el espacio de vapor.

Los gases no condensables son descargados por un venteo independiente del mecanismo principal.

En la sección 5.7.1 se ha calculado que la cantidad de condensado a evacuar de las chaquetas es igual a 319,11kg/hr, este valor multiplicaremos por el factor 2 para efectos de selección de la trampa de vapor:

$$Q = 319,11 \times 2 = 638,23\text{kg/hr} \sim 640\text{kg/hr}$$

Donde "Q" es el caudal de selección.

Para ingresar en el grafico de selección necesitamos conocer la presión diferencial (Δp) de la descarga.

$$\Delta p = p - p_f - p_d \quad 5.92)$$

Donde

Δp = presión diferencial de la descarga en bar.

p = presión de operación = 7barg

p_f = pérdida de presión en la trampa = 1bar

p_d = presión en la línea de descarga de condensado = 1.38barg(20psig)

Reemplazando valores en la ec. (5.92) se tiene:

$$\Delta p = 7 - 1 - 1,38 = 4,62\text{bar} = 70\text{psi}$$

Ingresaremos con los valores determinados de presión diferencial y caudal al gráfico de selección de trampas de vapor tipo FT 14 con presiones máx de operación de 10barg, del catálogo de Spirax Sarco⁸ seleccionamos una

trampa FT 14 – 10 de 1", como se puede ver esta trampa tiene capacidad de evacuación de 900kg/hr de condensado.

5.8. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA TUBERÍA DE ALIMENTACIÓN DE VAPOR AL EJE DEL SECADOR ROTADISK

En la sección anterior vimos que el área correspondiente a la chaqueta fue de 14,5% del área total, por lo que la cantidad de vapor consumida por los discos y el eje será del 85,5% del vapor total alimentado al secador.

⁽⁸⁾ Catálogo Nº 8.

De la misma forma como se procedió al cálculo de la tubería de alimentación a la chaqueta, para las condiciones de máxima evaporación del secador, sección 4.3.4, se tiene que el consumo total de vapor (m_v) es de 4401,6kg/hr=1,2227kg/s, asumiendo este valor para efectos de cálculo.

La presión manométrica es de 7,4bar (presión absoluta=8,41325bar).

Por lo tanto, la cantidad de vapor consumido por el eje y discos será de:

$$m_{vd+e} = 1,2227\text{kg/s} \cdot 0,855 = 1,0454\text{kg/s} = 3763,5\text{kg/hr}$$

5.8.1. Cálculo y selección de la tubería de alimentación de vapor al

Las velocidades de desplazamiento (V) para el vapor en tuberías, recomendadas en sistemas de calentamiento es de:

$$20\text{m/s} < V < 30\text{m/s} \quad (5.93)$$

$$D = ((4m_{vch} \cdot v_g) / \pi v)^{1/2} \times 1000 \quad (5.94)$$

Donde:

$v_g = 0,2299 \text{ m}^3/\text{kg}$ (volumen específico del vapor a 8,41325bar).

D= diámetro interior del tubo de alimentación al eje en mm.

Reemplazando valores en la ec. (5.92):

$$3,976 \text{ pulg (101mm)} < D < 4,87 \text{ pulg (123,7mm)} \quad (5.95)$$

En la tabla 5-7 se puede ver que la tubería de 4" sch 40 de acero al carbono ASTM A53 GR B tiene un diámetro interior de 4,026 pulgadas y que cumple con la condición (5.95).

TABLA 5-7 Tuberías de alimentación de vapor al eje

| DN (pulg) | Sch | Dext (pulg) | Espesor (pulg) | Dint (pulg) | Presión prueba(*) (MPa) | Presión Fluencia (MPa) |
|--------------|-----|----------------|-------------------|----------------|----------------------------|---------------------------|
| 3 1/2 | 40 | 4,000 | 0,216 | 3,784 | 16,37 | 27,40 |
| 4 | 40 | 4,500 | 0,237 | 4,026 | 15,26 | 28,26 |
| 5 | 40 | 5,563 | 0,258 | 5,047 | 13,46 | 24,54 |

(*) ANSI 31.1

Por lo que la alimentación al eje del secador se efectuará con una tubería de 4" –sch 40-acero al carbono ASTM A53 grado B.

5.8.2. Selección de la válvula de alimentación de vapor al secador

En primer lugar determinaremos el diámetro correspondiente a la válvula de alimentación de vapor, en la sección anterior se ha determinado que el diámetro de la tubería de alimentación al eje es de 4" y en la sección 5.6.1 que el diámetro de alimentación de vapor a las chaquetas es de 1 ½", por lo que el diámetro (d) de la válvula de alimentación de vapor al secador debe cumplir con lo siguiente:

$$d > (4^2 + 1,5^2)^{1/2} = 4,3 \text{ pulg}$$

El valor para "d" más próximo que cumple con esta condición es 5 pulgadas (DN 125).

La presión máxima de trabajo es de 10 barg aunque la presión de operación es de 7 barg.

Seleccionaremos las válvulas de pistón por que tienen características de control de flujo de vapor excelente y están marcadas por las más bajas tasas de fuga incidiendo esto en la protección del medio ambiente y eficiencia energética además de ser sus costos menores a mediano y largo plazo como se puede ver en la gráfica correspondiente.

Del catálogo 2007 de Klinger⁹, seleccionamos la válvula de pistón KVN III KX-GT DN 125 PN 16RF

Cuyas características son las siguientes:

Tipo: Válvula de pistón KVN

⁽⁹⁾ Ver catálogo N° 5.

Diámetro: DN125

Cuerpo y bonete de hierro fundido

Con bridas EN 1092-2 PN 16

Anillos de cierre en grafito laminado tipo KX-GT

5.8.3 Selección de la junta rotativa de alimentación de vapor

Existen dos formas de alimentar vapor a un cilindro rotativo desde una tubería de alimentación fija, a través de uniones rotatorias con prensaestopas ó a través de juntas rotatorias.

Actualmente se ha generalizado el uso de juntas rotatorias debido a sus ventajas inherentes como proveer un sellado limpio es decir libre de fugas y operar a altas presiones.

En el catálogo TD12-01 correspondiente a Juntas Johnson se puede observar una perspectiva general de juntas rotatorias. Los requisitos que debe cumplir la junta rotatoria a ser usada en la alimentación de vapor del secador rotadisk es que debe ser autosoportada y diseñada para soportar altas vibraciones manteniéndose siempre alineada, para esto las adecuadas son aquellas que llevan doble guía, además debe tener ingreso lateral para aprovechar mejor el espacio.

El diámetro de la junta rotatoria es de 4".

La presión de operación máx. es de 125psig.

En el catálogo de juntas rotatorias Johnson podemos observar que el tipo que cumple con los requisitos antes mencionados es el tipo ELST.

Por lo que la junta rotatoria seleccionada es el siguiente:

Junta rotatoria Johnson

| | | |
|-----------------------|---|---------------------|
| Tipo | : | ELST |
| Diámetro | : | 4"Φ |
| Tipo de fluido | : | vapor/agua |
| Presión máx. Trabajo: | | std (160psig/11bar) |
| Temperatura | : | 343°C |
| Velocidad | : | hasta 200rpm |

5.9 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA TUBERÍA DE SALIDA DE CONDENSADO DEL EJE DEL SECADOR ROTADISK.

Siguiendo el mismo lineamiento de la sección 5.7 cuando se calculó la tubería de salida de condensado de la chaqueta, calcularemos la tubería de salida de condensado del eje del secador rotadisk.

Se dijo que las líneas de retorno de condensado deben ser capaces de contener tanto el flujo de agua como el vapor flash desprendido. Mientras el porcentaje del vapor flash en peso, puede ser relativamente bajo, su volumen total en comparación con el del líquido es muy grande. Determinando la cantidad de vapor flash y dimensionando la tubería de retorno para velocidades entre 20 y 30m/s, se puede acomodar dentro de la tubería el flujo bifásico. De la misma forma la información requerida para el dimensionamiento es la carga de condensado, la presión de entrada a las trampas y la presión en la línea de retorno.

5.9.1. Cálculo y selección del tubo pescador.

El tubo pescador es el conducto por el que se extrae el condensado desde el eje del secador hacia el ducto que lleva finalmente el condensado a la trampa de vapor del eje del secador, no existe cambio de fase, es decir la formación de vapor flash en este ducto es despreciable.

Las velocidades de desplazamiento (V) para el condensado en tuberías, recomendadas en sistemas de calentamiento es de:

$$1\text{m/s} < V < 2,5\text{m/s} \quad (5.96)$$

$$D = ((4m_{ce} \cdot v_{fe}) / \pi V)^{1/2} \times 1000 \quad (5.97)$$

Donde:

v_{16} = volumen específico del líquido saturado en el interior del eje a

8,41325bar = $1,1174 \times 10^{-3} \text{m}^3/\text{kg}$.

m_{ce} = cantidad de condensado a evacuar del eje (kg/s).

De la sección 5.8:

$m_{ce} = 1,0454 \text{kg/s}$.

D = diámetro interior del tubo pescador en mm.

Reemplazando valores en la relación (5.97):

$$0,96 \text{ pulg (24,38mm)} < D < 1,52 \text{ pulg (38,6mm)} \quad (5.98)$$

En la tabla 5-7 se puede ver que las tuberías de 1 ½"-sch 40 y sch80 de acero al carbono ASTM A53 GR B tienen un diámetro interior de 1,61 y 1,5 pulg respectivamente y cumplen con la condición (5.98).

TABLA 5-7 Tuberías para tubo pescador

| DN (pulg) | Sch | De (pulg) | Espesor (pulg) | Di (pulg) |
|--------------|-----|--------------|-------------------|--------------|
| 1 1/2 | 40 | 1,900 | 0,145 | 1,61 |
| 1 1/2 | 80 | 1,900 | 0,200 | 1,50 |

Seleccionaremos el tubo de 1 ½"-sch80 debido a que la conexión entre el tubo pescador y la junta Johnson es roscada y para estos casos el tubo sch 80 es adecuada por tener la pared más gruesa.

5.9.2 Cálculo y selección de la tubería de evacuación de condensado del eje

En la sección 5.8 se ha calculado la cantidad de vapor que ingresa al eje, esta misma masa debe ser evacuada en forma de condensado, por lo que la cantidad de condensado " m_{cd+e} " a evacuarse del eje será:

$$m_{cd+e} = m_{vd+e} = 1,0454 \text{ kg/s}$$

La presión de entrada a las trampas es igual a la presión en el eje, es decir 7,4 barg=8,4135 bar.

La presión en la línea de retorno se puede considerar igual a 20psig=1,37894barg=2,39219bar.

Dado que las presiones tanto en la chaqueta y eje son similares, el porcentaje de vapor flash en la línea de condensado será también el mismo, es decir de 9.2% del condensado que sale por el eje, por lo que la cantidad de vapor flash será:

$$m_{vfd+e} = 1,0454 * 0,092 \text{ kg/s} = 0,0962 \text{ kg/s} = 346,2 \text{ kg/hr}$$

Por lo que el flujo de vapor flash será igual:

$$Q_{vf} = m_{vf} * v_{g2,39bar} = 0,0962 * 755,44 \times 10^{-3} = 72,673 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Se dimensiona la tubería como si por ella solamente circulara el vapor y teniendo en cuenta evitar ruidos molestos, erosión y daños en las tuberías, la velocidad del vapor flash se elige entre 20 y 30 m/s, es decir

$$20 \text{ m/s} < V < 30 \text{ m/s} \quad (5.99)$$

$$D = (4 * Q_{vf} / (\pi * V))^{1/2} * 1000 \quad (5.100)$$

Donde:

D= diámetro interior del tubo de salida de condensado del eje en mm.

Reemplazando valores en la ec. (5.100) se tiene que:

$$2,186\text{pulg (55,53mm)} < D < 2,678\text{pulg (68,02mm)}$$

TABLA 5-9 Tuberías para evacuación de condensado del eje

| DN | Sch | Dext | Espesor | Dint |
|-------|-----|-------|---------|---------------|
| pulg | | pulg | pulg | pulg(mm) |
| 2 | 40 | 2,375 | 0,154 | 2,067(52,500) |
| 2 1/2 | 40 | 2,875 | 0,203 | 2,672(67,869) |

En la tabla 5-9 se puede observar que el tubo de 2" sch 40 estaría ligeramente subdimensionado, pero hay que tener en cuenta que las condiciones del flujo que se han tomado para el cálculo de la tubería han sido extremas, por lo que seleccionaremos el tubo de 2"-sch 40 de acero al carbono ASTM A53 GR B para la evacuación del condensado, la velocidad de evacuación será de 33,57m/s~ 30m/s.

5.9.3 Selección de la junta rotativa de salida de condensado

Procederemos de la misma forma como se seleccionó la junta rotativa para la alimentación de vapor al secador en la sección 5.8.3, el fundamento de su uso es el mismo.

La junta a seleccionar en este caso deberá ser de paso simple, autosoportada, con salida directa y para servicio de vapor y agua rotando tubo sifón.

El diámetro en el extremo de salida debe ser de 2" (diámetro de evacuación de condensado del eje) y la presión de operación mayor a 125psig.

En el catálogo TD12-01 y catálogo de Juntas Johnson podemos observar que el tipo que cumple con los requisitos antes mencionados es el tipo SNH.

Por lo que la junta rotatoria seleccionada es el siguiente:

Junta rotatoria Johnson

| | | |
|------------------------|---|---------------------|
| Tipo | : | SNH |
| Diámetro | : | "Φ con salida de 2" |
| Tipo de fluido | : | vapor/agua |
| Presión máx. operación | : | 10psig/35bar) |
| Temperatura | : | 60°C |
| Velocidad | : | hasta 100rpm |

5.9.4 Selección de la trampa de vapor del eje

Para la selección de la trampa de vapor del eje utilizaremos el mismo criterio que para la selección de las trampas de vapor de las chaquetas, seleccionaremos las trampas de flotador con eliminador de aire termostático, son los más adecuados para esta aplicación.

En la sección 5.8 se ha calculado que la cantidad de condensado a evacuar del eje es igual a 3763,5kg/hr, este valor multiplicaremos por el factor 2 para efectos de selección de la trampa de vapor:

$$Q = 3763,5 \times 2 = 7527\text{kg/hr}$$

Donde "Q" es el caudal de selección.

Para ingresar en el gráfico de selección necesitamos conocer la presión diferencial (Δp) de la descarga.

$$\Delta p = p - p_f - p_c \quad (5.101)$$

Donde

Δp = presión diferencial de la descarga en bar.

p = presión de operación = 7barg

p_f = pérdida de presión en la trampa = 1bar

p_d = presión en la línea de descarga de condensado = 1,38barg(20psig)

Reemplazando valores en la ec. (5.98) se tiene:

$$\Delta p = 7 - 1 - 1,38 = 4,62\text{bar} = 70\text{psi}$$

Ingresaremos con los valores determinados de presión diferencial y caudal al gráfico de selección de trampas de vapor tipo FT 14 con presiones máx de operación de 10barg, del catálogo de Spirax Sarco¹⁰, seleccionamos una trampa FT 14 – 10 de 2", como se puede ver esta trampa tiene capacidad de evacuación de más de 10000kg/hr de condensado.

5.9.5. Selección de las válvulas de salida de condensado

El tipo de válvula más adecuada para la evacuación de condensado en los secadores rotadisk son las válvulas de esfera con conexiones bridadas, se prefieren las válvulas de esfera por su característica de funcionamiento ON-OFF, es decir se puede posicionar fácilmente en totalmente abierto ó totalmente cerrado y las conexiones bridadas son de fácil instalación y mantenimiento a comparación de las válvulas con conexiones roscadas más aun cuando se conectan con niples de acero al carbono.

Utilizando las tablas de selección de Spirax Sarco¹¹ seleccionamos las válvulas de esfera M40V2ISO con las siguientes características:

Cuerpo de acero al carbono ASTM A216 WCB

Eje y bola de acero inoxidable AISI 316 de paso reducido

Conexiones bridadas según ANSI 150

Asiento de PTF: Presión máx. vapor de 10barg

Medidas: DN25 para el condensado de las chaquetas.

DN50 para el condensado del eje

⁽¹⁰⁾, ⁽¹¹⁾ *Ver catálogo N° 8.*

CAPÍTULO VI

CÁLCULO Y/O SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS Y DE ACCIONAMIENTO

6.1 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS Y CHUMACERAS

Los rodamientos de rodillos a rótula pueden soportar cargas muy pesadas y son autoalineables. Estas propiedades hacen que sean especialmente adecuados, por ejemplo, para aplicaciones en ingeniería pesada, donde las cargas son extremas y producen deformaciones y desalineaciones. Además de cargas radiales este tipo de rodamiento puede soportar también cargas axiales en ambos sentidos. Por lo tanto es el tipo de rodamiento más adecuado a usar en los secadores.

El método más simple para calcular la duración de un rodamiento consiste en la aplicación de la fórmula ISO de la vida nominal en horas de servicio usando para ello la ecuación:

$$L_{10h} = 10^6 / 60n * (C/P)^p \quad (6.1)$$

$$C = P * (L_{10h} * 60n * 10^{-6})^{1/p} \quad (6.2)$$

Donde

L_{10h} = vida nominal en horas de servicio

n = velocidad de giro, en r/min

C = capacidad de carga dinámica, en N

P = carga dinámica equivalente, en N

p = exponente de la fórmula de la vida

$p = 3$ para los rodamientos de bolas

$p = 10/3$ para los rodamientos de rodillos

Para el caso de rodamientos de rodillos a rótula:

$$P = F_r + Y_1 * F_a \quad \text{cuando } F_a / F_r \leq e \quad (6.3)$$

$$P = 0,67 F_r + Y_2 * F_a \quad \text{cuando } F_a / F_r > e \quad (6.4)$$

Donde

F_r = Fuerza radial, en N

F_a = Fuerza axial, en N

Y_1 , Y_2 y e factores de carga que se pueden encontrar en tablas de rodamientos.

Las reacciones en los puntos de contacto entre el eje y los rodamientos se han calculado resolviendo las ecs. (5.16) a (5.19), a partir de estas reacciones se hallará la fuerza radial " F_r " para los rodamientos de la parte motriz y delantera.

Rodamiento motriz:

$$F_{V5} = 229,23\text{kN}; \quad F_{H5} = 77,039\text{kN}$$

$$F_5 = (F_{V5}^2 + F_{H5}^2)^{1/2} = 241,83\text{kN}$$

Rodamiento delantero

$$F_{V12} = 201,373\text{kN}; \quad F_{H12} = 2,186\text{kN}$$

$$F_{12} = (F_{V12}^2 + F_{H12}^2)^{1/2} = 201,385\text{kN}$$

Como se puede ver el rodamiento de la parte motriz está sometido a un mayor esfuerzo, esta fuerza radial es igual a 241,83kN, por lo que F_r es igual a este valor, además al no existir fuerza axial, $F_a = 0$.

Dado que los valores de "e" son positivos, se cumple la condición (6.3), luego:

$P=Fr=241,83\text{kN}$, además

$n = 11,2\text{r/min}$

Consideraremos una vida de 10 años operando un promedio de 22 horas del día, con una confiabilidad del 99%.

$$L/L_{10h} = 0,02 + 4,439(\ln(1/R))^{1/1.483} \quad (6.5)$$

Donde

L = Vida nominal ajustada en horas para una determinada confiabilidad.

R = confiabilidad.

$L = 22\text{hr/día} \times 360\text{días/año} \times 10 \text{ años} = 79200 \text{ hr}$

Para $R=0,99$

$L/L_{10h} = 0,22$

$L_{10h} = 79200/0.22 = 360000 \text{ hr}$

Reemplazando valores en la ec. (6.2) se tiene que la capacidad dinámica es:

$C = 1254900\text{N}$

El diámetro del eje en el punto del rodamiento es de 220ϕ .

De tablas se puede escoger el rodamiento de rodillos a rótula 23048 K, cuya capacidad de carga dinámica es de 1130000N , con manguito de desmontaje AOH 3048, si recalculamos la confiabilidad para este rodamiento obtenemos que corresponde a una confiabilidad de 98,2%.

6.2. SELECCIÓN DEL MOTOR

En la sección 4.1.4 se ha calculado la potencia del motor, igual a 75kW (100hp), son de uso común los motores con las siguientes características:

- Motor trifásico cerrado, 60 Hz.

- Tensión nominal: 220/440V
- Existen motores con IV, VI y VIII polos
- Con rotor de jaula.
- Protección: IP55 (IEC-34)
- Aislamiento: Clase "F"

Seleccionaremos un motor de IV polos. En el catálogo de motores se puede ver que la velocidad del motor de 100hp con las características mencionadas es de 1775 rpm.

6.3. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO

El acoplamiento hidráulico es excelente para mover equipos pesados como los secadores rotadisk, proporciona protección contra daños de arranque.

A continuación podemos nombrar algunos de sus beneficios:

- Suministra arranques suaves.
- Suministra torques de arranque crecientes.
- Suministra protección de sobrecarga.
- Reduce la curva de corriente de arranque.
- Amortigua los golpes y vibraciones de la carga maximizando la vida de los equipos.

Seleccionaremos este tipo de acoplamiento para el secador rotadisk, en el mercado existen varios fabricantes que proveen este tipo de acoplamiento, una marca conocida es FALK¹², haremos uso de su catálogo para la selección.

A la tabla de selección rápida se ingresa con la potencia de la carga o del motor, la velocidad de ingreso al acoplamiento y el factor de arranque, este último se puede ver en la tabla 6-1, extraída del catálogo de FALK .

| TABLA 6-1 Factor de arranque | |
|-------------------------------------|--------------------|
| Aplicaciones | Factor de arranque |
| Transportadores helicoidales | 120% to 140% |
| Servicio general | |
| Ventiladores | 140% |
| Mezcladores | 170% to 200% |
| Trituradores | 250% |

Los secadores rotadisk tienen un funcionamiento similar a los mezcladores, como se puede ver en la tabla 6-1, el factor de arranque varía de 1,7 a 2,0, seleccionaremos un factor de arranque de 2,0.

⁽¹²⁾ Ver catálogo N° 1.

Utilizaremos la potencia del motor de 75kW para la selección del acoplamiento. La velocidad de ingreso es de 1775rpm, el motor está conectado directamente al acoplamiento hidráulico.

Con estos datos ingresamos a la tabla de la página 18 del catálogo de FALK y tenemos dos opciones de selección el HFD 1420 y el HFN 1420, para nuestra aplicación necesitamos acoplamientos con arranques largos de mas de 6 segundos de duración por lo que descartamos el modelo HFN.

Seleccionamos el acoplamiento hidráulico HFD 1420 con 1,6% de deslizamiento y un ángulo de llenado de 66°, este modelo tiene una cámara de llenado con retardo para aumentar el tiempo de arranque y hacerlo más suave. Existen varias formas

de montaje de los acoplamientos hidráulicos con el motor y el reductor, el más práctico, económico y que necesita de poco espacio es el acoplamiento de engranajes, en las páginas 15 y 23 se puede ver que el correspondiente al acoplamiento hidráulico seleccionado es el tipo G20- tamaño 1025G. Por lo que la identificación del acoplamiento hidráulico seleccionado incluido el arreglo de montaje con acoplamientos de engranajes será:

Acoplamiento hidráulico 1420 HDF 20.

6.4. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL REDUCTOR

Para la selección del reductor debemos calcular la potencia de diseño, que para nuestro caso será igual a:

$$P_d = P_m \times f_d \times f_s \quad (6.6)$$

Donde

P_d = potencia de diseño, en kW.

P_m = potencia del motor = 75kW.

f_d = factor de deslizamiento del acoplamiento = 0,984

f_s = factor de servicio = 1,5

El factor de servicio se halla de la tabla 3 (pág. 1.14) del catálogo de reductores de SEW para periodos de operación mayor a 10horas diarias.

Por lo que la potencia de diseño será igual a:

$$P_d = 75 \times 0,984 \times 1,5 = 110,7 \text{ kW}$$

Luego de efectuar cálculos previos se determina el ratio del reductor, consideraremos un ratio nominal de 31,5.

De las tablas de las páginas 1.8, 2.1, 2.2, 2.3 del catálogo de reductores SEW¹³, seleccionaremos el reductor de la serie **M**, de 3 etapas de reducción, de ejes

paralelos y sólidos, disposición horizontal, con sujeciones de pie (F) y tamaño 50, es decir el reductor será del tipo **M3PSF50** y con la disposición 14.

| | |
|-------------------------------------|----------|
| Ratio exacto del reductor | 31,414 |
| Potencia nominal del reductor | 239kW |
| Torque de salida del reductor | 39,2kN.m |
| Velocidad de ingreso máx. permitido | 3000rpm |
| Diámetro de eje de ingreso | 50 mm |
| Diámetro de eje de salida | 140 mm |
| Peso | 835kg |

6.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL PIÑÓN MOTRIZ Y LA CATALINA

En la fig. 6-1 se puede ver la disposición del motor, acoplamiento, reductor, piñón y catalina del secador rotadisk.

$$\text{rpm}_m \times \text{fd} / \text{ra} \times \text{Z1/Z2} = \text{rpms} \quad (6.7)$$

⁽¹³⁾ Ver catálogo Nº 7.

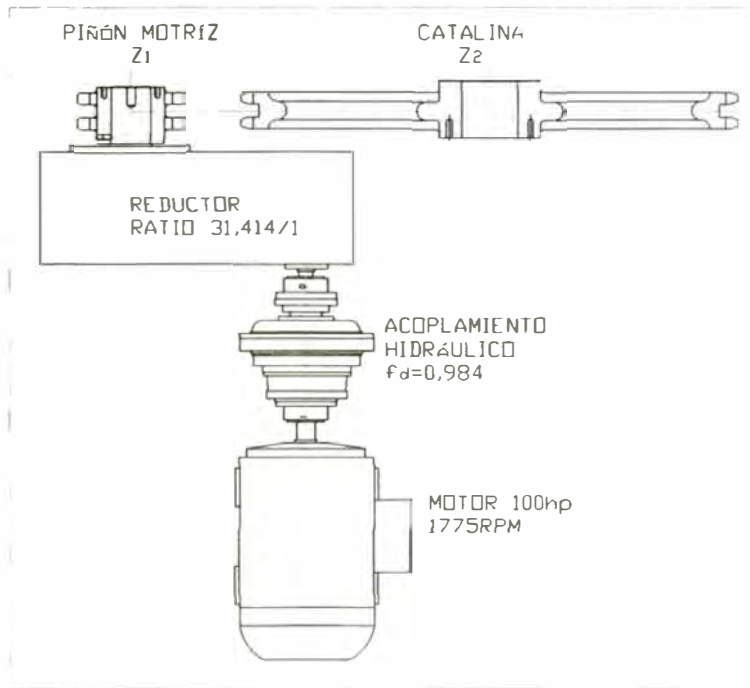


Fig. 6-1 Sistema motriz

Donde:

rpm_m = velocidad de rotación del motor = 1775 rpm

f_d = factor de deslizamiento del acoplamiento = 0,984

ra = ratio del reductor = 31,414

Z_1 y Z_2 = número de dientes del piñón y catalina respectivamente.

rpm_s = velocidad de rotación del secador = 11,2 rpm.

Reemplazando valores se tiene:

$$Z_2/Z_1 = 4,96$$

Escogemos:

$$Z_1 = 14 \text{ dientes}; Z_2 = 69 \text{ dientes}; Z_2/Z_1 = 4,93$$

La velocidad recalculada del secador será de 11,28rpm, si consideramos que el factor de deslizamiento puede ser mayor que 1,6%, la velocidad del secador se aproximará a 11,2 rpm.

6.6 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA CADENA

Para escoger la cadena adecuada recurrimos a la fig. I del catálogo de cadenas de rodillos, se ingresa con los valores de la velocidad (rpm) del eje más rápido y la potencia nominal equivalente.

Velocidad del piñón.- El eje más rápido es el del piñón, de la Fig. 6-1, este será igual a:

$$n_p = rpm_m \times f_d / r_a = 1775 \times 0,984 / 31,414 = 55,6 \text{ rpm}$$

Potencia nominal equivalente.- Esta potencia se obtiene de las tres ecuaciones siguientes:

$$P_e = P_d \times f_c \quad (6.8)$$

$$P_d = P_r \times f_s \quad (6.9)$$

$$P_r = P_m \times f_d \times \eta \quad (6.10)$$

Reemplazando las ecs. (6.9) y (6.10) en la ec. (6.8)

$$P_e = P_m \times f_d \times \eta \times f_s \times f_c \quad (6.11)$$

Donde:

P_e = potencia nominal equivalente en hp.

P_d = potencia de diseño en hp.

P_r = potencia requerida en hp.

P_m = potencia del motor (100hp)

f_d = factor de deslizamiento en el acoplamiento = 0,984

η = eficiencia del reductor de 3 etapas = 0,955, se considera una pérdida de potencia de 1.5% por etapa (pág. 1.11 catálogo N° 7).

f_s = factor de servicio = 1,0, (De cuadro 2 de catálogo de cadenas de rodillos Renold¹⁴ para secadores con transmisión de motor eléctrico y acoplamiento hidráulico).

f_c = factor de corrección de número de dientes = 19/14

Reemplazando valores en la ec. (6.8):

$$P_e = 100 \times 0,984 \times 0,955 \times 1,0 \times 19/14 = 128\text{hp}$$

Si consideramos una cadena de dos hileras, debemos dividir este valor entre 1.7, con lo cual obtendremos el valor de:

$$128/1,7 = 75\text{hp}$$

Con los valores obtenidos para la velocidad del piñón y la potencia nominal equivalente ingresamos a la carta de capacidades de las cadenas de rodillos y seleccionamos la siguiente cadena:

Cadena de rodillos ANSI 240-2 (paso = 3"- doble)

El fabricante de cadenas recomienda bañar la cadena con aceite mientras se opera, para esto debe sumergirse totalmente en aceite en el punto de operación más bajo.

Cuando el radio de la catalina es grande como es el caso del secador, el ángulo con el que abraza la cadena al piñón motriz debe ser mayor de 120°, considerando el valor mínimo, de la fig. 6-2, se obtiene una distancia tentativa para la distancia entre centros:

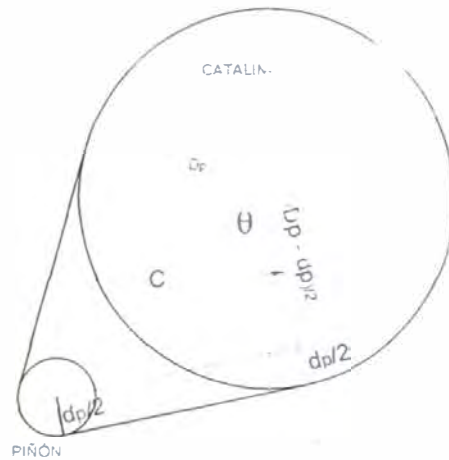


Fig. 6-2 Distancia entre centros y longitud de cadena

$$C = (D_p - d_p) / 2 \cos(\theta/2) \quad (6.12)$$

⁽¹⁴⁾ Ver catálogo N° 6.

$$d_p = p / \sin(180/Z_1) \quad (6.13)$$

$$D_p = p / \sin(180/Z_2) \quad (6.14)$$

θ = ángulo de contacto de la cadena con el piñón.

p = paso de la cadena = 3" (76,2mm).

Donde:

C = distancia entre centros en mm.

D_p = diámetro de paso de la catalina en mm.

d_p = diámetro de paso del piñón en mm.

Reemplazando valores en la ec. (6.12) se tiene:

$$C = (0.5 \cdot 76,2 \cdot \sin(180^\circ/69) - 0.5 \cdot 76,2 \cdot \sin(180^\circ/14)) / \cos(120^\circ/2) = 1332 \text{ mm}$$

Cálculo de la longitud de cadena (L)

La longitud de cadena se puede hallar aplicando la siguiente fórmula

$$L = (Z_1 + Z_2) / 2 + 2C/p + (((Z_2 - Z_1) / 2\pi)^2) \cdot p / C \quad (6.15)$$

Donde:

L = longitud de la cadena en pasos.

C = distancia entre centros en mm(1282mm)

Reemplazando valores se tiene:

$$L = (14 + 69)/2 + 2*1282/76,2 + ((69 - 14) / 2\pi)^2 * 76,2 / 1282 = 80,8 \text{pasos}$$

Consideraremos 80 pasos de cadena de rodillos de 3" de paso- doble (ANSI 240-2).

Cálculo de la nueva distancia entre centros (C)

$$C = p/8*(2L-Z_2-Z_1+((2L-Z_2-Z_1)^2 - (\pi/3,88*(Z_2-Z_1)^2))^{1/2}) \quad (6.16)$$

Donde:

P= paso de la cadena en mm.

L = longitud de la cadena en pasos.

Reemplazando valores en la ec. (6.16) se tiene:

$$C = 1295 \text{mm}$$

De la ec. (6.12), el ángulo de contacto de la cadena con el piñón será:

$$\theta = 118^\circ \sim 120^\circ$$

6.7. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA TUBERÍA DE ALIMENTACIÓN DE VAPOR A LOS SECADORES ROTADISK DESDE LOS CALDEROS.

Para calcular la tubería de alimentación de vapor principal a los secadores es necesario saber el número de secadores, esta cantidad está en función de la capacidad de la Planta y de la capacidad de secado secundario con el que se cuenta dado que los secadores rotadisk forman parte del secado primario.

Asumiremos una Planta de 90 ton/hr de capacidad de procesamiento de materia prima, conformado por dos líneas de procesamiento que cuenta con una prensa de 45ton/hr en cada línea y una capacidad de evaporación de agua de 8000 a

8500 kg/hr en el segundo secado, un caso muy frecuente en las plantas de harina prime.

Calcularemos la humedad que deberá tener el cake a la salida del primer secado, es decir a la salida de los secadores rotadisk, para que la cantidad de agua evaporada en el segundo secado sea de 8ton/hr por lo menos, tomaremos el menor valor de la capacidad de evaporación del secador secundario.

Reemplazando valores en la ec. (4.46) se tiene:

$$90/4.3*(A_2-8)/(100-A_2)\text{ton/hr} = 8\text{ton/hr} \quad (6.17)$$

Donde:

A_2 = porcentaje de humedad a la salida del primer secado.

Estamos considerando un rendimiento de conversión materia prima /harina (P/H) de 4,3.

Humedad de la harina =8%

Resolviendo la ec. (6-17) se tiene que:

$$A_2 = 33,44\%$$

Esto quiere decir que para evaporar 8000kg/hr de agua en el segundo secado para un avance de 90ton/hr de materia prima es necesario salir del primer secado con una humedad de 33,44%.

Para esta humedad de salida, y considerando una humedad de ingreso en condiciones normales de operación es decir de 55%, de la tabla 4-5, la capacidad del secador rotadisk será de 19,3ton/hr de materia prima.

Por lo que se necesitarán $90/19,3=4,7$, es decir 5 secadores rotadisk para procesar 90 ton/hr de materia prima.

6.7.1. Cálculo y selección de la tubería

En la sección 4.3.4 se calculó el consumo de vapor para condiciones de máxima demanda, que se presenta cuando la humedad de ingreso al secador es de 60% y el cake sale del primer secado con una humedad entre 18 a 20%, este consumo es de $1,2227\text{kg/s}=4401.6\text{kg/hr}$ por secador.

La cantidad total de vapor para los 5 secadores será de:

$$m_v=1,2227\text{kg/s}\cdot 5=6,1135\text{kg/s}$$

La presión a considerar para efecto del cálculo del diámetro será de 8,4135bar, es decir la presión de operación del secador y para el chequeo del espesor de la tubería la presión a tomar en cuenta será el del caldero, 150psig (1,0341MPa).

De Tablas de vapor, para una presión de 8,4135 bar, el volumen específico del vapor de agua es de $229,8971\times 10^{-3}\text{ m}^3/\text{kg}$.

De la misma forma como se calculó el diámetro de la tubería de vapor de alimentación a las chaquetas o eje del secador, la velocidad de desplazamiento (V) para el vapor en la tubería de alimentación se considerará:

$$20\text{m/s} < V < 30\text{m/s} \quad (6.18)$$

$$D = ((4m_v \cdot v_g) / \pi v)^{1/2} \times 1000 \quad (6.19)$$

Donde:

$$v_g = 0,2299\text{m}^3/\text{kg} \text{ (volumen específico del vapor a 8,41325bar).}$$

D= diámetro interior del tubo de alimentación principal de vapor a secadores en mm.

Reemplazando valores en la ec. (6.19)

$$9,615 \text{ pulgadas (244,2mm)} < D < 11,78 \text{ pulg (299,2mm)} \quad (6.20)$$

En la tabla 6-2 se pueden ver las dimensiones de las tuberías de 10" sch 30 y de 12" sch 30 de acero al carbono ASTM A53 GR B, las dimensiones de la primera se encuentran dentro del rango, por lo que seleccionaremos una tubería de 10" sch 30 para la alimentación principal de vapor a los secadores rotadisk.

TABLA 6-2 Tubería de alimentación principal de vapor

| DN | Sch | Dext | Espesor | Dint | Presión prueba(*) | Presión Fluencia |
|-----------|-----------|--------------|--------------|-----------------------|-------------------|------------------|
| pulg | | pulg | pulg | pulg(mm) | MPa | MPa |
| 10 | 30 | 10,75 | 0,307 | 10,136(254,51) | 8,29 | 14,70 |
| 12 | 30 | 12,75 | 0,330 | 12,09(307,1) | 7,53 | 13,10 |

(*) ANSI 31.1

La presión del caldero 150psig (1,0341 MPa) está muy por debajo de la presión de prueba del tubo seleccionado, siendo suficiente considerar tuberías sch 30 tal como se hizo.

Recalcularemos la velocidad de desplazamiento (V) del vapor en la tubería principal de alimentación a los secadores reemplazando valores en la ec.

(6.19), por lo que:

$$V = 4 * 6,1135 * 0,2299 / (\pi * 0,25451^2) = 27,63 \text{ m/s}$$

6.7.2. Cálculo y selección del aislamiento térmico de la tubería

Uno de los aislamientos más usados en esta aplicación es la LANA AW de FiberGlass¹⁵, se adecua en forma excelente, soporta vibraciones y es económica.

A continuación calcularemos el espesor aplicando la fórmula deducida en la sección 4.2.4 que calcula el espesor más económico de aislamiento para el secador.

Nos referiremos al mismo esquema de la Fig. 4-2.

$$C_T = 2\pi \cdot L \cdot (R_5 \cdot e_a \cdot P_a + R_6 \cdot P_s) + Fa \cdot H_t \cdot P_p \cdot 0.86 \cdot q / (E \cdot Pc) \quad (6.21)$$

Donde:

C_T = costo total de la energía perdida y el aislamiento en US\$.

L = longitud de la tubería, consideraremos 50m.

p_a = costo del aislamiento en US\$/m³ = 106.

p_s = costo de la cubierta de acero inox. AISI 304 en US\$/m² = 28.

Fa = factor de anualidad (tasa del 8% y periodo de 10 años = 6,71)

H_t = horas de trabajo por año = 2000hr

p_p = costo del petróleo Residual 500 en US\$/gal = 1,212

q = calor perdido por el aislamiento de la tubería en W.

E = eficiencia del caldero = 80%

Pc = poder calorífico del petróleo Residual 500 = 150000kcal/gal

R_5 y R_6 = radios en m.

$$q = (T_c - T_o) / \dot{R} \quad (6.22)$$

$$\dot{R} = \dot{R}_3 + \dot{R}_4 + \dot{R}_5 + \dot{R}_6 + \dot{R}_7 \quad (6.23)$$

$$\dot{R}_3 = 1 / (T_c \cdot 2 \cdot n \cdot R_3 \cdot L) \quad (6.24)$$

$$\dot{R}_4 = (\ln(R_4/R_3)) / (K_c \cdot 2 \cdot \pi \cdot L) \quad (6.25)$$

$$\dot{R}_5 = (\ln(R_5/R_4)) / (K_a \cdot 2 \cdot \pi \cdot L) \quad (6.26)$$

$$\dot{R}_6 = (\ln(R_6/R_5)) / (K_s \cdot 2 \cdot \pi \cdot L) \quad (6.27)$$

$$\dot{R}_7 = 1 / (T_o \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_6 \cdot L) \quad (6.28)$$

⁽¹⁵⁾ Ver catálogo Nº 3.

Donde:

$T_c =$ temperatura del vapor en el interior de la tubería = 176,7°C

Consideraremos la temperatura de saturación a 120psig, presión media del vapor en la tubería.

$T_o =$ temperatura del medio ambiente = 20°C

$\check{R}, \check{R}_3, \check{R}_4, \check{R}_5, \check{R}_6$ y \check{R}_7 resistencias térmicas. °C/W.

$K_c =$ conductividad térmica del acero estructural en W/m.K = 43

$K_a =$ conductividad térmica del aislamiento en W/m.K = 0,039

$K_s =$ conductividad térmica del forro del aislamiento en W/m.K = 16,3

$T_{ho} =$ conductancia entre el forro del aislamiento y el medio ambiente en
W/m²K = 17

$R_3 =$ 0,12873m; $R_4 =$ 0,13653m

$R_5 =$ $R_4 + e$ en m; $R_6 =$ $R_5 + 0,0005$ en m

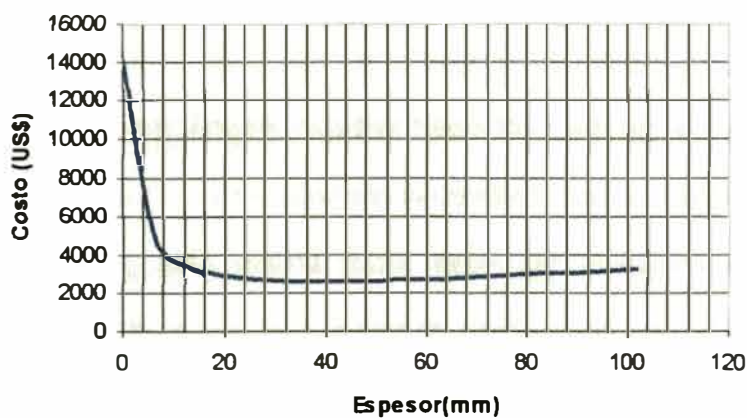
$e =$ espesor de aislamiento en m.

En la tabla 6-3 podemos ver los valores obtenidos para el costo de energía y aislamiento (C_T) de la ec. (6.21) para cada espesor de aislamiento, en esta tabla se puede ver que el valor mínimo se presenta para un espesor de 1 ½", aunque los valores son muy cercanos para un espesor de 2", ver el gráfico de esta tabla en la fig. 6-3, este valor era de esperar, por lo que seleccionaremos un espesor de aislamiento de 2".

TABLA 6-3 Costo de energía y aislamiento en la tubería principal de alimentación de vapor

| Espesor (mm) | Costo de energía y aislamiento CT(US\$) |
|--------------------|--------------------------------------------|
| 0 | 14095 |
| ¼" (6,35) | 4826 |
| ½" (12,7) | 3466 |
| ¾" (19,05) | 2969 |
| 1" (25,4) | 2744 |
| 1 ¼" (31,75) | 2640 |
| 1 ½" (38,1) | 2602 |
| 1 ¾" (44,45) | 2603 |
| 2" (50,8) | 2632 |
| 2 ¼" (57,15) | 2679 |
| 2 ½" (63,5) | 2740 |
| 2 ¾" (69,85) | 2813 |
| 3" (76,2) | 2895 |

**Fig. 6-3 Aislamiento de tubería principal de alimentación de vapor a secadores.
Gráfico costo total vers espesor**



6.8. CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LA TUBERÍA DE RETORNO DE CONDENSADO DE LOS SECADORES ROTADISK HACIA LOS CALDEROS A VAPOR.

Nuevamente, siguiendo el mismo lineamiento de la sección 5.7 cuando se calculó la tubería de salida de condensado de la chaqueta, calcularemos la tubería de retorno principal de condensado desde los secadores a los calderos.

Determinando la cantidad de vapor flash y dimensionando la tubería de retorno para velocidades entre 20 y 30m/s, se puede acomodar dentro de la tubería el flujo bifásico. De la misma forma la información requerida para el dimensionamiento es la carga de condensado, la presión de entrada a las trampas y la presión en la línea de retorno.

6.8.1 Cálculo y selección de la tubería de retorno de condensado de los secadores rotadisk hacia los calderos a vapor

En la sección 6.7.1 se ha calculado la cantidad total de vapor que ingresa a los secadores, esta misma masa debe ser evacuada en forma de condensado, por lo que la cantidad de condensado " m_{ct} " a retomar hacia los calderos podemos considerar igual a:

$$m_{ct} = m_v = 6,1135 \text{ kg/s}$$

La presión de entrada a las trampas es igual a la presión en el eje, es decir 7,4 barg=8,4135 bar.

La presión en la línea de retorno de condensado se ha considerado igual a 20psig=1,37894barg=2,39219bar.

El porcentaje de vapor flash que se forma es de 9,2% del condensado total, la cantidad de vapor flash de los 5 secadores será:

$$m_{vf} = 6,1135 * 0,092 \text{ kg/s} = 0,562442 \text{ kg/s} = 2024,8 \text{ kg/hr}$$

Por lo que el flujo de vapor flash será igual:

$$Q_{vf} = m_{vf} * v_{g2.39\text{bar}} = 0,562442 * 755,44 \times 10^{-3} = 424,891 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$

Se dimensiona la tubería como si por ella solamente circulara el vapor y teniendo en cuenta evitar ruidos molestos, erosión y daños en las tuberías, la velocidad del vapor flash se elige entre 20 y 30 m/s, es decir

$$20 \text{ m/s} < V < 30 \text{ m/s} \quad (6.29)$$

$$D = (4 * Q_{vf} / (\pi * V))^{1/2} * 1000 \text{ mm} \quad (6.30)$$

Donde:

D= diámetro interior del tubo de retomo de condensado en mm.

De la ec. (6.30) se tiene que:

$$5,29 \text{ pulg (134,3mm)} < D < 6,48 \text{ pulg (164,5mm)}$$

TABLA 6-4 Tubería de retorno de condensado

| DN | Sch | Dext | Espesor | Dint |
|------|-----|-------|---------|----------------|
| pulg | | pulg | pulg | pug(mm) |
| 5 | 40 | 5,563 | 0,258 | 5,047(128,194) |
| 6 | 40 | 6,625 | 0,280 | 6,065(154,051) |

En la tabla 6-4 podemos observar que las dimensiones interiores del tubo de 6" sch 40 se encuentran dentro del rango calculado, por lo que para la evacuación del condensado, seleccionaremos el tubo de 6"-sch 40 de acero al carbono ASTM A53 GR B, la velocidad de evacuación será de 22,8m/s, que cumple con la condición de la ec. (6.29).

6.8.2. Cálculo y selección del aislamiento térmico de la tubería de retorno de condensado.

El espesor del aislamiento para la tubería de retorno de condensado se calcula de la misma forma como se calculó el espesor de aislamiento para la tubería principal de alimentación de vapor, se utilizan los mismos materiales para el aislamiento es decir seleccionamos entre otros la LANA AW de FiberGlass.

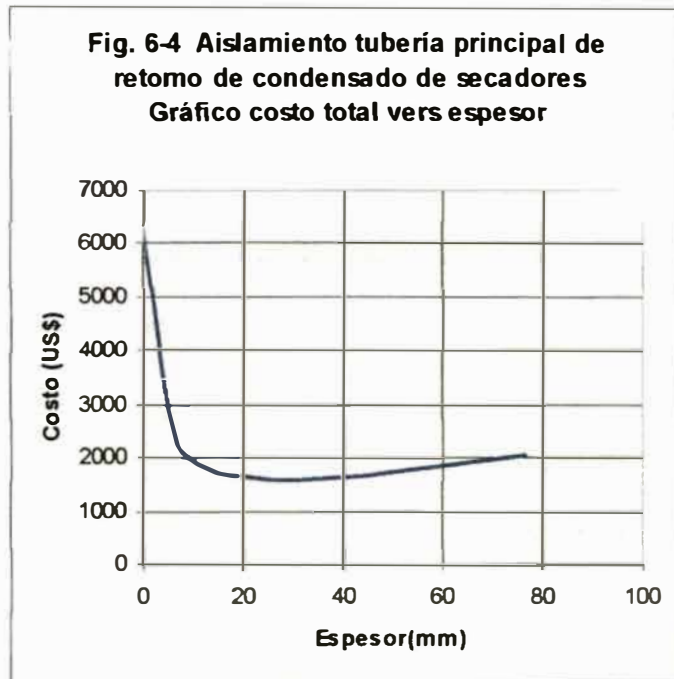
Para aplicar las ecuaciones para el cálculo del costo total de pérdida de energía y aislamiento de la sección 6.7.2 tenemos que considerar la variación de los radios de la tubería ya que la tubería de alimentación principal de vapor a los secadores es un tubo de 10"-sch 30 mientras que el de retorno de condensado es un tubo de 6"-sch 40, por lo que el nuevo $R_3 = 77,0255\text{mm}$; $R_4 = 84,1375\text{mm}$

Asimismo el otro parámetro que varía es la temperatura interna (T_c) de la tubería de condensado, podemos considerar la temperatura de saturación a 20psig, es decir:

$$T_c = 126^\circ\text{C}$$

TABLA 6-5 Costo de energía y aislamiento en la tubería principal de retorno de condensado

| Espesor (mm) | Costo de energía y aislamiento CT (US\$) |
|---------------------|---------------------------------------------|
| 0 | 6282 |
| ¼" (6,35) | 2361 |
| ½" (12,7) | 1818 |
| ¾" (19,05) | 1646 |
| 1" (25,4) | 1592 |
| 1 ¼" (31,75) | 1591 |
| 1 ½" (38,1) | 1621 |
| 1 ¾" (44,45) | 1668 |
| 2" (50,8) | 1729 |
| 2 ¼" (57,15) | 1799 |
| 2 ½" (63,5) | 1877 |
| 2 ¾" (69,85) | 1962 |
| 3" (76,2) | 2051 |



La tabla 6-5 se puede obtener reemplazando los valores correspondientes a la tubería de retomo de condensado en la ec. (6.21), en esta tabla se puede ver el costo de energía y aislamiento (C_T) para el correspondiente espesor de aislamiento y que el valor mínimo se presenta para un espesor de $1 \frac{1}{4}$ " aunque muy cerca al espesor de 1". La grafica de esta tabla se puede ver en la fig. 6-4.

Por lo que finalmente seleccionaremos como espesor de aislamiento para la tubería principal de retorno de condensado el valor de 1".

Se puede concluir que a medida que disminuye la temperatura interna de una tubería aislada también disminuye el espesor más económico del aislamiento.

CAPÍTULO VII

EVALUACIÓN ECONÓMICA.

Cálculo del precio del equipo

Material básico (MB): **US\$73139,00**

57391kg US\$66490,00

Desperdicios 10% US\$ 6649,00

US\$73139,00

Equipamiento: **US\$ 96496,00**

Material consumible (MC): **US\$ 8877,00**

Soldadura:

6011 $0,03 \times 57391/3 \text{kg} \times \text{US}\$2,5/\text{kg}$ = US\$1435,00

7018 $0,03 \times 57391/3 \times 2/3 \text{ kg} \times \text{US}\$3/\text{kg}$ = US\$3443,00

AISI 304 $0,03 \times 1066 \text{kg} \times 25\text{US}\$/\text{kg}$ = US\$800,00

US\$5678,00

Gases:

Gas propano: balón (100lb) x 30 xUS\$37,5/bal = US\$1125,00

Oxígeno: 30 x 2 x bal(10m3) x US\$30/bal = US\$1800,00

US\$2925,00

Discos de desbaste (disco ¼" x 7 ½")

1disco/ton x 57,391ton x US\$4,00/disco = US\$230,00

Disco de corte(2 x 7 ½")

10discos/ton x 1,078ton x US\$4,00 = US\$44,00

US\$274,00

Mano de obra (MO): **US\$38787,00**

250Hh/ton x 56,418ton x d/8H x US\$22/hd = US\$38787,00

Maquinado y equipos: **US\$ 30278,00**

Maquinado:

Torno: 60d x 12H/d x US\$15/H = US\$10800,00

Fresa: 15d x 12H/d x US\$25/H = US\$4500,00

Taladro: 45 x 12H/d x US\$10/H = US\$5400,00

Máquinas de soldar y equipos.

Rolado: 5776,5kg x 0.1US\$/kg = US\$578,00

Maquinas de soldar:

4 máquinas x 75días x US\$20/día = US\$6000,00

Equipos de corte:

5 equipos x 75 días x US\$8/día = US\$3000,00

Acabado: **US\$ 2733,00**

Mano de obra aislamiento:

68m² x U\$30,00/m² = US\$2040,00

Arenado y pintura:

Arenado: 43m² x US\$4/m² = US\$172,00

Mano de obra pintura:

43m² x US\$0,55/capa x 3capas = US\$71,00

Material pintura:

Una (01) capa de pintura anticorrosiva epóxica.

Dos (02) capas de pintura de acabado epóxico.

Espesor total de recubrimiento: 10mils

Costo de pintura anticorrosivo epóxica

43m²/15m²/gal x US\$50,00/gal = US\$150,00

Costo de pintura epóxica de acabado

$$43\text{m}^2/15\text{m}^2/\text{gal} \times 2 \times \text{US}\$50,00 = \underline{\text{US}\$300,00}$$

US\$2733,00

| | |
|----------------------|----------------------|
| Costo directo | US\$250310,00 |
|----------------------|----------------------|

| | |
|--------------------------------|----------------------|
| Gastos administrativos: | US\$ 19394,00 |
|--------------------------------|----------------------|

0.5 x US\$38787,00 = US\$19394,00

| | |
|-----------------------------|----------------------|
| Costo de producción: | US\$269704,00 |
|-----------------------------|----------------------|

| | |
|-----------------------------------|----------------------|
| Margen y utilidades (20%): | US\$ 53941,00 |
|-----------------------------------|----------------------|

| | |
|------------------------|----------------------|
| Valor de venta: | US\$323645,00 |
|------------------------|----------------------|

| | |
|---------------------------------------------|----------------------|
| Impuesto general a las ventas (19%): | US\$ 61492,55 |
|---------------------------------------------|----------------------|

| | |
|-------------------------|----------------------|
| Precio de venta: | US\$385137,55 |
|-------------------------|----------------------|

METRADO DEL SECADOR ROTADISK

| ITEM | DESCRIPCIÓN | UNID | CANT | P. UNIT kg | P. PARC. kg | P. UNIT US\$ | P. PARC. US\$ |
|---------------------------------|------------------------------------------------------------|------|------|---------------|----------------|-----------------|------------------|
| Discos | | | | | | | |
| 1 | Disco (3/8**1831Ø*898.5Ø-A36) | Pz | 136 | 149,69 | 20358,11 | 1,00 | 20358,112 |
| 2 | Anillo exterior de disco(Barra cuadrada1"□-A36) | Pz | 68 | 28,15 | 1914,20 | 1,00 | 1914,2 |
| 3 | Templadores inferiores(Barra redonda lisa de 1 1/8"Ø-A36) | Pz | 1904 | 0,27 | 508,37 | 1,00 | 508,368 |
| 4 | Templadores superiores(Barra redonda lisa de 1 1/8"Ø-A36) | Pz | 1904 | 0,17 | 316,06 | 1,00 | 316,064 |
| 5 | Base soporte de disco(Anillo) | Pz | 68 | 43,00 | 2924,00 | 1,00 | 2924 |
| 6 | Tubo de disco (1 1/2"Ø-sch40*225-ac. carb. ASTM A 53-Gr B) | Pz | 136 | 0,91 | 123,90 | 1,6 | 198,2336 |
| 7 | Discos soporte tubos(1/4**158Ø*50Ø-AISI 304) | Pz | 136 | 0,90 | 121,86 | 2,4 | 292,4544 |
| 8 | Tabique disco(PL1/4**50.92*466.25) | Pz | 68 | 0,59 | 40,26 | 1 | 40,256 |
| Paletas de avance | | | | | | | |
| 9 | PL 5/16" x 210 x 120.85 (Acero corten) | Pz | 66 | 1,58 | 104,28 | 1 | 104,28 |
| 10 | PL 3/8 x 88.9 x 114.3 (A36) | Pz | 66 | 0,76 | 50,16 | 1 | 50,16 |
| 11 | Perno cabeza avellanada 1/2" x 1" c/t | Pz | 132 | 0,03 | 4,36 | 0,2 | 26,4 |
| Paleta de carga | | | | | | | |
| 12 | PT 9.5 x 50 x 300 (AISI 304) | Pz | 3 | 1,14 | 3,42 | 2,6 | 8,892 |
| 13 | Barra cuadrada 1"□ x 300 (A36) | Pz | 3 | 1,52 | 4,56 | 1,5 | 6,84 |
| 14 | PL 5/8" x 630 x 200 (A36) | Pz | 3 | 12,00 | 36,00 | 1 | 36 |
| 15 | PL 3/8" x 90 x 70 (A36) | Pz | 3 | 0,47 | 1,41 | 1 | 1,41 |
| Paleta de descarga | | | | | | | |
| 16 | PT 9.5 x 50 x 400 (AISI 304) | Pz | 1 | 1,52 | 1,52 | 2,6 | 3,952 |
| 17 | Barra cuadrada 1"□ x 400 (A36) | Pz | 1 | 2,03 | 2,03 | 1,5 | 3,045 |
| 18 | PL 5/8" x 630 x 200 (A36) | Pz | 3 | 12,00 | 36,00 | 1 | 36 |
| 19 | PL 3/8" x 90 x 70 (A36) | Pz | 3 | 0,47 | 1,41 | 1 | 1,41 |
| Eje hueco | | | | | | | |
| 20 | Tubo 862.5Øe x 800Øi x 9016.8 | Pz | 1 | 5776,50 | 5776,50 | 1 | 5776,5 |
| 21 | Bridas de eje (AISI 1045) | Pz | 2 | 141,00 | 282,00 | 3 | 846 |
| 22 | Eje motriz (AISI 1045) | Pz | 1 | 578,00 | 578,00 | 3 | 1734 |
| 23 | Eje de cola (AISI 1045) | Pz | 1 | 550,67 | 550,67 | 3 | 1652,01 |
| 24 | Perno 1 1/2" x 4 1/2" c/t y A pr | Pz | 36 | 1,28 | 46,08 | 7,68 | 276,48 |
| Casco, chaqueta y bridas | | | | | | | |
| 25 | Casco (2175Øi x 19.05 x 9417.4 / 312°) - A36 | Pz | 1 | 8412,87 | 8412,87 | 1 | 8412,87 |
| 26 | Chaqueta (2314.7Øe x 19.05 x 8634.1 / 312° - A36) | Pz | 1 | 8070,20 | 8070,20 | 1 | 8070,2 |
| 27 | Tapas laterales chaqueta (2276.6Øe x 2213.1Øi x 19.05) | Pz | 2 | 33,54 | 67,08 | 1 | 67,08 |
| 28 | Brida interior (2350Øe x 2213.1Øi x 35) - A36 | Pz | 2 | 134,80 | 269,60 | 1 | 269,6 |
| 29 | Empaquetadura 1/16" x 1.20m x 2m (asbesto rojo) | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 24 | 24 |
| 30 | Brida exterior (2350Øe x 400Øi x 25.4 - A36) | Pz | 2 | 839,77 | 1679,54 | 1 | 1679,54 |
| 31 | Repisa (PL 19.05 x 475 x 1945 - A36) | Pz | 2 | 102,73 | 205,46 | 1 | 205,46 |
| 32 | Refuerzo superior repisa (PL 5/8" x 475 x 907 - A36) | Pz | 4 | 34,54 | 138,16 | 1 | 138,16 |
| 33 | Refuerzo inferior repisa (PL 5/8" x 475 x 621 - A36) | Pz | 4 | 22,85 | 91,40 | 1 | 91,4 |
| 34 | Base de chumacera (PL 1" x 300 x 740 - A36) | Pz | 2 | 44,26 | 88,52 | 1 | 88,52 |
| 35 | Refuerzo amarre inferior repisaPL 5/8" x 100 x 480 | Pz | 2 | 6,03 | 12,06 | 1 | 12,06 |
| 36 | Pernos bridas 1" x 4"- NC - Gr 2 c/t y Apl | Pz | 48 | 0,50 | 24,00 | 7 | 168 |
| 37 | Bridas prensaestopa tapas 480Øe x 258Øi x 88.9 (AISI 1045) | Pz | 2 | 52,10 | 104,20 | 3 | 312,6 |
| 38 | Empaquetadura 1/64" x 480Øe x 190Øi (Asbesto rojo) | Pz | 2 | 0,00 | 0,00 | 2 | 4 |
| 39 | Prensa estopas de tapas 390Øe x 254Øi x 63.5 (AISI 1045) | Pz | 2 | 17,00 | 34,00 | 2,5 | 85 |
| 40 | Espárrago de 3/4"Ø x 80 c/t (AISI 1045) | Pz | 16 | 0,18 | 2,86 | 3 | 48 |
| 41 | Espárrago de 5/8"Ø x 160 c/t (AISI 304) | Pz | 12 | 0,25 | 3,00 | 4 | 48 |
| 42 | Empaquetadura cuadrada de 5/8" x 5/8" (Teflón grafito) | m | 5 | 0,33 | 1,65 | 60 | 99 |
| 43 | Peines (PT 5/8" x 125 x 800 - A36) | Pz | 67 | 12,46 | 834,82 | 1 | 834,82 |
| 44 | Porta peines (PL 3/4" x 150 x 150 - A36) | Pz | 67 | 3,36 | 225,12 | 1 | 225,12 |
| 45 | Pernos de peines 1" x 3"- NC - Gr 5 c/t y Apl | Pz | 134 | 0,40 | 53,33 | 2,6 | 348,4 |
| Base colector de vahos | | | | | | | |
| 46 | PL 19.05 x 250 x 8634.1 (A36) | Pz | 2 | 322,80 | 645,60 | 1 | 645,6 |
| 47 | PL 19.05 x 227 x 1000 (A36) | Pz | 2 | 34,00 | 68,00 | 1 | 68 |
| Colector de vahos | | | | | | | |
| 48 | PL 7.94 x 647 x 8634.1 (AISI 304) | Pz | 1 | 354,80 | 354,80 | 3 | 1064,4 |
| 49 | PL 7.94 x 271 x 8634.1 (AISI 304) | Pz | 1 | 148,60 | 148,60 | 3 | 445,8 |
| 50 | PL 7.94 x 825 x 920 (AISI 304) | Pz | 1 | 48,20 | 48,20 | 3 | 144,6 |

| | | | | | | | |
|------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|----|-----|---------|---------|-------|---------|
| 51 | PL 6.35 x 925 x 8719 (AISI 304) | Pz | 1 | 409,70 | 409,70 | 3 | 1229,1 |
| 52 | PT 6.35 x 50 x 19118 (AISI 304) | Pz | 1 | 48,60 | 48,60 | 3 | 145,8 |
| 53 | Empaquetadura 1/8" x 1.20m x 1.50m (asbesto rojo) | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 36 | 36 |
| 54 | Perno 3/8" x 3"- NC - c/t y Apl (AISI 304) | Pz | 190 | 0,06 | 11,78 | 0,4 | 76 |
| Chute de salida | | | | | | | |
| 55 | PL 4.76 x 300 x 1160 (AISI 304) | Pz | 4 | 13,30 | 53,20 | 3 | 159,6 |
| 56 | PL 9.5 x 30 x 1320 (AISI 304) | Pz | 1 | 3,02 | 3,02 | 3 | 9,06 |
| Soportes de secador | | | | | | | |
| 57 | PL 5/8" x 500 x 730 (A 36) | Pz | 4 | 45,49 | 181,96 | 1 | 181,96 |
| 58 | PL 5/8" x 726 x 1940 (A36) | Pz | 2 | 107,72 | 215,44 | 1 | 215,44 |
| 59 | PL5/8" x 500 x 1960 (A38) | Pz | 2 | 122,12 | 244,24 | 1 | 244,24 |
| 60 | PL 5/8" x 600 x 2218 (A36) | Pz | 2 | 165,84 | 331,68 | 1 | 331,68 |
| Aislamiento térmico | | | | | | | |
| 61 | Lana de vidrio AW 1"x 48" x 600" (15.24m) | Pz | 7 | 0,00 | 0,00 | 50 | 350 |
| 62 | PL 0.5 x 4' x 8' (AISI 304) | Pz | 24 | 11,90 | 285,80 | 7 | 1999,2 |
| Sistema de alimentación de vapor | | | | | | | |
| 63 | Válvula Klinger KVN III KX - GT DN125 PN16 RF | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 750 | 750 |
| 64 | Junta rotativa Johnson de 4" tipo | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 5800 | 5800 |
| 65 | Tubería flexible de 4"x 600 con bridas ANSI | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 300 | 300 |
| 66 | Tubo de 1 1/2" - sch 40 x 20' (Ac. Carb. ASTM A53 Gr B) | Pz | 2 | 24,67 | 49,34 | 1,6 | 78,944 |
| 67 | Codo sold. de 1 1/2" x 90° -Sch 40 (Ac. Carb.) | Pz | 8 | 0,24 | 1,92 | 2,5 | 20 |
| 68 | Tee 1 1/2" - sch40 x 90° (Ac. Carb.) | Pz | 5 | 0,36 | 1,80 | 3 | 15 |
| 69 | Brida 1 1/2" - ANSI 150 | Pz | 8 | 1,80 | 14,40 | 11 | 88 |
| 70 | Perno 1/2" x 2 1/2" -Gr 2 - NC -c/t y Apl | Pz | 16 | 0,09 | 1,44 | 0,6 | 23,04 |
| 71 | Manómetro ac. inox.4 1/2" dial-Rango 0-200psi-1/4NPT inf. | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 50 | 50 |
| Sistema de evacuación de condensado eje | | | | | | | |
| 72 | Junta rotativa Johnson de 3" tipo | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 2500 | 2500 |
| 73 | Tubería flexible de 2"x 600 con bridas ANSI | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 150 | 150 |
| 74 | Tubo 1 1/2" - sch 80 x (Ac. Carb. ASTM A53 Gr B) | m | 1,4 | 5,42 | 7,59 | 1,6 | 12,1408 |
| 75 | Tubo 2" - sch 40 x 20' (Ac. Carb. ASTM A53 Gr B) | Pz | 1 | 33,20 | 33,20 | 1,6 | 53,12 |
| 76 | Trampa de vapor Spirax Sarco FT14-10 de 2" | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 1564 | 1564 |
| 77 | Válvula de esfera Spirax Sarco tipo M40V2 ISO - DN50 | Pz | 2 | 0,00 | 0,00 | 150 | 300 |
| 78 | Filtro tipo "Y" de Ac. Fdo de 2" | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 100 | 100 |
| 79 | Válvula check de disco Gestra RK 76 - PN 10 - DN50 | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 130 | 130 |
| 80 | Visor de 2" | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 800 | 800 |
| 81 | Válvula de esfera Spirax Sarco tipo M40V2 ISO - DN25 | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 90 | 90 |
| 82 | Tubo de 3" - Sch40 (Ac. Carb. ASTM A53 GrB) | m | 3 | 11,28 | 33,84 | 1,6 | 54,144 |
| 83 | Codo 1" - sch40 x 90° (Ac. Carb.) | Pz | 1 | 0,15 | 0,15 | 2 | 2 |
| 84 | Brida 2" - ANSI 150 | Pz | 10 | 2,50 | 25,00 | 15 | 150 |
| 85 | Perno 5/8" x 2 1/2" - Gr 2 - NC - c/t y Apl | Pz | 32 | 0,14 | 4,35 | 0,91 | 29,12 |
| 86 | Perno 1/2" x 2 1/2" -Gr 2 - NC -c/t y Apl | Pz | 8 | 0,09 | 0,72 | 0,6 | 4,8 |
| Sistema de evacuación de condensado chaquetas | | | | | | | |
| 87 | Tubo 1" - sch40 x 20' (Ac. Carb. ASTM A53 Gr B) | Pz | 2 | 15,24 | 30,48 | 1,6 | 48,768 |
| 88 | Codo 1" - sch40 x 90° (Ac. Carb.) | Pz | 4 | 0,15 | 0,60 | 2 | 8 |
| 89 | Tee 1" - sch40 x 90° (Ac. Carb.) | Pz | 4 | 0,22 | 0,88 | 2,4 | 9,6 |
| 90 | Trampa de vapor Spirax Sarco FT14-10 de 1" | Pz | 2 | 0,00 | 0,00 | 600 | 1200 |
| 91 | Válvula de esfera Spirax Sarco tipo M40V2 ISO - DN25 | Pz | 6 | 0,00 | 0,00 | 90 | 540 |
| 92 | Filtro tipo "Y" de Ac. Fdo de 1" | Pz | 2 | 0,00 | 0,00 | 70 | 140 |
| 93 | Visor de 1" | Pz | 2 | 0,00 | 0,00 | 500 | 1000 |
| 94 | Válvula check de disco Gestra RK 76 - PN 10 - DN25 | Pz | 2 | 0,00 | 0,00 | 100 | 200 |
| 95 | Brida 1" - ANSI 150 | Pz | 22 | 1,14 | 25,08 | 7 | 154 |
| 96 | Perno 1/2" x 2 1/2" -Gr 2 - NC -c/t y Apl | Pz | 76 | 0,09 | 6,84 | 0,6 | 45,6 |
| Sistema motriz | | | | | | | |
| 97 | Chumacera | Pz | 2 | 0,00 | 0,00 | 4500 | 9000 |
| 98 | Rodamiento 23048K | Pz | 2 | 0,00 | 0,00 | 1800 | 3600 |
| 99 | Manguito de desmontaje SKF - AOH 3048 | Pz | 2 | 0,00 | 0,00 | 250 | 500 |
| 100 | Arandela de retención SKF - MB 44 | Pz | 2 | 0,00 | 0,00 | 50 | 100 |
| 101 | Tuerca de fijación SKF - HM 44T | Pz | 2 | 0,00 | 0,00 | 350 | 700 |
| 102 | Catalina Z = 69 dientes, Paso = 3" doble - ASA | Pz | 1 | 1020,00 | 1020,00 | 10000 | 10000 |
| 103 | Piñón Z = 14 dientes, Paso = 3" doble - ASA | Pz | 1 | 95,00 | 95,00 | 931 | 931 |
| 104 | Cadena ASA 240-2 | m | 6,1 | 0,00 | 0,00 | 340 | 2074 |
| 105 | Reductor SEW M3PSF50 | Pz | 1 | 835,00 | 835,00 | 38500 | 38500 |

| | | | | | | | |
|-----|-----------------------------------------------|----|---|----------|------|-----------|-------|
| 106 | Acoplamiento hidráulico FALK HDF 1420 | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 11085 | 11085 |
| 107 | Acoplamiento de engranajes FALK 1025G RSB | Jg | 1 | 0,00 | 0,00 | 715 | 715 |
| 108 | Motor de 100 hp - 3Ø -60Hz - 1775rpm-220/440V | Pz | 1 | 0,00 | 0,00 | 3878 | 3878 |
| | | | | 59341,07 | | 162986,65 | |

CONCLUSIONES

- 1.- El presente trabajo puede servir para el diseño y fabricación de secadores rotadisk de diferentes capacidades.
- 2.- La fabricación nacional de estos secadores representa un ahorro de aproximadamente el 20% respecto al importado.
- 3.- Al finalizar el trabajo se concluye que el objetivo de diseño y fabricación se ha cumplido.
- 4.- La capacidad de secado se incrementa a medida que se incrementa la presión en el secador pero es recomendable que esta no sea mayor a 7,5 barg.
- 5.- Se debe tener siempre en cuenta que la máxima evaporación de los secadores rotadisk se dan cuando operan entre 18 y 20% de humedad de salida de cake.
- 6.- Debe evitarse girar los secadores en seco es decir sin vapor, que sirve de "lubricante" a las juntas rotativas.
- 7.- Luego del término de la producción debe purgarse para evitar que quede condensado en los ejes y chaquetas con la finalidad de protegerlos de la corrosión interna.
- 8.- Los secadores rotadisk no necesitan de molinos húmedos para el desmenuzado del cake de alimentación.

BIBLIOGRAFÍA

1. N. Au Díaz. *Técnicas de proceso y control de los procesos en la fabricación de harina de pescado*. 1º curso de formación de especialistas en fabricación de harina de pescado prime, CERPER, Lima, 2001.
2. División de ingeniería de CRANE. *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. Ed. Mc Graw Hill 1ª Ed., México, 1992.
3. J. M. Gere. *Mecánica de materiales*. Thomson Learning, Inc., 5ª Ed., México, 2002.
4. G. Gonzales Rey. *Transmisión de potencia por cadenas de rodillos, explotación, selección y diseño*. Edición elaborada para la Asignatura Componentes Mecánicos de la Maestría de Diseño Mecánico de la Facultad de Ingeniería Mecánica del Instituto Superior Politécnico José A. Echeverría (CUJAE), La Habana, 2001.
5. F. Kreith y M. S. Bohn. *Principios de Transferencia de Calor -- 6a. ed. -- México, D. F. : Thomson Learning, c2001.*
6. J. J. Hori A. *Diseño de elementos de máquinas*. Ediciones CEFIM 90, UNI, 8ª Ed., Lima, 1990.
7. J. J. Hori A. *Esfuerzos y deformaciones*. Lima, 1988.
8. Ingeniería Termodinámica S. A. *Curso de vapor- Principios básicos de la ingeniería del vapor*. Spirax Sarco, Lima, 2000.
9. G. Landeo y A. Ruiz. *Producción de harina de pescado*. Facultad Ing. Pesquera - UNICA, Pisco, 1998.
10. J. A. Manrique y R. S. Cárdenas. *Termodinámica*. Editorial HARLA. México, 1990.

11. F. T. Morse M. *Centrales Eléctricas*. Cía Editorial Continental, S. A. de C: V., traducción de la 3ª Ed., México, 1984.
12. J. E. Shigley y CH. R. Mischke. *Diseño en ingeniería mecánica*. Editorial Mc Graw Hill 4ª Ed. en español, México, 1990.
13. F. V. Tolentino. *Esfuerzos en elementos de máquinas (Problemas resueltos)*. 2ª edición, Lima.
14. G. J. Van Wylen y R. E. Sonntag. *Fundamentos de termodinámica*. Editorial LIMUSA, S.A. de C.V. 16ª reimpresión a 1ª Ed., México, 1991.

CATALOGOS

1. FALK. Catálogo de acoplamientos.
2. The Falk Corporation. Fluid couplings. 2004.
3. Fiber Glass Colombia S.A. Aislamiento industrial Lana AW. Bogotá, 2003.
4. Kadant Johnson Inc. Junta rotatoria Johnson. Kadant Johnson Inc Michigan, USA, 2007.
5. Klinger. Válvulas de pistón. Catálogo 2007.
6. Renold. Catálogo de cadena de rodillos.
7. SEW Eurodrive. Industrial gear units – M series. Catalog 1121 4805/EN/DE. Edition 03/2003.
8. SKF Catálogo general (Catálogo 4000Sp), Torino, Italia, 1989.
9. Spirax Sarco. Catálogo de productos. Spirax Sarco Colombia, Cali, 1999.
10. Termodinámica. Perspectiva general juntas rotatorias Johnson. Santiago, 2000.
11. WEG motors and drives. Catálogo de motores trifásicos cerrados-IEC-60Hz, Linea W21. Brasil

APENDICE

APÉNDICE A

EFFECTO DE LA TEMPERATURA SOBRE LA RESISTENCIA DE FLUENCIA S_y Y LA RESISTENCIA ÚLTIMA S_{ut} DEL ACERO

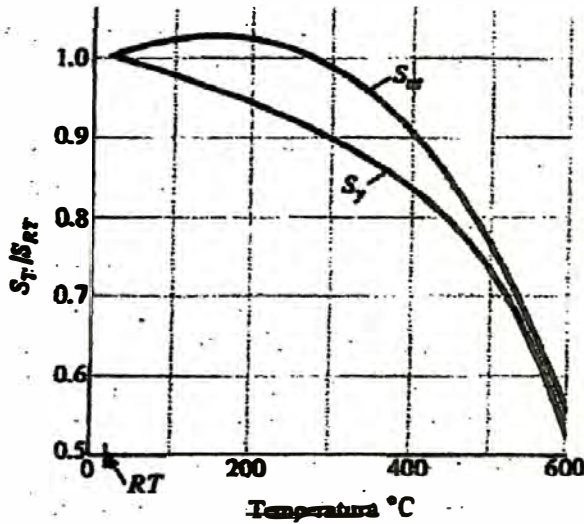


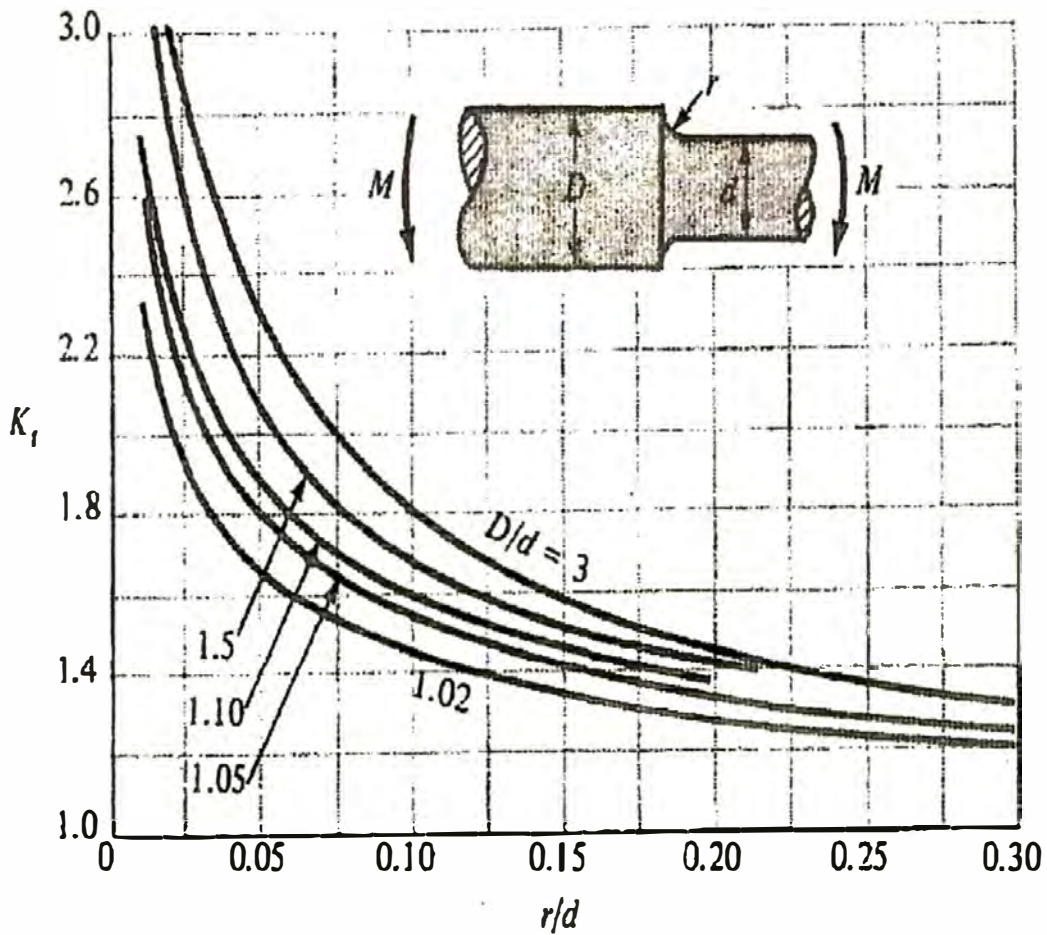
Fig. A-1. Gráfica de los resultados de 145 pruebas de 21 aceros al carbono y de aleación, que muestra el efecto de la temperatura de trabajo sobre la resistencia de fluencia S_y y la resistencia última S_{ut} . La ordenada es el cociente de la resistencia a la temperatura de trabajo y la resistencia a la temperatura ambiente. Las desviaciones estándar fueron $0.0442 \leq \sigma \leq 0.152$ para S_y y $0.099 \leq \sigma \leq 0.110$ para S_{ut} . Fuente: E. A. Brandes (ed.), *Smithel's Metals Reference Book*, 6ª. Ed., Butterworth, Londres, 1983, págs. 22-128 a 22-131. J. E. Shigley y CH. R. Mischke. *Diseño en ingeniería mecánica*. Editorial Mc Graw Hill 4ª Ed. en español, México, 1990.

TABLA A-1 Tabla del efecto de la temperatura de operación (gráfico anterior) sobre la resistencia a la tensión del acero (S_t = resistencia a la tensión a la temperatura de operación; S_{RT} = resistencia a la tensión a la temperatura del lugar de trabajo; $0.099 \leq \sigma \leq 0.110$).

| TEMPERATURA, °C | S_t / S_{RT} |
|-----------------|----------------|
| 20 | 1,000 |
| 50 | 1,010 |
| 100 | 1,020 |
| 150 | 1,025 |
| 200 | 1,020 |
| 250 | 1,000 |
| 300 | 0,975 |
| 350 | 0,927 |
| 400 | 0,922 |
| 450 | 0,840 |
| 500 | 0,766 |
| 550 | 0,670 |
| 600 | 0,546 |

APÉNDICE B

TABLA B-1 Diagramas de factor de concentración de esfuerzo teórico K_t (*)



Barra circular con entalle circunferencial sometida a flexión. $\sigma = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$

(*) TABLA A-15 FIGURA A-15-9 de J. E. Shigley y CH. R. Mischke. *Diseño en ingeniería mecánica*. Editorial Mc Graw Hill 4ª Ed. en español, México, 1990.

Mounting Arrangements



Pages 22-23

Gear Coupling Mount

Type HF20 (Exposed Bolt)

- Most Economical
- Drop-in/drop-out servicing (no need to move connected equipment)
- Available Sizes 185-1660
- Readily shipped from stock components



Pages 24-25

Steelflex/Hollow Shaft Mount

Type HF31 (Setscrew Retention)

Type HF32 (Keeper Plate Retention)

- For limited shaft gaps/Steelflex grid coupling at driving end
- Hollow shaft bored to the order
- Type HF31/available Sizes 320-1480/secured to driven shaft with (2) setscrews/allow clearance for setscrew wrench
- Type HF32/available Sizes 320-1760 & 2760/secured to driven shaft with keeper plate & retention fastener/drill & tap driven shaft end for retention fastener
- Excellent performance @ high power & high rpm



Page 26

Disc Coupling Mount

Type HF25

- Non-lubricated, low maintenance, long life
- Drop-in/drop-out servicing (no need to move connected equipment)
- Available Sizes 370-2870
- Excellent performance @ high power & high rpm



Page 27

Tschan/Hollow Shaft Mount

Type HF132

- For minimum shaft gaps/Tschan elastomer coupling at driving end
- Non-lubricated, low maintenance
- Hollow shaft bored to the order
- Available Sizes 370-1760 & 2760/secured to driven shaft with keeper plate & retention fastener/drill & tap driven shaft end for retention fastener
- Excellent performance @ high power & high rpm



Pages 28-31

Sheave/Hollow Shaft Mount

Type HF41

- For V-Belt connections
- Mounted on motor shaft
- Sizes 185-370/QD sheave by purchaser/standard hollow shaft collet with draw bolt by Falk
- Size 1420/special sheave by Falk/standard hollow shaft collet with draw bolt by Falk
- Sizes 1480-1584/special sheave by Falk/hollow shaft bored to the order/secured to motor shaft with keeper plate & retention fastener/drill & tap motor shaft end for retention fastener
- Follow manufacturer's recommendations when tensioning V-Belts

Basic Types

Non Delay Fill (HFN) and Inactive Delay Fill (HFR)

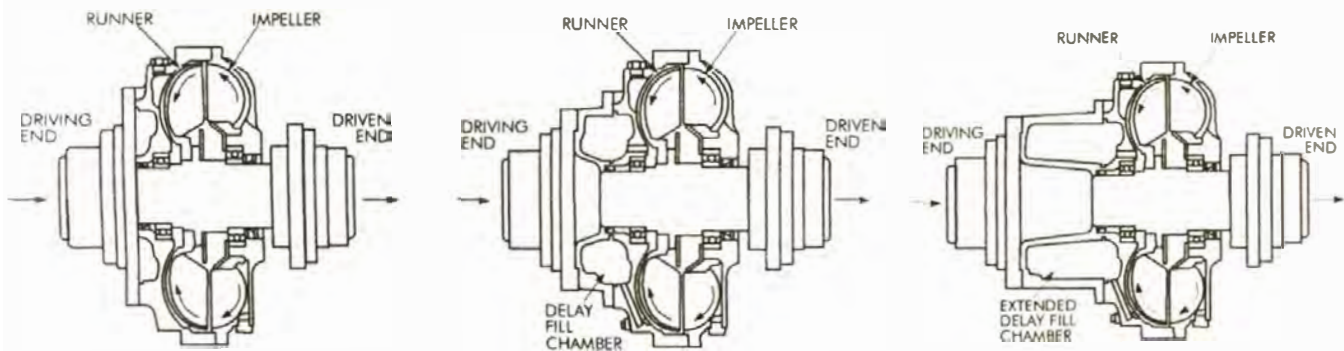
- Soft, cushioned start with a short delay in the acceleration of the load (Example: 5 seconds)
- Satisfactory soft start for many common applications
- Best choice for overload protection (Page 6)
- Good choice for increased starting torque (Page 6)
- All fluid remains in the working circuit
- HFR (plugged delay fill chamber) furnished when HFN not available

Delay Fill (HFD)

- Softer, more cushioned start with longer delay in the acceleration of the load (Example: 12 seconds)
- Excellent choice for belt conveyors, and other applications calling for sophisticated soft start
- Incorporates delay fill chamber
- At start, the working circuit has reduced fill. Fluid from the delay chamber is metered into the working circuit during acceleration.
- Provides overload protection

Extended Delay Fill (HFDD)

- Softest, most cushioned start of empty belt conveyors. Longest delay in the acceleration of the load (Example: 20 seconds)
- Superior choice for high end belt conveyors, low inertia applications, and starting of empty belts
- Incorporates extended (enlarged) delay fill chamber
- At start, the working circuit has least fill. Fluid from the extended delay chamber is metered into the working circuit during acceleration.

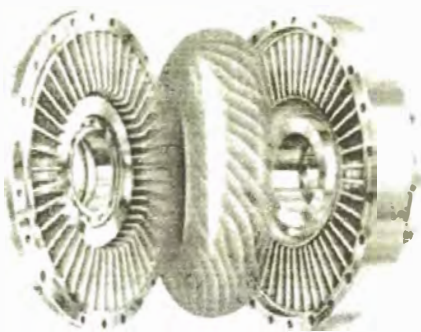


Choosing the right basic type:

Information above, along with the Quick Selection Tables, enable you to choose the most appropriate basic type of fluid coupling. Where required, Falk can provide engineered fluid coupling selections based on the demand HP and WR? of your mechanical system.

Fluid does the work

At start-up centrifugal force and impeller vane action pump the working fluid against the runner, building torque and speed to match the motor capabilities with the driven machine requirements.



Standard Features

- 1-1500 HP capacity
- No contacting surfaces to wear out
- Efficiencies to 99%
- Bolted (not welded) construction for simple rebuilds
- High temperature Viton seals for long life
- Internal baffles for soft starts and stalls
- 2 fusible overload plugs
140°C/200°C for maximum protection
- Fill angle finder makes setup easy
- Externally changeable metering orifices (1420 & larger)
- Standard delay chambers (370 & larger)
- Extended delay chambers (370 & larger)

Overload – stall

Should the load torque increase, the slip will increase, which causes the runner to drop in speed. The coil of fluid circulating between the impeller and runner will expand to provide additional torque. The extent to which this coil can expand is limited by the flot baffle on the runner. Consequently fluid couplings provide inherent overload protection.

If the increase in torque causes the fluid in the working circuit to expand to the point of contacting the baffle, the coupling will stall and slip will be 100%. This continuous high slip generates heat and the fluid temperature will rise unless the overload is removed. When the temperature rises to the temperature limit of the fusible plug, the core of the plug will melt, releasing fluid from the coupling and effectively disconnecting power to the output shaft. To prevent the discharge of fluid, the use of a proximity cutout switch or thermal trip plug and limit switch is recommended, see Page 12.

Coupling guards must be designed to permit the free flow of air for cooling the fluid coupling, and to contain fluid discharge from fusible plug(s) in the event of a sustained overload. Consider Falk Orange Peel coupling guards, which are ideally suited for this purpose.

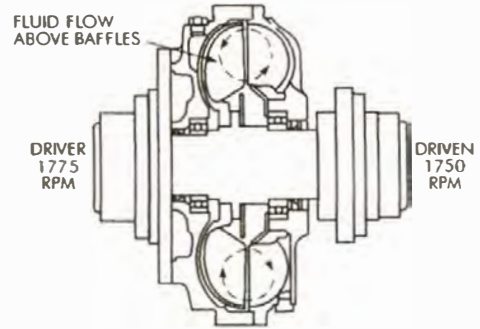
Belt conveyors – superior soft start Delay fill (HFD) and extended delay fill (HFDD)

The starting torque that can be transmitted by a fluid coupling is a function of the amount of fluid in the working circuit at start. The delay fill chamber with metering orifice option, bolted to the driving end of Sizes 1420HF thru 2870HF fluid couplings, permits a portion of the fluid to drain out of the working circuit, and into the delay chamber, when the coupling is at rest. This reduction of fluid in the working circuit at startup provides an ideal method to assure superior soft start for belt conveyors, and is effective for starting belts that are loaded or unloaded.

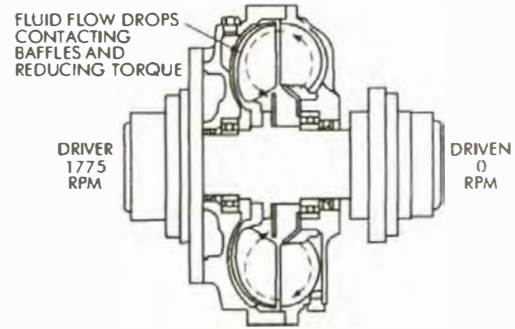
Upon starting, and once the electric motor has accelerated the fluid coupling to appreciable speed, the fluid in the delay chamber is slowly metered into the working circuit by virtue of the (3) metering orifice plugs shown below, gradually increasing the transmitted torque. The time required to completely empty the delay chamber can range from 15 to 60 seconds.

Falk offers delay fill (HFD) and extended delay fill (HFDD). These solutions provide longer, softer starts, while providing higher efficiencies at full operating speeds.

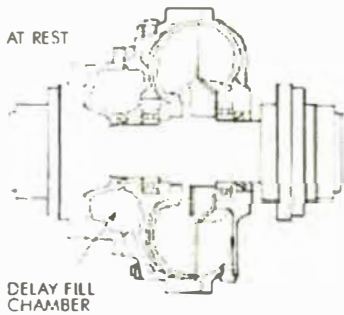
NORMAL RUNNING CONDITION



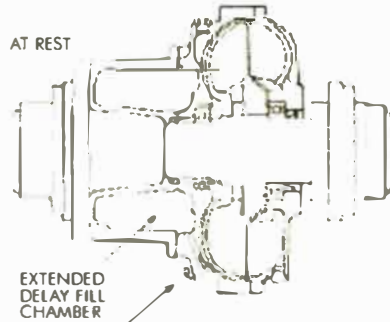
INCEPTION OF OVERLOAD/STALL



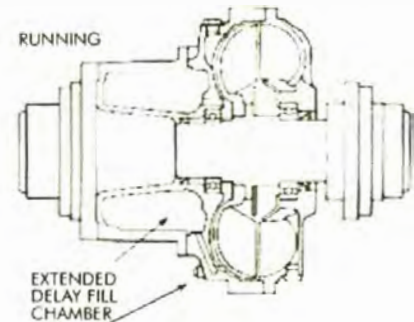
TYPE HFD DELAY FILL



TYPE HFDD EXTENDED DELAY FILL



TYPE HFDD EXTENDED DELAY FILL



SIZES 1420 & LARGER TYPES HFD & HFDD

METERING ORIFICES DETERMINE FLOW RATE
FROM FILL CHAMBER TO WORKING CIRCUIT

EXTERNAL
ACCESS PLUG
(3) EQUALLY SPACED



REPLACEABLE
METERING ORIFICE
(3) EQUALLY SPACED

How to select

- Provide fluid coupling is a multiple use device:
- provide soft cushioned starts
- provide increased starting torque
- provide overload protection
- reduce current draw when starting
- provide load balancing for multiple drives
- provide load dampening

To achieve these objectives, use a standard NEMA B motor with slight breakdown torque to start the machinery and with adequate continuous rating for the normal continuous load. The function of the fluid coupling is to allow the motor to come up to speed with minimum load.

Fluid coupling is selected on the basis of the full load running horsepower as well as the torque required to start the load. In those applications, such as belt conveyors, it may be desirable to select the maximum starting torque. If possible, select the coupling on the basis of the load rather than the motor rating, especially if the motor is oversized. Couplings that are selected on the basis of the motor size will have starting torque and maximum overload values in relation to the motor rating.

Selection procedure

Determine the running load horsepower (preferred) or the motor horsepower.

Choose a Start Factor from the Table below. Start Factor is the ratio of a pertinent starting torque to the running load torque (the torque required to maintain the load (speed) once the equipment has been accelerated to its design speed)

For Belt Conveyors (Select from Pages 16 & 17). Start factor is the average starting torque exerted by the fluid coupling during load acceleration, expressed as a percent of running load torque. Page 17 (HFDD) also states initial start factor, which is the nominal torque applied at the inception of acceleration, expressed as a percent of running load torque. The low initial start factor (HFDD) assures an extra soft empty belt start on low inertia conveyors, yet is adequate to overcome the breakaway torque of the conveyor.

General Duty (Other than Belt Conveyors), select from Pages 18 thru 21, Start Factor is equivalent to the initial start factor mentioned in the paragraph above. For these General Duty applications, the initial start factor insures breakaway of the driven machinery.

Start Factor Table

| Applications | Start Factor | Select From |
|---------------------|---------------|---------------|
| Belt Conveyors | 120% to 140% | Pages 16-17 |
| General Duty | | |
| Conveyors | 140% | Pages 18-21 |
| Conveyors | 170% to 200% | Pages 18-21 |
| Conveyors | 250% | Pages 18-21 |
| Conveyors | Refer to Falk | Refer to Falk |

Refer to the Quick Selection Tables (Pages 16 thru 21).

For Belt Conveyors, select HFN or HFD from Page 16. For extra soft empty belt starts on low inertia belt conveyors, consider HFDD selections on Page 17.

For General Duty (Other than Belt Conveyors), select HFD or HFN/HFR from Pages 18 thru 21.

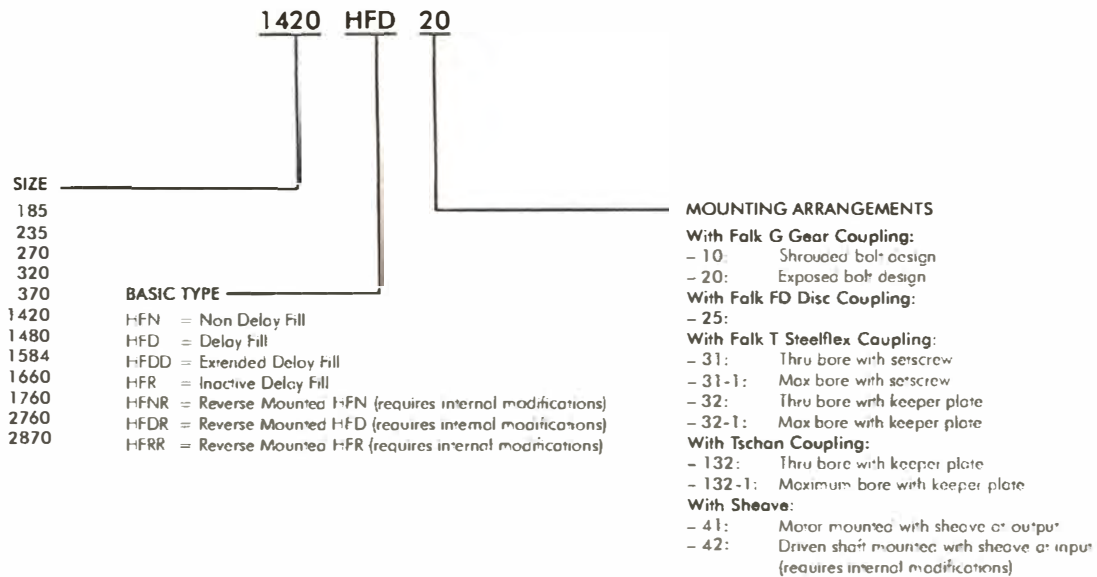
Note the percent slip and fill angle.

4. Select a Mounting Arrangement (gear coupling, disc coupling, etc.) from Page 8.
5. For coupling size, basic type, and mounting arrangement selected, see **Availability Table**, Page 15. Table indicates whether the selection is available, and if so, the allowable speed.
6. If initial basic type and mounting arrangement not available, or insufficient allowable speed, consider alternative basic type/mounting arrangement.
7. Check bore capacity of the coupling selected, dimension tables, Pages 22 thru 31.

Selection example:

1. Belt Conveyor: Fluid coupling connects a motor to the input shaft of a gear drive. Motor is NEMA B, rated 100 HP at 1775 rpm. Running load 98 HP. Motor shaft 2.875", gear drive input shaft 2.250".
2. Start Factor 1.20 to 1.40, select from Pages 16 & 17 as appropriate (selections for Belt Conveyors).
3. HFD selections for Belt Conveyors, Page 16. For 98 HP running load, select 370HFD, 4.1% slip, fill angle 63 degrees.
4. Select 370HFD20 (Gear Coupling mount) from Page 8, economical, and includes drop-in/drop-out servicing.
5. Availability Table Page 15, 370HFD20 is available, allowable speed is 1800 rpm, exceeds the requirement of 1775 rpm.
6. Alternative basic type/mounting arrangements are listed on Page 15.
7. Page 23, dimensions, max bore is 2.875", which is adequate.

Fluid Coupling Identification



Availability Table (by Basic Type & Mounting Arrangement)

(An Allowable Speed indicates that the fluid coupling Basic Type and Mounting Arrangement is available for the given size)

| Basic Type | Mounting Arrangement | Coupling Size & Allowable Speed (rpm) | | | | | | | | | | | | | | |
|------------|----------------------|---------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | | 185 | 235 | 270 | 320 | 370 | 1420 | 1480 | 1584 | 1660 | 1760 | 2760 | 2870 | | | |
| Gear | HFN | 10 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 |
| Gear | HFN | 20 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 |
| Gear | HFD | 20 | ... | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | 1500 | 1200 | ... | ... | ... | ... |
| Gear | HFDD | 20 | ... | ... | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1500 | 1200 | ... | ... | ... | ... |
| Gear | HFR | 20 | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1500 | 1200 | ... | ... | ... | ... |
| Steelflex | HFN | 31 | ... | ... | ... | 1800 | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| Steelflex | HFD | 31, 31-1 | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| Steelflex | HFR | 31, 31-1 | ... | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| Steelflex | HFN | 32, 32-1 | ... | ... | ... | 1800 | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... |
| Steelflex | HFD | 32, 32-1 | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1500 | 1800 | ... | ... |
| Steelflex | HFR | 32, 32-1 | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1500 | 1800 | ... | ... |
| Disc | HFN | 25 | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | ... | 1500 |
| Disc | HFD | 25 | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1500 | 1800 | 1800 | 1500 |
| Disc | HFDD | 25 | ... | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1500 | 1800 | 1800 | 1500 |
| Disc | HFR | 25 | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1500 | 1800 | 1800 | 1500 |
| Tschan | HFD | 132, 132-1 | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1500 | 1800 | ... | ... |
| Tschan | HFDD | 132, 132-1 | ... | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1500 | 1800 | ... | ... |
| Tschan | HFR | 132, 132-1 | ... | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1500 | 1800 | ... | ... |
| Sheave | HFN | 41 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 |
| Sheave | HFD | 41 | ... | ... | ... | ... | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 |

General Duty (Other than Belt Conveyors) Quick Selection Table 1775 rpm input speed

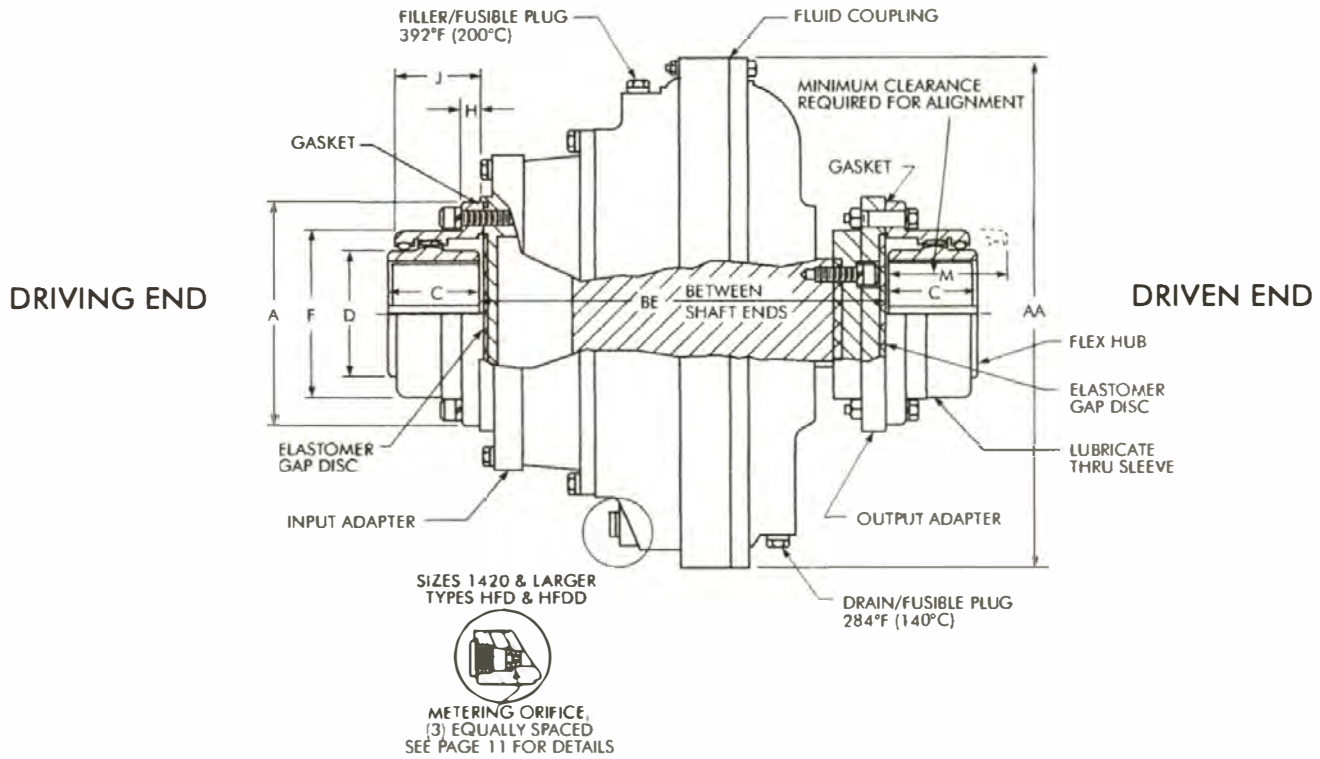
| GENERAL DUTY START FACTOR † | | | | | | | | | | | | | | | | | | Load Horse-power | | | |
|-----------------------------|--------|------------|---------------|--------|------------|---------------|--------|------------|---------------|--------|------------|---------------|----------|------------|---------------|--------|------------|------------------|----------|------------|--------|
| 140% | | | | | 170% | | | | | 200% | | | | | 250% | | | | | | |
| HFD | | | HFN/HFR* | | HFD | | | HFN/HFR* | | HFD | | | HFN/HFR* | | HFD | | | | HFN/HFR* | | |
| COUPLING SIZE | % SLIP | FILL ANGLE | COUPLING SIZE | % SLIP | FILL ANGLE | COUPLING SIZE | % SLIP | FILL ANGLE | COUPLING SIZE | % SLIP | FILL ANGLE | COUPLING SIZE | % SLIP | FILL ANGLE | COUPLING SIZE | % SLIP | FILL ANGLE | COUPLING SIZE | % SLIP | FILL ANGLE | |
| 185 | 6.7 | 88 | 185 | 4.6 | 84 | 185 | 3.1 | 80 | 185 | 1.8 | 76 | 185 | 1.8 | 76 | 185 | 1.8 | 76 | 185 | 1.8 | 76 | 1.00 |
| 185 | 5.9 | 82 | 185 | 4.0 | 79 | 185 | 2.6 | 76 | 185 | 2.6 | 76 | 185 | 2.6 | 76 | 185 | 2.6 | 76 | 185 | 2.6 | 76 | 1.25 |
| 185 | 6.2 | 80 | 185 | 3.7 | 76 | 185 | 2.4 | 73 | 185 | 2.4 | 73 | 185 | 2.4 | 73 | 185 | 2.4 | 73 | 185 | 2.4 | 73 | 1.50 |
| 185 | 5.3 | 76 | 185 | 3.3 | 73 | 185 | 3.3 | 73 | 185 | 3.3 | 73 | 185 | 3.3 | 73 | 185 | 3.3 | 73 | 185 | 3.3 | 73 | 1.75 |
| 185 | 5.2 | 75 | 185 | 3.4 | 71 | 185 | 2.7 | 68 | 185 | 2.7 | 68 | 185 | 2.7 | 68 | 185 | 2.7 | 68 | 185 | 2.7 | 68 | 2.00 |
| 185 | 5.5 | 71 | 185 | 4.0 | 67 | 185 | 3.2 | 63 | 185 | 3.2 | 63 | 185 | 3.2 | 63 | 185 | 3.2 | 63 | 185 | 3.2 | 63 | 2.50 |
| 185 | 6.4 | 67 | 185 | 4.6 | 62 | 185 | 3.7 | 55 | 185 | 3.7 | 55 | 185 | 3.7 | 55 | 185 | 3.7 | 55 | 185 | 3.7 | 55 | 3.00 |
| 235 | 5.6 | 81 | 235 | 4.2 | 80 | 235 | 2.9 | 77 | 235 | 2.9 | 77 | 235 | 2.9 | 77 | 235 | 2.9 | 77 | 235 | 2.9 | 77 | 4.00 |
| 235 | 5.8 | 79 | 235 | 3.7 | 76 | 235 | 2.5 | 73 | 235 | 2.5 | 73 | 235 | 2.5 | 73 | 235 | 2.5 | 73 | 235 | 2.5 | 73 | 5.00 |
| 235 | 4.7 | 75 | 235 | 3.5 | 72 | 235 | 2.6 | 69 | 235 | 2.6 | 69 | 235 | 2.6 | 69 | 235 | 2.6 | 69 | 235 | 2.6 | 69 | 6.25 |
| 235 | 5.2 | 72 | 235 | 3.6 | 69 | 235 | 2.8 | 65 | 235 | 2.8 | 65 | 235 | 2.8 | 65 | 235 | 2.8 | 65 | 235 | 2.8 | 65 | 7.50 |
| 235 | 5.1 | 69 | 235 | 4.3 | 66 | 235 | 3.2 | 61 | 235 | 3.2 | 61 | 235 | 3.2 | 61 | 235 | 3.2 | 61 | 235 | 3.2 | 61 | 8.75 |
| 235 | 6.6 | 67 | 235 | 4.7 | 62 | 235 | 3.7 | 55 | 235 | 3.7 | 55 | 235 | 3.7 | 55 | 235 | 3.7 | 55 | 235 | 3.7 | 55 | 10.0 |
| 270 | 3.2 | 71 | 270 | 5.6 | 50 | 270 | 2.6 | 64 | 270 | 2.6 | 64 | 270 | 2.6 | 64 | 270 | 2.6 | 64 | 270 | 2.6 | 64 | 12.5 |
| 270 | 3.7 | 67 | 270 | 3.2 | 63 | 270 | 2.9 | 60 | 270 | 2.9 | 60 | 270 | 2.9 | 60 | 270 | 2.9 | 60 | 270 | 2.9 | 60 | 15.0 |
| 270 | 4.3 | 64 | 270 | 3.9 | 60 | 270 | 3.3 | 56 | 270 | 3.3 | 56 | 270 | 3.3 | 56 | 270 | 3.3 | 56 | 270 | 3.3 | 56 | 17.5 |
| 270 | 5.7 | 62 | 270 | 4.6 | 57 | 270 | 4.6 | 57 | 270 | 4.6 | 57 | 270 | 4.6 | 57 | 270 | 4.6 | 57 | 270 | 4.6 | 57 | 20.0 |
| 270 | 7.0 | 59 | 270 | 4.8 | 52 | 270 | 4.8 | 52 | 270 | 4.8 | 52 | 270 | 4.8 | 52 | 270 | 4.8 | 52 | 270 | 4.8 | 52 | 22.5 |
| 320 | 3.5 | 75 | 370 | 2.5 | 70 | 320 | 2.5 | 70 | 370 | 1.1 | 87 | 320 | 2.3 | 67 | 370 | 0.8 | 79 | 320 | 2.1 | 63 | 25.0 |
| 320 | 3.2 | 72 | 370 | 2.6 | 68 | 320 | 2.6 | 68 | 370 | 1.2 | 83 | 320 | 2.5 | 65 | 370 | 0.9 | 76 | 320 | 2.2 | 61 | 27.5 |
| 370 | 2.9 | 98 | 320 | 3.0 | 70 | 370 | 1.4 | 86 | 320 | 2.8 | 66 | 370 | 1.0 | 80 | 320 | 0.9 | 74 | 320 | 2.2 | 59 | 30.0 |
| 370 | 2.3 | 94 | 320 | 3.7 | 67 | 370 | 1.3 | 80 | 320 | 3.3 | 64 | 370 | 1.1 | 75 | 320 | 0.9 | 70 | 320 | 2.3 | 53 | 35.0 |
| 370 | 1.9 | 82 | 320 | 4.2 | 65 | 370 | 1.5 | 76 | 320 | 3.8 | 61 | 370 | 1.2 | 72 | 320 | 1.0 | 67 | 370 | 1.7 | 67 | 40.0 |
| 370 | 1.8 | 78 | 320 | 5.1 | 62 | 370 | 1.5 | 73 | 320 | 4.4 | 58 | 370 | 1.2 | 70 | 320 | 1.2 | 65 | 370 | 1.9 | 65 | 45.0 |
| 370 | 1.9 | 75 | 370 | 3.3 | 75 | 370 | 1.6 | 70 | 370 | 4.8 | 55 | 370 | 1.4 | 67 | 370 | 1.3 | 63 | 370 | 2.0 | 63 | 50.0 |
| 370 | 2.0 | 73 | 370 | 3.4 | 73 | 370 | 1.7 | 69 | 370 | 2.6 | 69 | 370 | 1.6 | 66 | 370 | 1.5 | 61 | 370 | 2.1 | 61 | 55.0 |
| 370 | 2.1 | 71 | 370 | 3.2 | 71 | 370 | 1.9 | 67 | 370 | 2.7 | 67 | 370 | 1.8 | 64 | 370 | 1.7 | 60 | 370 | 2.2 | 60 | 60.0 |
| 370 | 2.3 | 69 | 370 | 3.3 | 69 | 370 | 2.3 | 65 | 370 | 3.1 | 65 | 370 | 2.1 | 62 | 370 | 1.8 | 56 | 370 | 2.2 | 56 | 67.5 |
| 370 | 2.7 | 67 | 370 | 4.0 | 67 | 370 | 2.6 | 63 | 370 | 3.4 | 63 | 370 | 2.5 | 60 | 370 | 1.8 | 51 | 370 | 2.2 | 51 | 75.0 |
| 370 | 3.3 | 64 | 370 | 4.7 | 64 | 370 | 3.1 | 60 | 370 | 4.2 | 60 | 370 | 2.6 | 55 | 370 | 1.2 | 65 | 1420 | 1.9 | 65 | 87.5 |
| 370 | 3.9 | 61 | 1420 | 3.3 | 74 | 370 | 3.4 | 56 | 370 | 4.7 | 56 | 1420 | 2.3 | 66 | 1420 | 1.4 | 62 | 1420 | 2.1 | 62 | 100.0 |
| 1420 | 2.1 | 71 | 1420 | 3.2 | 71 | 1420 | 1.9 | 67 | 1420 | 2.7 | 67 | 1420 | 1.8 | 64 | 1420 | 1.7 | 60 | 1420 | 2.2 | 60 | 112.5 |
| 1420 | 2.3 | 69 | 1420 | 3.3 | 69 | 1420 | 2.2 | 65 | 1420 | 3.1 | 65 | 1420 | 2.1 | 62 | 1420 | 1.8 | 57 | 1420 | 2.3 | 57 | 125.0 |
| 1420 | 2.6 | 67 | 1420 | 3.8 | 67 | 1420 | 2.4 | 63 | 1420 | 3.3 | 63 | 1420 | 2.3 | 60 | 1420 | 1.8 | 53 | 1420 | 2.3 | 53 | 137.5 |
| 1420 | 2.9 | 65 | 1420 | 4.0 | 65 | 1420 | 2.8 | 62 | 1420 | 3.7 | 62 | 1420 | 2.5 | 58 | 1420 | 1.1 | 67 | 1480 | 1.7 | 67 | 150.0 |
| 1420 | 3.5 | 62 | 1420 | 5.1 | 62 | 1420 | 3.2 | 58 | 1420 | 4.4 | 58 | 1420 | 2.7 | 52 | 1420 | 3.4 | 52 | 1480 | 1.3 | 64 | 175.0 |
| 1480 | 2.0 | 73 | 1480 | 3.3 | 73 | 1420 | 3.6 | 54 | 1480 | 2.5 | 69 | 1480 | 1.6 | 66 | 1480 | 2.4 | 66 | 1480 | 1.5 | 62 | 200.0 |
| 1480 | 2.2 | 71 | 1480 | 3.2 | 71 | 1480 | 1.9 | 67 | 1480 | 2.8 | 67 | 1480 | 1.9 | 64 | 1480 | 1.7 | 59 | 1480 | 2.2 | 59 | 225.0 |
| 1480 | 2.3 | 68 | 1480 | 2.3 | 65 | 1480 | 3.2 | 65 | 1480 | 2.1 | 62 | 1480 | 2.1 | 62 | 1480 | 1.8 | 56 | 1480 | 2.3 | 56 | 250.0 |
| 1480 | 2.7 | 67 | 1480 | 2.5 | 63 | 1480 | 3.4 | 63 | 1480 | 2.4 | 60 | 1480 | 2.4 | 60 | 1480 | 1.8 | 51 | 1480 | 2.2 | 51 | 275.0 |
| 1480 | 3.0 | 65 | 1480 | 2.8 | 61 | 1584 | 5.4 | 85 | 1480 | 2.5 | 57 | 1480 | 3.2 | 57 | 1584 | 0.9 | 73 | 1584 | 1.4 | 73 | 300.0 |
| 1584 | 1.8 | 90 | 1480 | 3.0 | 59 | 1584 | 4.9 | 82 | 1480 | 2.7 | 55 | 1584 | 2.7 | 55 | 1584 | 0.9 | 71 | 1584 | 1.5 | 71 | 325.0 |
| 1584 | 1.9 | 87 | 1584 | 1.4 | 80 | 1584 | 3.7 | 80 | 1480 | 2.6 | 50 | 1584 | 1.8 | 75 | 1584 | 0.9 | 70 | 1584 | 1.6 | 70 | 350.0 |
| 1584 | 2.0 | 84 | 1584 | 1.4 | 77 | 1584 | 3.3 | 77 | 1584 | 1.2 | 73 | 1584 | 1.9 | 73 | 1584 | 1.0 | 68 | 1584 | 1.6 | 68 | 375.0 |
| 1584 | 1.9 | 82 | 1584 | 1.5 | 76 | 1584 | 3.1 | 76 | 1584 | 1.2 | 72 | 1584 | 2.1 | 72 | 1584 | 1.1 | 67 | 1584 | 1.7 | 67 | 400.0 |
| 1584 | 1.8 | 80 | 1584 | 1.5 | 74 | 1584 | 2.4 | 74 | 1584 | 1.2 | 70 | 1584 | 2.0 | 70 | 1584 | 1.2 | 66 | 1584 | 1.8 | 66 | 425.0 |
| 1584 | 1.9 | 78 | 1584 | 1.5 | 73 | 1584 | 2.5 | 73 | 1584 | 1.3 | 69 | 1584 | 2.1 | 69 | 1584 | 1.2 | 65 | 1584 | 1.9 | 65 | 450.0 |
| 1584 | 1.9 | 76 | 1584 | 1.5 | 71 | 1584 | 2.6 | 71 | 1584 | 1.4 | 68 | 1584 | 2.1 | 68 | 1584 | 1.3 | 64 | 1584 | 2.0 | 64 | 475.0 |
| 1584 | 2.0 | 75 | 1584 | 1.5 | 70 | 1584 | 2.4 | 70 | 1584 | 1.5 | 67 | 1584 | 2.2 | 67 | 1584 | 1.4 | 63 | 1584 | 2.1 | 63 | 500.0 |
| 1584 | 2.0 | 72 | 1584 | 1.7 | 68 | 1584 | 2.6 | 68 | 1584 | 1.7 | 65 | 1584 | 2.5 | 65 | 1584 | 1.5 | 61 | 1584 | 2.1 | 61 | 550.0 |
| 1584 | 2.2 | 71 | 1584 | 1.9 | 67 | 1584 | 2.8 | 67 | 1584 | 1.9 | 64 | 1584 | 2.7 | 64 | 1584 | 1.7 | 59 | 1584 | 2.2 | 59 | 600.0 |
| 1584 | 2.3 | 69 | 1584 | 2.2 | 65 | 1660 | 3.1 | 78 | 1584 | 2.1 | 62 | 1660 | 1.8 | 75 | 1584 | 1.8 | 57 | 1584 | 2.3 | 57 | 650.0 |
| 1660 | 2.0 | 84 | 1584 | 2.4 | 64 | 1660 | 2.9 | 76 | 1584 | 2.3 | 61 | 1660 | 1.9 | 73 | 1584 | 1.8 | 54 | 1584 | 2.3 | 54 | 700.0 |
| 1660 | 1.9 | 81 | 1660 | 1.4 | 75 | 1660 | 2.4 | 75 | 1660 | 1.2 | 71 | 1660 | 2.1 | 71 | 1660 | 1.1 | 67 | 1660 | 1.8 | 67 | 750.0 |
| 1660 | 1.9 | 79 | 1660 | 1.5 | 73 | 1660 | 2.4 | 73 | 1660 | 1.2 | 70 | 1660 | 2.1 | 70 | 1660 | 1.2 | 66 | 1660 | 1.9 | 66 | 800.0 |
| 1660 | 1.9 | 77 | 1660 | 1.5 | 72 | 1660 | 1.5 | 72 | 1660 | 1.3 | 69 | 1660 | 2.2 | 69 | 1660 | 1.2 | 64 | 1660 | 1.9 | 64 | 850.0 |
| 1660 | 1.9 | 75 | 1660 | 1.6 | 71 | 1660 | 1.6 | 71 | 1660 | 1.4 | 68 | 1660 | 2.2 | 68 | 1660 | 1.3 | 63 | 1660 | 2.0 | 63 | 900.0 |
| 2760 | 2.7 | 99 | 2760 | 1.5 | 92 | 2760 | 1.3 | 85 | 2760 | 1.3 | 85 | 2760 | 0.8 | 78 | 2760 | 0.8 | 78 | 1660 | 2.1 | 62 | 950.0 |
| 2760 | 2.8 | 98 | 2760 | 1.3 | 90 | 2760 | 1.2 | 83 | 2760 | 1.2 | 83 | 2760 | 0.9 | 76 | 2760 | 0.9 | 76 | 1660 | 2.1 | 62 | 1000.0 |
| 2760 | 2.3 | 94 | 2760 | 1.4 | 86 | 2760 | 1.4 | 86 | 2760 | 1.0 | 80 | 2760 | 0.9 | 74 | 2760 | 0.9 | 74 | 2760 | 0.9 | 74 | 1100.0 |
| 2760 | 1.8 | 90 | 2760 | 1.5 | 83 | 2760 | 1.2 | 77 | 2760 | 1.2 | 77 | 2760 | 0.9 | 71 | 2760 | 0.9 | 71 | 2760 | 0.9 | 71 | 1200.0 |
| 2760 | 1.9 | 87 | 2760 | 1.3 | 80 | 2760 | 1.1 | 75 | 2760 | 1.1 | 75 | 2760 | 0.9 | 70 | 2760 | 0.9 | 70 | 2760 | 0.9 | 70 | 1300.0 |
| 2760 | 2.0 | 85 | 2760 | 1.4 | 79 | 2760 | 1.1 | 74 | 2760 | 1.1 | 74 | 2760 | 0.9 | 69 | 2760 | 0.9 | 69 | 2760 | 0.9 | 69 | 1350.0 |

† Factor for General Duty (Other than Belt Conveyors) is the nominal torque applied at the inception of acceleration, expressed as a percent of running load torque.
 * 185/235/270/320/2870 are HFN. Sizes 370/1420/1480 are HFN or HFR depending on mounting arrangement. Sizes 1584/1660/1760/2760 are HFR.
 † Start Factor

HF20 Gear Coupling Mount (with Delay Fill Chamber)

Flex half of Type G20 (exposed bolt) gear coupling at input & output, with gap discs, for horizontal mounting. Type G gear coupling hubs furnished interference fit, no setscrew, unless specified otherwise. The fluid coupling drops in or out when gear coupling sleeves are unbolted and retracted.

| Type | Description | Availability By Coupling Size & Type | | | | |
|--------|---------------------|--------------------------------------|------|------|------|------|
| | | 370 | 1420 | 1480 | 1584 | 1660 |
| HF20 | Delay Fill | X | X | X | X | X |
| HFDD20 | Extended Delay Fill | | X | X | X | X |
| HFR20 | Inactive Delay Fill | | | | X | X |



| CPLG SIZE * | Cplg Weight lb No Bore & W/O Fluid | | Allow speed rpm | Dimensions - inches | | | | | | | | | | Maximum Bore † | | | Lube Wt Per Gear Cplg Half-lb | WR ² (lb-in ²) †† | | | | | | CPLG SIZE * |
|-------------|------------------------------------|------|-----------------|---------------------|------|------|------|------|------|------|-------|---------|-------|-------------------------|-------|--------|-------------------------------|------------------------------------------|----------|---------|-------|-------|-------|-------------|
| | HFD HFR | HFDD | | A | C | D | F | H | J | M | AA | BE | | | Input | Output | | Fluid @ Max Fill | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | | HFD HFR | HFDD | Size | | | | Square Key | Rect Key | HFD HFR | HFDD | HFD | HFR | |
| | | | | | | | | | | | | | | Shaft Coupling Type G20 | | | | | | | | | | |
| 370HF | 156 | N/A | 1800 | 7.00 | 2.44 | 4.14 | 4.98 | 0.75 | 2.34 | 4.30 | 16.73 | 12.69 | N/A | 1020 | 2.875 | 3.250 | 0.13 | 1,910 | N/A | 358 | 478 | N/A | N/A | 370HF |
| 1420HF | 237 | 246 | 1800 | 8.38 | 3.03 | 5.14 | 6.10 | 0.86 | 2.82 | 4.30 | 18.70 | 14.38 | 17.49 | 1025 | 3.625 | 4.000 | 0.25 | 3,080 | 3,240 | 740 | 990 | N/A | 925 | 1420HF |
| 1480HF | 340 | 353 | 1800 | 9.44 | 3.59 | 6.00 | 7.10 | 0.86 | 3.30 | 4.30 | 21.65 | 16.16 | 19.58 | 1030 | 4.125 | 4.750 | 0.40 | 5,700 | 6,030 | 1,550 | 1,980 | N/A | 1,950 | 1480HF |
| 1584HF | 570 | 592 | 1500 | 11.00 | 4.19 | 7.00 | 8.32 | 1.12 | 3.84 | 5.10 | 26.38 | 18.00 | 21.82 | 1035 | 4.875 | 5.750 | 0.60 | 12,150 | 13,000 | 3,570 | 4,955 | 3,844 | 5,125 | 1584HF |
| 1660HF | 815 | 844 | 1200 | 12.50 | 4.75 | 8.25 | 9.66 | 1.12 | 4.38 | 5.70 | 29.92 | 20.64 | 24.97 | 1040 | 5.750 | 6.500 | 1.00 | 22,900 | 24,400 | 6,210 | 9,225 | 8,167 | 9,570 | 1660HF |

* Fluid couplings are offered for horizontal mounting as shown. Consult Falk for other mounting arrangements. Dimensions are for reference only, and are subject to change without notice unless certified.

† Type G couplings are furnished with an average INTERFERENCE FIT of .0005" per inch of shaft diameter, without setscrew, unless otherwise specified. Maximum bore capacity is REDUCED when INTERFERENCE FIT with a setscrew OVER the keyway is specified. Refer to Falk publication 427-105 for allowable bores.

†† Equivalent mass moment values shown apply only to the fluid coupling with adapters (gear coupling halves not included). Refer to Page 31 for fluid WR² multipliers for other than maximum fill.

• To use these maximum bores, a customer furnished rectangular key must replace the standard square key that was supplied with the shaft. CHECK KEY STRESSES.



TÉRMICO

LANA AW

Aislamiento Térmico para servicio en caliente

La Lana AW de FiberGlass es un aislamiento térmico hecho con lana de fibras de vidrio inorgánicas y elásticas, aglomeradas con resina termo-resistente, presentada en rollos.

La Lana AW está diseñada para ser empleada en aplicaciones como aislamiento térmico de equipos y electrodomésticos que trabajan a temperaturas hasta de 540°C (1000°F) con el espesor recomendado. Este aislamiento es ampliamente utilizado en sistemas de paneles, recubrimientos flexibles, hornos industriales o superficies irregulares.

- **Excelente Funcionamiento Térmico**
La eficiencia térmica de la Lana AW contribuye a reducir las pérdidas de calor y el consumo de combustibles.
- **Peso Liviano**
El bajo peso de la fibra de vidrio facilita la instalación y manipulación del aislamiento, incluso cuando se trabaja con grandes cantidades.
- **Elasticidad**
Su elasticidad garantiza llenar completamente todos los espacios con el aislamiento asegurándose alta eficiencia en el funcionamiento de los artefactos.
- **Rápido y Fácil de Instalar**
Su presentación en rollos permite cubrir grandes áreas rápidamente, eliminando el trabajo tedioso de colocar lámina por lámina.

Beneficios en ahorro y conservación de energía



AISLAMIENTO INDUSTRIAL

- **Incombustible**
- **Resiste la vibración sin deformarse**
- **Inorgánico**
- **No genera ni acelera la corrosión sobre acero, hierro, cobre o aluminio.**
- **No absorbe humedad ambiental.**

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

- **Conductividad Térmica:** 0.039 w/°C.m² Valor típico (0.27 BTU.in/hr.°F.ft²).
- **Características de Quemado Superficial:** ASTM E84 Propagación de llama 25.
- **Temperatura de aplicación:** Máx 540°C (1000°F).
- **Empaque:** Bolsas de polietileno
- **Unidad:** Rollos

DIMENSIONES:

| | LONGITUD | ANCHO | ESPESOR |
|---------------------|----------|---------|---------|
| 600" X 48" X 1" | 15.24m | 1219 mm | 25.4 mm |
| 300" X 48" X 1" | 7.62 m | 1219 mm | 25.4 mm |
| 600" X 48" X 1 1/2" | 15.24 m | 1219 mm | 50.8 mm |

ESPESORES RECOMENDADOS

| Espesor | Ts Tq | 1000°F | 850°F | 700°F | 550°F | 400°F | 250°F |
|---------|-------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| | | (538°C) | (454°C) | (371°C) | (288°C) | (288°C) | (121°C) |
| 1" | Ts | 250 | 228 | 204 | 180 | 154 | 125 |
| | Q | 203 | 168 | 134 | 100 | 67 | 34 |
| 2" | Ts | 187 | 173 | 159 | 144 | 128 | 110 |
| | Q | 110 | 91 | 73 | 55 | 37 | 19 |
| 3" | Ts | 161 | 151 | 140 | 129 | 117 | 104 |
| | Q | 76 | 63 | 50 | 38 | 25 | 13 |
| 4" | Ts | 146 | 138 | 129 | 120 | 111 | - |
| | Q | 58 | 48 | 39 | 29 | 20 | - |
| 5" | Ts | 137 | 130 | 122 | - | - | - |
| | Q | 47 | 39 | 31 | - | - | - |
| 6" | Ts | 130 | 124 | - | - | - | - |
| | Q | 139 | 33 | - | - | - | - |

Cálculos realizados para: Velocidad de viento = 0
 Emisividad Exterior = 0.2
 Temperatura ambiente = 86°F (30°C)

TS = Temperatura Superficial en °F
 Q = Pérdidas de Calor en BTU/h.ft²

Unidad de Servicio Técnico: llame gratis al 01 800 09 197 97
 Bogotá al 235 6297 internet: www.fiberglasscolombia.com
 E-mail: contacto@fiberglasscolombia.com.co

"La información en este documento está sujeta a cambio sin previo aviso".

"Para obtener información detallada sobre las especificaciones técnicas de este producto, solicite y consulte la EDC (Especificación del Cliente).



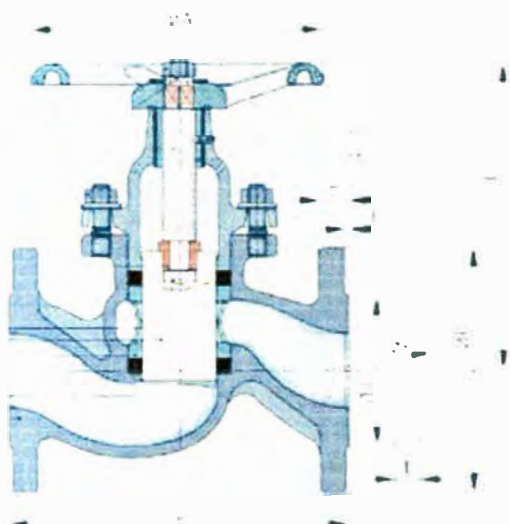
Fecha: Octubre de 2003

Válvula de pistón KVN III-KX-GT DN 10-50

Hierro Fundido con bridas PN 16



- Bridas según EN 1092-2 PN16
- Distancia entre caras según EN 558-1 Gr.1 (ant. DIN 3202 F1)
- Con anillos de cierre en grafito laminado tipo **KX-GT**



| Nº | Nombre | Material |
|----|--------------------------------|--------------|
| 1 | Cuerpo | EN-GJL-250 |
| 2 | Bonete | EN-GJL-250 |
| 3 | Volante | EN-GJL-200 |
| 5 | Linterna | Sint C10 |
| 6 | Tuerca unión vástago | 1.0715 galv. |
| 7 | Pistón | 1.4104 |
| 8 | Husillo | 1.4021 |
| 9 | Anillo superior | KX-GT |
| 11 | Guía de husillo ⁽¹⁾ | - |
| 12 | Fijador ⁽¹⁾ | - |
| 13 | Tuerca bonete | 1.1181 |
| 14 | Tuerca volante | 1.1181 |
| 15 | Espárrago KVN 10-25 | 1.1181 |
| 15 | Espárrago KVN 32-50 | 1.7709 |
| 16 | Arandela elástica | 50CrV4 |
| 18 | Disco | 1.4401 |
| 19 | Arandela volante | Acero muelle |
| 21 | Chapa identificativa | Aluminio |

KVN III KX-GT Hierro Fdo. PN16 RF (DN 10-50)

| Código | Dimensiones en mm | | | | | A | Peso (kg.) | Precio |
|------------------|-------------------|-----|-----|-----|-----|-------|------------|--------|
| | DN | L | H | Hub | | | | |
| - | 10 | 130 | 105 | 23 | 100 | - | cons. | |
| 010/01469 | 15 | 130 | 105 | 23 | 100 | 2,50 | cons. | |
| 010/01470 | 20 | 150 | 120 | 28 | 120 | 4,15 | cons. | |
| 010/01471 | 25 | 160 | 139 | 33 | 140 | 5,40 | cons. | |
| 010/01472 | 32 | 180 | 156 | 37 | 160 | 8,50 | cons. | |
| 010/01473 | 40 | 200 | 186 | 44 | 180 | 10,90 | cons. | |
| 010/01474 | 50 | 230 | 211 | 51 | 200 | 14,20 | cons. | |



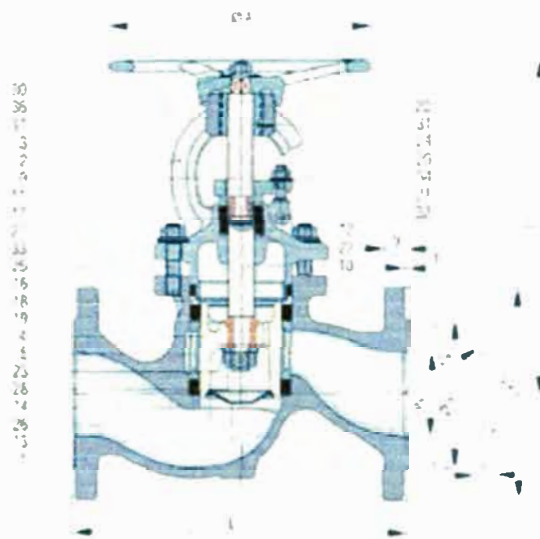
Teléfono +34 913 581 212
 Fax +34 913 580 488
 e-mail gral@saidi.es
 Web www.saidi.es

Valvula de pistón KVN III-KX-GT DN 65-200

Hierro Fundido con bridas PN 16

- Bridas según EN 1092-2 PN16
- Distancia entre caras según EN 558-1 Gr.1 (ant. DIN 3202 F1)
- Con anillos de cierre en grafito laminado tipo **KX-GT**

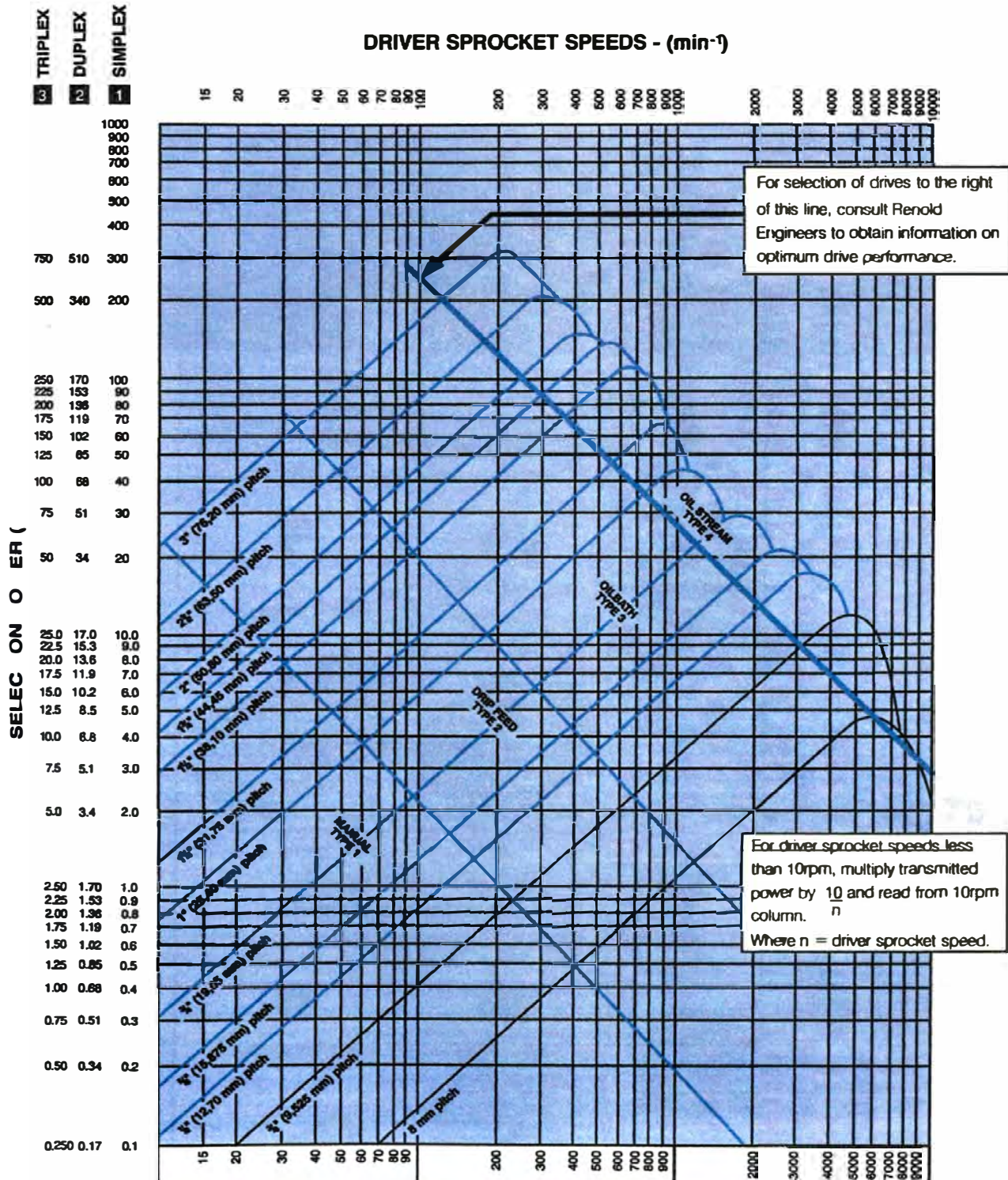
| Nº | Nombre | Material |
|----|---------------------------|-------------------|
| 1 | Cuerpo | EN-GJL-250 |
| 2 | Bonete | EN-GJL-250 |
| 3 | Volante | EN-GJL-200 |
| 4 | Pistón | 1.4086 |
| 5 | Linterna | EN-GJL-200 |
| 9 | Husillo | 1.4021 |
| 10 | Eje Pistón | 1.4104 |
| 11 | Tuerca prensaestopas | EN-J5 1030 |
| 12 | Disco | 1.4401 |
| 13 | Cono pistón | 1.4401 |
| 14 | Anillo superior | KX-GT |
| 16 | Anillo sup. complement. | Graphit-L |
| 17 | Anillos prensaestopas | KX-GT |
| 18 | Anillo superior de cierre | EN-GJL-200 |
| 19 | Asiento trasero | 1.4104 |
| 20 | Guía husillo | Sint C11 especial |
| 21 | Tuerca unión vástago | 1.4401 |
| 22 | Arandela | St37 Galv. |
| 23 | Disco | 1.4401 |
| 24 | Tornillo | 5.6 |
| 25 | Espárrago | 5.6 |
| 26 | Anillo de seguridad | 1.4310K |
| 27 | Tuerca bonete | 5 |
| 28 | Tuerca fijación casquillo | 5 |
| 29 | Tuerca bonete | 5 |
| 30 | Tuerca bonete | 5 |
| 31 | Fijador | Acero muelle |
| 32 | Pasador | 6.8 |
| 33 | Arandela elástica | 50CrV4 |
| 34 | Arandela elástica | 50CrV4 |
| 36 | Arandela volante | Acero muelle |
| 37 | Chapa identificativa | Aluminio |



KVN III KX-GT Hierro Fdo. PN16 RF

| Código | Dimensiones en mm | | | | | | Peso | Precio |
|------------------|-------------------|-----|-------|-----|-----|-------|--------------|--------|
| | DN | L | H | Hub | A | | | |
| 010/01475 | 65 | 290 | 194,5 | 50 | 265 | 24,0 | cons. | |
| 010/01476 | 80 | 310 | 219 | 58 | 265 | 30,5 | cons. | |
| 010/01477 | 100 | 350 | 260 | 78 | 300 | 46,5 | cons. | |
| 010/01478 | 125 | 400 | 303 | 86 | 400 | 69,0 | cons. | |
| 010/01479 | 150 | 480 | 331 | 98 | 400 | 85,0 | cons. | |
| 010/01480 | 200 | 600 | 561 | 118 | 400 | 157,5 | cons. | |





EUROPEAN STANDARD CHAIN DRIVES
Rating Chart using 19T Driver Sprocket



1 Kilowatt = 1.34 hp.

M 3 P S F 50

1. tion

| Series Serie | Number of stages Anzahl Getriebe- stufen | Gear Unit design Getriebeausführung | LSS type LSS Typ | Attachment Einbauweise | Size Größe |
|-----------------|-------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|
| M | 2 - 3 - 4 - 5 | Helical Gear Unit (Parallel Shafts) Stirnradgetriebe | S Solid Shaft Vollwelle  | F Foot Fuß | 50 - 80 - 70 - 80 - 90 |
| | | P Horizontal ISS  | | | |
| | | Bevel Helical Gear Unit (Right-Angle Shafts) Kegelstirnradgetriebe | H Hollow Shaft Hohlwelle  | T Torque Arm Mounting Bracket Befestigung für Drehmomenten- stütze | |
| | | R Horizontal ISS  | | | |

1 GEAR UNIT SELECTION

1.1 Ratio

Calculate ratio $i = n_1/n_2$ and choose the nearest nominal ratio i_N shown in rating tables. The exact ratios i_{ex} are found in tables (section 2). Choose the gear unit type in conformity with the ratio i_N .

$$(1) \quad i_{ex} = \frac{n_1}{n_2}$$

n_1 = HSS rotation speed / Drehzahl
 n_2 = LSS rotation speed / Drehzahl

(HSS = High speed shaft / Antriebswelle)
 (LSS = Low speed shaft / Abtriebswelle)

1.2 Running Power P_{K1} , P_{K2} and Running Torque M_{K2}

$$(2) \quad P_{K1} = \frac{P_{N1}}{\eta} \quad (3) \quad P_{K1} = \frac{M_{K2} \times n_2}{9550 \times \eta}$$

P_{K1}, P_{K2} [kW], M_{K2} [Nm]

1.3 Gear Unit selection by means of F_s

The service factor F_s is determined by the load characteristic of the driving and driven machine. F_s is given in table 1.2. Select the size of the Gear Unit from the rating table so that the nominal power rating P_{N1} meets the requirements relative to ratio i_N and input speed n_1 (HSS):

$$(4) \quad P_{K1} \times F_s \leq P_{N1}$$

1.4 Maximum Power P_{K1max} and Maximum Torque M_{K2max}

$$(5) \quad P_{K1max} \leq \frac{2 \times P_{N1}}{F_T}$$

$$(6) \quad M_{K2max} \leq \frac{2 \times M_{N2}}{F_T}$$

P_{N1} [kW]
 M_{N2} [Nm]

Factor F_s is given in table 1.3.

The Gear Unit can be momentarily overloaded. Single load peak should not exceed 10 seconds period.

1.5 External Loads on Shaft Ends

Check the connections of input (HSS) and output (LSS) shafts and the possible radial and axial loads on shaft ends.

1.6 Reversing Drive

Power ratings P_{N1} and torque ratings M_{N2} given in tables are calculated for constant load direction.

When rotation direction changes with full load once per minute, 70% of P_{N1} and M_{N2} can be utilized.

1.7 Thermal Rating

The thermal rating P_T is the actual power rating the gear unit can transmit continuously without exceeding the calculated oil temperature $+90^\circ\text{C}$.

$$(7) \quad P_T = P_{N1} \times f_1 \times f_2 \times f_3$$

f_1 = factor for altitude, see table 1.1.

$f_2 = 1,0$ for torque arm mounted gear units and $f_2 = 1,0$ for foot mounted gear units
 $f_3 = 1,10$ with pressure lubrication and $f_3 = 1,0$ with bath and splash lubrications.

1. WAHL DES ZAHNRADGETRIEBES

1.1 Übersetzung

Die Übersetzung $i = n_1 / n_2$ berechnen und die am nächsten liegende Nennübersetzung i_N ermitteln.

Anhand von i_N und den gewünschten Anforderungen den Getriebetyp wählen.

1.2 Betriebsleistung P_{K1} , P_{K2} und Betriebsdrehmoment M_{K2}

| | | |
|-----------------|------------------------------------|----------------------|
| single stage | $\eta = 0,985$ | einstufige Getriebe |
| double stage | $\eta = 0,97$ | zweistufige Getriebe |
| triple stage | $\eta = 0,955$ | dreistufige Getriebe |
| quadruple stage | $\eta = 0,94$ | vierstufige Getriebe |
| quintuple stage | $\eta = 0,93$ | fünfstufige Getriebe |
| | η = Efficiency / Wirkungsgrad | |

1.3 Auswahl des Getriebes anhand des Betriebsfaktors F_s

Mit dem Betriebsfaktor F_s werden die von der angetriebenen und getriebenen Maschine verursachten Belastungsstöße berücksichtigt (F_s aus der Tabelle 1.2).

Auswahl der Getriebegröße aus der Leistungstabelle anhand der Nennübersetzung i_N , der Antriebswellen-Drehzahl n_1 (HSS) und der Nennleistung P_{N1} :

1.4 Maximalleistung P_{K1max} und Maximaldrehmoments M_{K2max}

Factor F_s aus Tabelle 1.3.

Das Getriebe darf kurzzeitig überlastet werden. Die einzelnen Belastungsspitzen dürfen eine Dauer von 10 Sekunden nicht überschreiten.

1.5 Äußere Wellenbelastungen

Die Kupplungsarten zwischen Antriebsmaschine, Getriebe und Arbeitsmaschine, sowie eventuell die an den Wellenenden wirkenden Radial- und Axialkräfte überprüfen.

1.6 Reversierbetrieb

Die in den Tabellen angegebenen Werte für Nennleistung P_{N1} und Nennmoment M_{N2} wurden für eine konstante nicht wechselnde Last berechnet. Wenn die Drehrichtung bei voller Last einmal pro Minute wechselt kann 70% von P_{N1} und M_{N2} gefahren werden.

1.7 Thermische Leistung

Unter der thermischen Leistung P_T eines Getriebes versteht man die Leistung, die mit dem Getriebe übertragen werden kann, ohne daß die Öltemperatur den maximal rechnerischen Wert $+90^\circ\text{C}$ überschreitet.

f_1 = Höhenfaktor, siehe Tabelle 1.1.

$f_2 = 1,07$ mit der Drehmomentenvergabe montierte Getriebe und $f_2 = 1,0$ für Fußgetriebe
 $f_3 = 1,10$ mit Druckschmierung und $f_3 = 1,0$ mit Bad und Tauchschrägung

Determine the thermal rating P_T of the gear unit in the actual ambient temperature. If $P_{K1} > P_T$, check if external pressure lubrication and cooling unit can be used.

Die thermische Leistung P_T des Getriebes unter Berücksichtigung der Umgebungstemperatur berechnen. Falls $P_{K1} > P_T$, ist zu untersuchen ob Druckschmierung oder Kühleinheit benutzt werden soll.

$$(8) \quad P_{K1} \leq P_T$$

Table / Tabelle 1.1. Factor for altitude f_1 /Höhentfaktor f_1

| | Altitude (meters above sea)/ Höhenlage (Meter über dem Meeresspiegel) | | | | |
|-------|-----------------------------------------------------------------------------|------|------|------|------|
| | 0 | 1000 | 2000 | 3000 | 4000 |
| f_1 | 1.0 | 0.95 | 0.91 | 0.87 | 0.83 |

f_1 Intermediate values have to be interpolated.
 f_1 Zwischenwerten müssen interpoliert werden.

1.8 Lubrication Method

Check from the rating table the lubrication method of the selected gear unit.

1.8 Schmierungsart

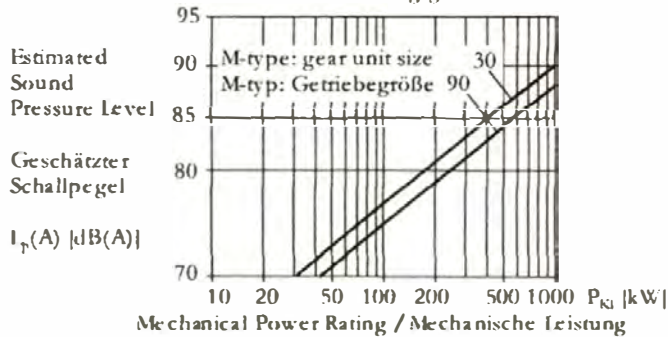
Anhand der Leistungstabellendaten überprüfen welche Schmiermethode benutzt werden sollen.

1.9 Noise Level

Estimated sound pressure level $L_p(A)$ applies only in free-field conditions at one (1) meter distance from the gear unit surface. Guaranteed $L_p(A)$ values are given by SEW EURODRIVE when requested.

1.9 Schallpegel

Der geschätzte Messflächenschalldruckpegel $L_p(A)$ gilt lediglich auf freiem Schallfeld in einem (1) Meter Entfernung von der Oberfläche des Getriebes. Auf Wunsch werden von SEW EURODRIVE garantierte $L_p(A)$ Werte angegeben.



1.10 Final selection

SEW EURODRIVE is responsible for selecting the right gear unit. The buyer is responsible for giving the correct load cases and technical requirements.

1.10 Endgültige Getriebewahl

SEW EURODRIVE ist für die Wahl des richtigen Getriebes verantwortlich und der Kunde für die richtigen Angaben der Belastungen und technischen Anforderungen.

Service factor F_s

See table 3 (service factors) on page 1.14 – the service factors are valid for electrical motors as a driving machine.

Betriebsfaktor F_s

Siehe Tabelle 3 (Betriebsfaktoren) auf Seite 1.14 – diese sind gültig für Elektromotoren als Antriebsmaschine.

+0,25 for combustion engines with four or more cylinders (moderate cyclic variation)

Für Verbrennungsmotoren als Antriebsmaschine sind folgende Korrekturwerte zu verwenden:

+0,5 for combustion engines with one to three cylinders (considerable cyclic variation)

+0,25 für Verbrennungsmotoren mit vier oder mehr Zylindern (moderate Ungleichförmigkeit)

+0,5 für Verbrennungsmotoren mit einem bis drei Zylindern (starke Ungleichförmigkeit)

These service factors are given as a general guide only. For exceptional working conditions, such as extreme shock loads, frequent starts on full load, reversing drive, rapid acceleration or deceleration, function near to critical speed, braking, high external loads on shaft ends and exceptional ambient conditions, reference to SEW EURODRIVE is recommended.

Es ist stets zu berücksichtigen, daß es sich bei den Betriebsfaktoren lediglich um Richtwerte handelt. Bei ungewöhnlichen Betriebsverhältnissen empfiehlt es sich stets, den Fall SEW EURODRIVE zu unterbreiten. Als ungewöhnliche Betriebsverhältnisse gelten z.B. hochgradig stoßartige Belastungen, hohe Laufhäufigkeit unter voller Last, Reversierbetrieb, Bremsen, Kurzschluß im Generator, große äußere Wellenbelastungen und außergewöhnliche Umgebungsbedingungen.

Table / Tabelle 1.3. Maximum load occurrancy factor F_F /Häufigkeit der Maximallast F_F

| Maximum load occurrancy / hour Maximallast Häufigkeit / h | 1 ... 5 | 6 ... 20 | 21 ... 40 | 41 ... 80 | 81 ... 160 | >160 |
|--------------------------------------------------------------|---------|----------|-----------|-----------|------------|------|
| F_F | 1.00 | 1.20 | 1.30 | 1.50 | 1.75 | 2.00 |

2. Examples of selection / Getriebewahl-Beispiele

| | Example / Beispiel 1 | Example / Beispiel 2 |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|
| Driven Machine / Arbeitsmaschine | Crusher / Brecher | Belt Conveyor / Gurtbandförderer |
| Rotation Speed / Drehzahl n_1 | 130 min ⁻¹ | 18 min ⁻¹ |
| P_{K2} or / oder M_{K2} | 350 kW | 59000 Nm |
| Load Peaks / Belastungsspitzen (P_{K2max} or M_{K2max}) | 650 kW | 88500 Nm |
| Duration of Service / Betriebsdauer | 8 h/d, 2400 h/a | 24 h/d, 8000 h/a |
| Starting Frequency / Anlaufhäufigkeit | 1 start per hour / Anlauf/h | seldom / Selten |
| Driving Machine / Antriebsmaschine | Squirrel Cage Motor / Asynchronmotor | Squirrel Cage Motor / Asynchronmotor |
| Nominal Power Rating / rot. speed | 355 kW / 1482 min ⁻¹ | 132 kW / 1480 min ⁻¹ |
| Nennleistung / Drehzahl | | |
| Gear unit type / Getriebetyp | Fixx mounted / Fußgetriebe | Hollow Shaft / Aufsteckgetriebe |
| Shaft Position / | Horizontal, parallel / | Horizontal, right angle / |
| Wellenlage | Waagrecht, parallel | Waagrecht, Winkelgetriebe |
| Connections / Kupplungen | | |
| Motor - Gear Unit / Motor - Getriebe | Elastic Coupling / Elastische Kupplung | Fluid coupling / hydrodynamische Kupplung |
| Gear unit-driven machine / Getriebe-Arbeitsmaschine | Gear Coupling / Zahnkupplung | Hollow Shaft, Shrink Disc / Hohlwelle, Schrumpfscheibe |
| Ambient conditions / Umgebungsverhältnisse | | |
| Temperature / Temperatur | -30... +30°C | +30°C |
| Other conditions / Sonstige Verhältnisse | Very dusty / Sehr staubig | Moist / Feuchte Umgebung |
| Selection of gear unit / Getriebewahl | | |
| $n_1 / n_2 = i$ | 1482 / 130 = 11.4:1 | 1480 / 18.0 = 82.2:1 |
| Nearest nominal ratio i_n / | 11.2:1 | 80:1 |
| Nächstliegende Nennübersetzung i_n | | |
| Gear Unit type (efficiency) / Getriebetyp (Wirkungsgrad) | M2PSI ($\eta = 0.97$) | M3RHT ($\eta = 0.955$) |
| Required / Geforderter F_s (table 3 / Tabelle 3) | 1.75 | 1.5 |
| $P_{K1} = \frac{P_{K2}}{\eta} = \frac{M_{K2} \times n_2}{9550 \times \eta}$ | 360.8 kW | 119.7 kW |
| Selected gear unit / Gewähltes Getriebe | M2PSI-60 | M3RHT80 |
| $P_{K1} \times F_s < P_{v1}$ | 360.8 kW x 1.75 < 851kW | 119.7 kW x 1.5 < 195 kW |
| Selection Check and Application Requirements / Prüfungen und Anforderungen | | |
| Gear Unit exact ratio / die genaue Übersetzung i_{ex} | 11.189 : 1 | 78.824 : 1 |
| Checking of P_{K2max} and M_{K2max} / P_{K2max} und M_{K2max} prüfen | M2PSI-60 meets the requirements M2PSI-60 entspricht den Anforderungen | M3RHT80 meets the requirements M3RHT80 entspricht den Anforderungen. |
| Thermal rating / Thermische Leistung P_T | 202 kW (by ambient temperature / bei Umgebungstemperatur +30°C) | 202 kW |
| Cooling devices / Kühleinrichtungen | Water cooling coil or external cooling system with pressure lubrication is needed / Kühlwasserschlange oder externes Kühl- system mit Druckschmierung erforderlich | Cooling not required / Kühlung nicht erforderlich |
| Lubrication method / Schmierung | | Splash lubrication / Tauchschmierung |
| Requirements of very dusty or moist conditions Anforderungen aufgrund von starker Staubbildung oder Feuchtigkeit | Labyrinth seal as standard on ISS and HSS Labyrinth-Dichtung als Standard arbeitsmaschinenseitig und motorseitig | — |
| Requirements of cold ambient temperature (cold start etc.) / Anforderungen aufgrund von kalter Umgebungstemperatur (Kaltstart) | Use of synthetic PAO oil, See Instruction B / Verwendung von synthetischen PAO-Öl, Siehe Instruktion B | — |

Table 3.

| Field of application | Driven machine | Service Factor operating period / day | | |
|-----------------------------|------------------------------------|------------------------------------------|--------|------|
| | | < 3 | > 3-10 | > 10 |
| Waste Water Treatment | Impeller atractor | -- | 1,80 | 2,00 |
| | Thickeners | 1,15 | 1,25 | 1,50 |
| | Vacuum filters | 1,15 | 1,30 | 1,50 |
| | Collectors | 1,15 | 1,25 | 1,50 |
| | Screw pumps | -- | 1,30 | 1,50 |
| | Brush atractors | -- | -- | 2,00 |
| Conveyors | Bucket elevators | -- | 1,40 | 1,50 |
| | Hoists - other | -- | 1,50 | 1,80 |
| | Belt conveyors 100 kW | 1,15 | 1,25 | 1,40 |
| | Belt conveyors ≤ 100 kW | 1,15 | 1,30 | 1,50 |
| | Apron feeders | -- | 1,25 | 1,50 |
| | Screw feeders | 1,15 | 1,25 | 1,50 |
| | Shakers, reciprocating | 1,55 | 1,75 | 2,00 |
| | Escalators | 1,15 | 1,25 | 1,50 |
| Passenger lifts | * | * | * | |
| Fans | Heat exchangers | 1,50 | 1,50 | 1,50 |
| | Dry cooling towers | -- | -- | 2,00 |
| | Wet cooling towers | 2,00 | 2,00 | 2,00 |
| | Blowers (axial and radial) | 1,50 | 1,50 | 1,50 |
| Energy | Frequency converters | -- | 1,80 | 2,00 |
| | Water wheels (low speed) | -- | -- | 1,70 |
| | Water turbines | -- | -- | * |
| | Wind turbines | * | * | * |
| Rubber and plastic industry | Extruders (plastics) | -- | 1,40 | 1,60 |
| | Extruders (rubber) | -- | 1,50 | 1,80 |
| | Rubber mills (3 on line) | 1,55 | 1,75 | 2,00 |
| | Rubber mills (3 on line) | -- | 1,50 | 1,75 |
| | Warming mills | 1,35 | 1,50 | 1,75 |
| | Calenders | -- | 1,65 | 1,65 |
| | Grinders | 1,55 | 1,75 | 2,00 |
| | Mixing mills | * | * | * |
| | Sheeters | 1,55 | 1,75 | 2,00 |
| | Refiners | 1,55 | 1,75 | 2,00 |
| | Tubers | * | * | * |
| Compressors | Reciprocating | -- | 1,80 | 1,90 |
| | Centrifugal compressor | -- | 1,40 | 1,50 |
| | screw-type | -- | 1,50 | 1,75 |
| Cranes and hoists | Cranes and hoists | ** | ** | ** |
| Food industry | Crushers and mills | -- | -- | 1,75 |
| | Beet slicer | -- | 1,25 | 1,50 |
| | Drying Drums | -- | 1,25 | 1,50 |
| Metal mills | Winders | -- | 1,60 | 1,75 |
| | Slitters | 1,55 | 1,75 | 2,00 |
| | Table conveyors, individual drives | * | * | * |
| | Table conveyors, group drives | * | * | * |
| | Table conveyors, reversing | * | * | * |
| | Wire drawing machines | 1,35 | 1,50 | 1,75 |
| Flattening Machines | * | * | * | |

| Field of application | Driven machine | Service Factor operating period / day | | |
|-------------------------------|--------------------------------------------|------------------------------------------|--------|------|
| | | < 3 | > 3-10 | > 10 |
| Mills and Drums (rotary type) | Dryers and coolers | -- | 1,50 | 1,60 |
| | Kilns | -- | -- | 2,00 |
| | Ball mills | -- | -- | 2,00 |
| | Coal mills | -- | 1,50 | 1,75 |
| Pumps | Centrifugal pumps | 1,15 | 1,35 | 1,45 |
| | Reciprocating (single-cylinder) | 1,35 | 1,50 | 1,80 |
| | Reciprocating (multi-cylinder) | 1,20 | 1,40 | 1,50 |
| | Spiral pumps | -- | 1,25 | 1,50 |
| | Rotary (gear type, vane) | -- | -- | 1,25 |
| Agitators and mixers | Agitators for liquids | 1,00 | 1,25 | 1,50 |
| | Agitator for liquids (variable density) | 1,20 | 1,50 | 1,65 |
| | Agitator for solids (non-uniform material) | 1,40 | 1,60 | 1,70 |
| | Agitator for solids (uniform material) | -- | 1,35 | 1,40 |
| | Concrete mixers | -- | 1,50 | 1,50 |
| Lumber industry | Lumber industry | * | * | * |
| Mining industry | Crushers | 1,55 | 1,75 | 2,00 |
| | Screens and shakers | 1,55 | 1,75 | 2,00 |
| | Slewing drives | -- | 1,55 | 1,80 |
| | Dredgers | * | * | * |
| Pulp- and paper industry | Debarking Drums and Barkers | 1,55 | 1,80 | 2,00 |
| | Rolls (pick-up, wire drive, wire suction) | -- | 1,80 | 2,00 |
| | Dryer cylinders (anti-friction bearings) | -- | 1,80 | 2,00 |
| | Calenders (anti-friction bearings) | -- | 1,80 | 2,00 |
| | Filters (pressure and vacuum) | -- | 1,80 | 2,00 |
| | beaters and chippers | 1,55 | 1,75 | 2,00 |
| | Jordans | -- | 1,50 | 1,75 |
| | Presses (bark, felt, size, suction) | -- | -- | 1,75 |
| | Reels | -- | -- | 1,75 |
| | Pulpers | * | * | * |
| | Washers | -- | -- | 1,50 |
| Yankee-cylinders (dryers) | * | * | * | |
| Cableways | Material topeways | -- | 1,40 | 1,50 |
| | Aerial tramway | * | * | * |
| | Surface lifts | * | * | * |
| | Continuous aerial tramways | * | * | * |
| | Funicular railway | * | * | * |

Note:

* please contact SEW-EURODRIVE

** please contact SEW-EURODRIVE, dimensioning according to IEM 1001

The values given in Table 3 are based on experience and are valid for applications in general. In the case of a special application or where the loading is not clear, it is recommended that the loads be measured. For applications not included in Table 3, please refer to SEW-EURODRIVE.

Solid & Hollow ISS
Vollwelle & Hohlwelle ISS

| Size Größe | n ₁ min ⁻¹ | Nominal Mechanical Power Ratings P _{NI} in kW | | | | | Mechanische Nennleistungen P _{NI} in kW | | | | |
|---------------|-------------------------------------|--------------------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|--------------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|
| | | Nominal Ratio i _N | | | | | Nennübersetzung i _N | | | | |
| | | 6.3 | 7.5 | 8 | 9 | 10 | 11.2 | 12.5 | 14 | 16 | 18 |
| M2P. | 1800 | 896 | 828 | 754 | 700 | 648 | 590 | 547 | 505 | 424 | 378 |
| | 1500 | 789 | 729 | 664 | 617 | 571 | 519 | 481 | 444+ | 357+ | 318+ |
| | 1200 | 675 | 623 | 568 | 527 | 488 | 444+ | 402+ | 362+ | 288+ | 257+ |
| | 1000 | 594 | 549 | 500 | 464+ | 423+ | 374+ | 338+ | 304+ | 242+ | 216+ |
| 60 | 1800 | 1485* | 1344* | 1255* | 1155* | 1042* | 967 | 896 | 827 | 684 | 615 |
| | 1500 | 1307* | 1183* | 1104* | 1017* | 918 | 851 | 779 | 700 | 575 | 516 |
| | 1200 | 1118* | 1012* | 945 | 870 | 768 | 695 | 629+ | 565+ | 464+ | 417+ |
| | 1000 | 984 | 891 | 823 | 739 | 645+ | 584+ | 528+ | 475+ | 390+ | 351+ |
| 70 | 1800 | 1839* | 1659* | 1511* | 1387* | 1285* | 1178* | 1090* | 987 | 911 | 854 |
| | 1500 | 1619* | 1460* | 1330* | 1221* | 1131* | 1037* | 960 | 869 | 802 | 751 |
| | 1200 | 1385* | 1249* | 1138* | 1044* | 967 | 887 | 821 | 743 | 673 | 617+ |
| | 1000 | 1219* | 1099* | 1002* | 919 | 852 | 781 | 717 | 629+ | 566+ | 519+ |
| 80 | 1800 | 2308* | 2073* | 1882* | 1722* | 1586* | 1469* | 1344* | 1242* | 1138* | 1059* |
| | 1500 | 2052* | 1825* | 1657* | 1515* | 1396* | 1293* | 1183* | 1093* | 1001* | 932 |
| | 1200 | 1738* | 1561* | 1417* | 1297* | 1194* | 1106* | 1012* | 935 | 845 | 767+ |
| | 1000 | 1530* | 1374* | 1247* | 1141* | 1051* | 973 | 885 | 797+ | 710+ | 645+ |
| 90 | 1800 | 3380* | 3097* | 2856* | 2590* | 2318* | 2147* | 2044* | 1831* | 1681* | 1441* |
| | 1500 | 2975* | 2726* | 2514* | 2280* | 2040* | 1889* | 1799* | 1599* | 1427* | 1201* |
| | 1200 | 2545* | 2331* | 2150* | 1950* | 1745* | 1595* | 1539* | 1291* | 1152* | 961 |
| | 1000 | 2248* | 2052* | 1893* | 1717* | 1482* | 1339* | 1355* | 1084* | 968+ | 801+ |

M2P: When bath lubrication (+) is used, lip seal is required / Wenn Badschmierung vorhanden, Abdichtung mit Radialwellendichtung erforderlich

| M3P. | Size Größe | n ₁ min ⁻¹ | Nominal Mechanical Power Ratings P _{NI} in kW | | | | | | | | | | | | | |
|------|---------------|-------------------------------------|--------------------------------------------------------|-------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----|
| | | | 20 | 22.5 | 25 | 28 | 31.5 | 35.5 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 71 | 80 | 90 |
| 50 | 1800 | 358 | 328 | 299+ | 270+ | 239+ | 216+ | 190+ | 172+ | 154+ | 140+ | 126+ | 114+ | 90.0+ | 80.4+ | |
| | 1500 | 314 | 277+ | 251+ | 227+ | 201+ | 181+ | 160+ | 145+ | 130+ | 117+ | 106+ | 95.7+ | 75.8+ | 67.7+ | |
| | 1200 | 254+ | 224+ | 203+ | 184+ | 162+ | 147+ | 129+ | 117+ | 105+ | 95.1+ | 85.6+ | 77.5+ | 61.4+ | 54.8+ | |
| | 1000 | 213+ | 188+ | 171+ | 155+ | 137+ | 124+ | 109+ | 98.8+ | 88.4+ | 80.1+ | 72.1+ | 65.2+ | 51.7+ | 46.4+ | |
| 60 | 1800 | 514 | 478 | 439 | 390 | 360 | 327+ | 299+ | 269+ | 240+ | 218+ | 196+ | 177+ | 145+ | 130+ | |
| | 1500 | 453 | 421+ | 386+ | 343+ | 315+ | 278+ | 252+ | 227+ | 202+ | 183+ | 165+ | 149+ | 122+ | 110+ | |
| | 1200 | 387+ | 360+ | 322+ | 281+ | 255+ | 225+ | 204+ | 183+ | 164+ | 148+ | 133+ | 121+ | 98.7+ | 88.9+ | |
| | 1000 | 334+ | 303+ | 271+ | 237+ | 214+ | 189+ | 171+ | 154+ | 138+ | 125+ | 112+ | 102+ | 83.1+ | 75.1+ | |
| 70 | 1800 | 795 | 721 | 644 | 588 | 533 | 485 | 432 | 394+ | 358+ | 317+ | 285+ | 258+ | 208+ | 191+ | |
| | 1500 | 687 | 615 | 547 | 500 | 454 | 413+ | 369+ | 337+ | 306+ | 270+ | 241+ | 217+ | 175+ | 161+ | |
| | 1200 | 562+ | 504+ | 449+ | 411+ | 373+ | 340+ | 304+ | 277+ | 249+ | 219+ | 195+ | 175+ | 112+ | 130+ | |
| | 1000 | 479+ | 429+ | 383+ | 351+ | 319+ | 291+ | 258+ | 233+ | 210+ | 184+ | 163+ | 146+ | 119+ | 110+ | |
| 80 | 1800 | 982 | 879 | 817 | 746 | 676 | 603 | 549+ | 497+ | 446+ | 405+ | 365+ | 293+ | 261+ | 223+ | |
| | 1500 | 857 | 764 | 697 | 634+ | 575+ | 513+ | 468+ | 425+ | 381+ | 346+ | 308+ | 246+ | 219+ | 188+ | |
| | 1200 | 701 | 626+ | 572+ | 521+ | 473+ | 423+ | 386+ | 348+ | 310+ | 280+ | 249+ | 199+ | 178+ | 152+ | |
| | 1000 | 597+ | 533+ | 488+ | 444+ | 404+ | 360+ | 326+ | 293+ | 261+ | 235+ | 210+ | 168+ | 150+ | 128+ | |
| 90 | 1800 | 1273* | 1172* | 1079* | 992 | 907 | 832 | 771 | 699 | 630 | 495 | 445 | 400+ | 358+ | 284+ | |
| | 1500 | 1121* | 1031* | 950 | 874 | 798 | 722 | 653+ | 588+ | 530+ | 416+ | 374+ | 336+ | 301+ | 230+ | |
| | 1200 | 959 | 882 | 813+ | 739+ | 665+ | 584+ | 528+ | 475+ | 429+ | 337+ | 303+ | 272+ | 243+ | 194+ | |
| | 1000 | 844 | 765+ | 688+ | 622+ | 559+ | 491+ | 444+ | 400+ | 361+ | 283+ | 255+ | 229+ | 205+ | 163+ | |

| M4P. | Size Größe | n ₁ min ⁻¹ | Nominal Mechanical Power Ratings P _{NI} in kW | | | | | | | | | | | | | |
|------|---------------|-------------------------------------|--------------------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-----|--|
| | | | 100 | 112 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 225 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | |
| 50 | 1800 | 87.9+ | 80.0+ | 70.8+ | 65.2+ | 60.0+ | 49.1+ | 45.4+ | 41.2+ | 36.8+ | 33.1+ | 27.1+ | 24.8+ | 19.4+ | | |
| | 1500 | 73.9+ | 68.1+ | 61.0+ | 55.2+ | 50.0+ | 42.4+ | 39.2+ | 35.0+ | 30.7+ | 27.6+ | 23.3+ | 21.3+ | 16.7+ | | |
| | 1200 | 61.7+ | 55.9+ | 48.9+ | 44.2+ | 40.1+ | 34.8+ | 31.5+ | 28.0+ | 24.6+ | 22.1+ | 19.1+ | 17.2+ | 13.9+ | | |
| | 1000 | 51.5+ | 46.6+ | 40.8+ | 36.9+ | 33.4+ | 29.0+ | 26.3+ | 23.4+ | 20.5+ | 18.5+ | 16.0+ | 14.4+ | 12.0+ | | |
| 60 | 1800 | 105+ | 105+ | 102+ | 92.2+ | 83.3+ | 76.6+ | 70.8+ | 64.3+ | 59.0+ | 52.5+ | 43.4+ | 39.9+ | 30.6+ | | |
| | 1500 | 92.1+ | 92.1+ | 86.8+ | 79.7+ | 71.9+ | 66.2+ | 61.1+ | 55.5+ | 49.9+ | 43.8+ | 37.2+ | 33.5+ | 26.4+ | | |
| | 1200 | 78.8+ | 78.8+ | 72.6+ | 66.6+ | 60.1+ | 55.2+ | 50.0+ | 44.4+ | 40.0+ | 35.1+ | 29.8+ | 26.8+ | 22.0+ | | |
| | 1000 | 69.4+ | 68.1+ | 62.7+ | 57.5+ | 51.1+ | 46.1+ | 41.7+ | 37.0+ | 33.4+ | 29.2+ | 24.9+ | 22.4+ | 18.9+ | | |
| 70 | 1800 | 195+ | 180+ | 162+ | 147+ | 122+ | 109+ | 96.8+ | 87.0+ | 78.3+ | 69.4+ | 64.1+ | 57.9+ | 44.2+ | | |
| | 1500 | 167+ | 154+ | 140+ | 114+ | 102+ | 91.3+ | 80.7+ | 72.5+ | 65.3+ | 57.9+ | 54.5+ | 48.3+ | 37.1+ | | |
| | 1200 | 138+ | 125+ | 114+ | 91.7+ | 81.4+ | 73.1+ | 64.7+ | 58.1+ | 52.3+ | 46.4+ | 43.7+ | 38.7+ | 29.7+ | | |
| | 1000 | 115+ | 104+ | 95.0+ | 76.5+ | 67.9+ | 61.0+ | 53.9+ | 48.5+ | 43.6+ | 38.7+ | 36.4+ | 32.3+ | 24.8+ | | |
| 80 | 1800 | 215+ | 215+ | 191+ | 177+ | 160+ | 146+ | 133+ | 119+ | 107+ | 95.9+ | 80.9+ | 73.3+ | 62.8+ | | |
| | 1500 | 189+ | 183+ | 164+ | 148+ | 138+ | 126+ | 115+ | 103+ | 91.5+ | 79.9+ | 69.5+ | 61.6+ | 54.1+ | | |
| | 1200 | 162+ | 152+ | 137+ | 118+ | 116+ | 103+ | 92.3+ | 79.6+ | 71.6+ | 63.9+ | 55.6+ | 49.3+ | 44.0+ | | |
| | 1000 | 142+ | 132+ | 118+ | 98.6+ | 96.9+ | 86.1+ | 77.0+ | 66.3+ | 59.7+ | 53.3+ | 46.4+ | 41.1+ | 36.7+ | | |
| 90 | 1800 | 289+ | 265+ | 265+ | 238+ | 216+ | 200+ | 181+ | 163+ | 147+ | 119+ | 109+ | 99.7+ | 78.7+ | | |
| | 1500 | 255+ | 234+ | 229+ | 205+ | 186+ | 171+ | 154+ | 136+ | 122+ | 103+ | 94.2+ | 85.5+ | 65.6+ | | |
| | 1200 | 218+ | 200+ | 191+ | 171+ | 153+ | 137+ | 123+ | 109+ | 98.0+ | 84.5+ | 76.5+ | 68.5+ | 52.5+ | | |
| | 1000 | 192+ | 176+ | 165+ | 144+ | 128+ | 114+ | 103+ | 90.8+ | 81.8+ | 70.4+ | 63.8+ | 57.1+ | 43.8+ | | |

* Pressure lubrication is required / Druckschmierung erforderlich

+ Bath lubrication is possible / Badschmierung möglich

Power ratings: The ratings are nominal, service factor F_s = 1.0. Selection of gear unit: see page 1.11.

Lubrication: Splash lubrication is used, unless otherwise indicated. Pressure lubrication is highly recommended when the mechanical power rating P_{NI} is higher than 500 kW.

Cooling: Additional cooling is required, when the mechanical power rating P_{NI} is higher than the thermal rating P_T.

Manufacturer reserves the right to alteration.

Leistungen: Die Leistungswerte sind Nennleistungen. Betriebsfaktor F_s = 1.0. Wahl des Zahnradgetriebes: siehe 1.11.

Schmierung: Tauchschrnung standard, wenn nicht besonders gekennzeichnet. Druckschmierung wird bevorzugt, wenn die mechanische Leistung P_{NI} größer als 500 kW ist.

Kühlung: Zusatzkühlung wird benötigt, wenn die mechanische Leistung P_{NI} größer als die thermische Grenzleistung P_T ist.

Recht auf Änderungen vorbehalten

Solid & Hollow LSS
Vollwelle & Hohlwelle LSS

2. Technical Data / Technische Daten

| Size Größe | Exact Ratios i_N | | | | | | | | | Exakte Übersetzungen i_N | | | | | | | | | | |
|---------------|---------------------|------------|----------|----------|-----------|-------------|-------------|-----------|-----------|----------------------------|------------|------------|----------|----------|-----------|-------------|-------------|-----------|-----------|-----------|
| | Nominal Ratio i_N | | | | | | | | | Nennübersetzung i_N | | | | | | | | | | |
| 2P.. | 6.3 | 7.1 | 8 | 9 | 10 | 11.2 | 12.5 | 14 | 16 | 18 | 6.3 | 7.1 | 8 | 9 | 10 | 11.2 | 12.5 | 14 | 16 | 18 |
| 50 | 6.2857 | 6.9954 | 7.9694 | 8.8242 | 9.8214 | 11.189 | 12.435 | 13.918 | 15.850 | 17.895 | 6.2857 | 6.9954 | 7.9694 | 8.8242 | 9.8214 | 11.189 | 12.435 | 13.918 | 15.850 | 17.895 |
| 60 | 6.1933 | 7.0968 | 7.8030 | 8.7302 | 10.083 | 11.189 | 12.435 | 13.918 | 15.617 | 17.471 | 6.1933 | 7.0968 | 7.8030 | 8.7302 | 10.083 | 11.189 | 12.435 | 13.918 | 15.617 | 17.471 |
| 70 | 6.1523 | 6.9424 | 7.9038 | 8.8811 | 9.8737 | 11.143 | 12.419 | 14.259 | 15.952 | 17.471 | 6.1523 | 6.9424 | 7.9038 | 8.8811 | 9.8737 | 11.143 | 12.419 | 14.259 | 15.952 | 17.471 |
| 80 | 6.2968 | 7.1057 | 8.1250 | 9.1667 | 10.278 | 11.435 | 12.940 | 14.444 | 16.322 | 18.056 | 6.2968 | 7.1057 | 8.1250 | 9.1667 | 10.278 | 11.435 | 12.940 | 14.444 | 16.322 | 18.056 |
| 90 | 6.2074 | 7.0113 | 7.8207 | 8.9654 | 10.278 | 11.435 | 12.457 | 14.280 | 16.086 | 18.056 | 6.2074 | 7.0113 | 7.8207 | 8.9654 | 10.278 | 11.435 | 12.457 | 14.280 | 16.086 | 18.056 |

| Size Größe | Exact Ratios i_N | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------|---------------------|-------------|-----------|-----------|-------------|-------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|--|
| | Nominal Ratio i_N | | | | | | | | | | | | | | |
| 3P.. | 20 | 22.5 | 25 | 28 | 31.5 | 35.5 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 71 | 80 | 90 | |
| 50 | 19.643 | 22.376 | 24.776 | 27.576 | 31.414 | 34.964 | 40.021 | 44.288 | 49.840 | 55.391 | 62.000 | 68.896 | 78.456 | 88.579 | |
| 60 | 19.568 | 21.664 | 24.384 | 28.164 | 31.251 | 35.717 | 39.626 | 44.246 | 49.882 | 55.438 | 62.053 | 68.959 | 77.373 | 86.562 | |
| 70 | 19.476 | 21.980 | 25.040 | 27.726 | 30.900 | 34.392 | 39.179 | 43.543 | 48.738 | 55.959 | 63.179 | 70.685 | 79.762 | 87.357 | |
| 80 | 20.267 | 23.095 | 25.572 | 28.462 | 31.667 | 36.075 | 40.093 | 44.876 | 50.781 | 56.686 | 64.000 | 72.222 | 81.611 | 89.071 | |
| 90 | 19.657 | 22.259 | 24.904 | 27.708 | 30.990 | 35.511 | 39.466 | 44.140 | 49.286 | 56.500 | 63.241 | 70.752 | 79.698 | 89.507 | |

| Size Größe | Exact Ratios i_N | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------|---------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|--|--|
| | Nominal Ratio i_N | | | | | | | | | | | | | | |
| 4P.. | 100 | 112 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 225 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | | |
| 50 | 98.368 | 108.70 | 124.41 | 137.68 | 152.02 | 177.15 | 195.61 | 220.13 | 251.19 | 279.13 | 317.91 | 353.27 | 400.64 | | |
| 60 | 102.53 | 113.75 | 126.22 | 140.36 | 159.50 | 176.98 | 195.42 | 220.31 | 244.83 | 279.39 | 313.90 | 348.39 | 401.00 | | |
| 70 | 99.213 | 109.79 | 123.91 | 137.04 | 154.65 | 172.36 | 194.81 | 217.11 | 241.25 | 272.38 | 312.57 | 352.90 | 406.19 | | |
| 80 | 101.32 | 112.61 | 128.89 | 139.76 | 158.70 | 178.60 | 199.90 | 226.21 | 251.37 | 283.80 | 316.64 | 357.50 | 390.18 | | |
| 90 | 98.606 | 110.10 | 122.36 | 140.27 | 158.14 | 174.55 | 196.95 | 220.27 | 244.79 | 280.71 | 313.33 | 350.55 | 393.69 | | |

| Size Größe | Nominal Output Torque M_{N2} in kNm *) | | | | | | | | | Nennmoment M_{N2} in kNm *) | | | | | | | | | | |
|---------------|------------------------------------------|------------|----------|----------|-----------|-------------|-------------|-----------|-----------|-------------------------------|------------|------------|----------|----------|-----------|-------------|-------------|-----------|-----------|-----------|
| | Nominal Ratio i_N | | | | | | | | | Nennübersetzung i_N | | | | | | | | | | |
| M2P.. | 6.3 | 7.1 | 8 | 9 | 10 | 11.2 | 12.5 | 14 | 16 | 18 | 6.3 | 7.1 | 8 | 9 | 10 | 11.2 | 12.5 | 14 | 16 | 18 |
| 50 | 34,6 | 35,5 | 36,9 | 37,9 | 38,5 | 38,7 | 38,9 | 39,2 | 35,6 | 35,8 | 34,6 | 35,5 | 36,9 | 37,9 | 38,5 | 38,7 | 38,9 | 39,2 | 35,6 | 35,8 |
| 60 | 36,5 | 38,6 | 39,5 | 39,8 | 40,2 | 40,5 | 40,9 | 41,2 | 36,4 | 36,8 | 36,5 | 38,6 | 39,5 | 39,8 | 40,2 | 40,5 | 40,9 | 41,2 | 36,4 | 36,8 |
| 70 | 69,5 | 70,7 | 73,3 | 75,6 | 77,9 | 80,6 | 82,5 | 83,1 | 83,6 | 83,9 | 69,5 | 70,7 | 73,3 | 75,6 | 77,9 | 80,6 | 82,5 | 83,1 | 83,6 | 83,9 |
| 80 | 89,2 | 90,4 | 93,9 | 96,9 | 100 | 103 | 106 | 107 | 107 | 108 | 89,2 | 90,4 | 93,9 | 96,9 | 100 | 103 | 106 | 107 | 107 | 108 |
| 90 | 129 | 133 | 137 | 143 | 141 | 142 | 156 | 143 | 144 | 134 | 129 | 133 | 137 | 143 | 141 | 142 | 156 | 143 | 144 | 134 |

Maximum torque $M_{K2,max}$ is $2 \times M_{N2}$ / Maximaldrehmoments $M_{K2,max}$ ist $2 \times M_{N2}$
 *) Calculated with $n_1 = 1000$ 1/min / Berechnet mit $n_1 = 1000$ 1/min

| Size Größe | Fan pos Lüfter St | Thermal Ratings P_{Tm} in kW *) | | | | | | | | | | Wärmegrenzleistungen P_{Tm} in kW *) | | | | | | | | | | | | |
|---------------|----------------------|-----------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|---------------------|-------|-------|-------|-------|---------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|---------------------|-------|-------|-------|-------|------------------------------------|-------|-------|
| | | Nominal Ratio i_N / Ambient Air Temperature | | | | | | | | | | Nennübersetzung i_N / Umgebungstemperatur | | | | | | | | | | | | |
| | | M2P.. $i_N = 6.3 \dots 12.5$ | | | | | $i_N = 14 \dots 18$ | | | | | M3P.. $i_N = 20 \dots 56$ | | | | | $i_N = 63 \dots 90$ | | | | | M4P.. $i_N = 100 \dots 400$ | | |
| 20 C° | 30 C° | 40 C° | 50 C° | 60 C° | 20 C° | 30 C° | 40 C° | 50 C° | 60 C° | 20 C° | 30 C° | 40 C° | 50 C° | 60 C° | 20 C° | 30 C° | 40 C° | 50 C° | 60 C° | 20 C° | 30 C° | 40 C° | 50 C° | 60 C° |
| 50 | 1 | 206 | 163 | 119 | 76 | 218 | 174 | 131 | 87 | 131 | 105 | 79 | 53 | 139 | 113 | 87 | 61 | 92 | 73 | 54 | 34 | | | |
| | 2 | 460 | 378 | 295 | 213 | 472 | 389 | 307 | 224 | 215 | 177 | 138 | 99 | 223 | 184 | 145 | 106 | - | - | - | - | | | |
| 60 | 1 | 256 | 202 | 148 | 94 | 270 | 216 | 162 | 108 | 166 | 133 | 101 | 68 | 176 | 143 | 110 | 77 | 117 | 93 | 68 | 43 | | | |
| | 2 | 571 | 469 | 366 | 264 | 586 | 483 | 381 | 278 | 274 | 224 | 175 | 125 | 283 | 234 | 184 | 135 | - | - | - | - | | | |
| 70 | 1 | 305 | 241 | 177 | 112 | 323 | 258 | 194 | 130 | 217 | 174 | 131 | 88 | 230 | 187 | 144 | 101 | 153 | 121 | 89 | 56 | | | |
| | 2 | 682 | 560 | 438 | 315 | 700 | 577 | 455 | 332 | 356 | 292 | 228 | 163 | 369 | 305 | 240 | 176 | - | - | - | - | | | |
| 80 | 1 | 362 | 286 | 210 | 133 | 383 | 306 | 230 | 154 | 252 | 202 | 152 | 102 | 267 | 217 | 167 | 117 | 178 | 140 | 103 | 66 | | | |
| | 2 | 809 | 664 | 519 | 374 | 830 | 685 | 539 | 394 | 414 | 340 | 265 | 190 | 429 | 354 | 279 | 205 | - | - | - | - | | | |
| 90 | 1 | 426 | 336 | 247 | 157 | 480 | 361 | 271 | 181 | 303 | 243 | 183 | 123 | 320 | 260 | 200 | 141 | 213 | 169 | 124 | 79 | | | |
| | 2 | 952 | 781 | 610 | 440 | 976 | 805 | 635 | 464 | 497 | 407 | 318 | 228 | 515 | 425 | 335 | 245 | - | - | - | - | | | |

*) Calculated with $n_1 = 1500$ 1/min / Berechnet mit $n_1 = 1500$ 1/min

Dimensions / Abmessungen
 M2P.. 3.1-
 M3P.. 3.3-
 M4P.. 3.5-

Manufacturer reserves the right to alteration.

Rechts auf Änderungen vorbehalten.

| Size Größe | Allowed Rotational Speed n_{lim} in r/min *) | | | | | | Zulässige Drehzahlen n_{lim} in r/min *) | | | | | | | |
|---------------|------------------------------------------------|-------------|------------|------------|-------------|-------------|--------------------------------------------|------------|------------|------------|------------|------------|------------|-----------|
| | Nominal Ratio i_N | | | | | | Nennübersetzung i_N | | | | | | | |
| M2P. | 6.3 | 7.1 | 8 | 9 | 10 | 11.2 | 12.5 | 14 | 16 | 18 | | | | |
| 50 | 2096 | 2253 | 2470 | 2660 | 2882 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 |
| 60 | 1810 | 1985 | 2122 | 2302 | 2565 | 2779 | 2800 | 2800 | 2800 | 2800 | 2800 | 2800 | 2800 | 2800 |
| 70 | 1580 | 1580 | 1725 | 1873 | 2023 | 2215 | 2400 | 2400 | 2400 | 2400 | 2400 | 2400 | 2400 | 2400 |
| 80 | 1491 | 1491 | 1633 | 1778 | 1933 | 2094 | 2200 | 2200 | 2200 | 2200 | 2200 | 2200 | 2200 | 2200 |
| 90 | 1368 | 1485 | 1604 | 1771 | 1971 | 1900 | 1900 | 1900 | 1900 | 1900 | 1900 | 1900 | 1900 | 1900 |
| I3P. | 20 | 22.5 | 25 | 28 | 31.5 | 35.5 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 71 | 80 | 90 |
| 50 | 2790 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 |
| 60 | 2747 | 2778 | 2778 | 2778 | 2778 | 2778 | 2778 | 2778 | 2778 | 2778 | 2778 | 2778 | 2778 | 2778 |
| 70 | 2253 | 2253 | 2350 | 2350 | 2350 | 2350 | 2350 | 2350 | 2350 | 2350 | 2350 | 2350 | 2350 | 2350 |
| 80 | 2096 | 2182 | 2182 | 2182 | 2182 | 2182 | 2182 | 2182 | 2182 | 2182 | 2182 | 2182 | 2182 | 2182 |
| 90 | 1810 | 1910 | 1910 | 1910 | 1910 | 1910 | 1910 | 1910 | 1910 | 1910 | 1910 | 1910 | 1910 | 1910 |
| I4P. | 100 | 112 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 225 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | |
| 50 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 |
| 60 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 |
| 70 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 |
| 80 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 | 3000 |
| 90 | 2546 | 2546 | 2546 | 2546 | 2546 | 2546 | 2546 | 2546 | 2546 | 2546 | 2546 | 2546 | 2546 | 2546 |

*) With splash lubrication / Mit Tauchschmierung

Continuous allowed External Loads F_R, F_A

Zulässige kontinuierliche Außenlasten F_R, F_A

Helical and Bevel Helical Gear Units,
see pages 2.7 ... 2.8

Stirrad und Kegelstirradgetriebe,
siehe Seiten 2.7 ... 2.8

Continuous allowed External Loads F_R , F_A

Zulässige kontinuierliche Außenlasten F_R , F_A

Table 1 and 2: Allowed nominal radial forces F_{RN} , when axial force $F_A = 0$ kN

Tabelle 1 und 2: Zulässige nominelle Radialkräfte F_{RN} , wenn Axialkraft $F_A = 0$ kN

Table 1/Tabelle 1

| Gear unit type / Getriebetyp | M2P | M4P | M3P | M3R | M5R |
|----------------------------------|--------|--------|--------|-----|-----|
| Shaft positions / Wellenausfuhr. | 13, 24 | 14, 23 | 03, 04 | | |

Table 2/Tabelle 2

| Gear unit type / Getriebetyp | M2P | M4P | M3P | M4R |
|----------------------------------|--------|--------|--------|-----|
| Shaft positions / Wellenausfuhr. | 14, 23 | 13, 24 | 03, 04 | |

| Gear unit size Getriebe Größe | F_{RN} in the middle of the LSS end [kN] F_{RN} in der Mitte des Wellenendes LSS [kN] | | | | |
|----------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | LSS speed / Drehzahl der LSS n_2 [1/min] | | | | |
| | ≤ 10 | ≤ 17 | ≤ 30 | ≤ 60 | ≤ 90 |
| 50 | 55 | 45 | 38 | 22 | 13 |
| 60 | 85 | 75 | 50 | 35 | 28 |
| 70 | 90 | 70 | 33 | 20 | 12 |
| 80 | 108 | 95 | 61 | 45 | 30 |
| 90 | 133 | 120 | 72 | 53 | 50 |

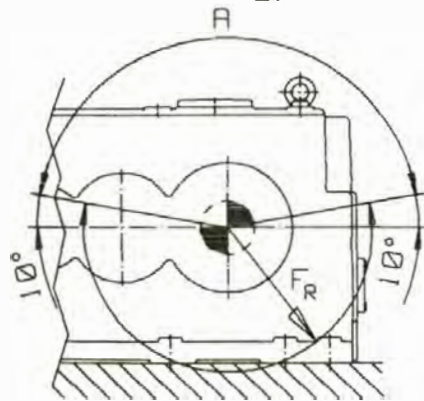
| Gear unit size Getriebe Größe | F_{RN} in the middle of the LSS end [kN] F_{RN} in der Mitte des Wellenendes LSS [kN] | | | | |
|----------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | LSS speed / Drehzahl der LSS n_2 [1/min] | | | | |
| | ≤ 10 | ≤ 17 | ≤ 30 | ≤ 60 | ≤ 90 |
| 50 | 100 | 90 | 78 | 58 | 34 |
| 60 | 141 | 130 | 103 | 84 | 70 |
| 70 | 150 | 100 | 90 | 54 | 32 |
| 80 | 192 | 170 | 138 | 116 | 80 |
| 90 | 241 | 220 | 170 | 144 | 140 |

F_{RN} is the allowed radial force to the most unfavorable direction on the LSS End

F_{RN} ist die zulässige Radialkraft in der ungünstigsten Richtung am Ende der LSS.

2.2 Allowed radial force directions for foot mounted Gear Unit with Horizontal Solid LSS

2.2 Zulässige Radialkraftrichtungen für Fussgetriebe mit horizontaler Vollwelle LSS



Picture 2: Allowed radial load directions.

Bild 2: Zulässige Radialkraftrichtungen.

Ensure that the Gear Unit is rigidly mounted in order not to be moved by the external forces.

Stellen Sie sicher, daß das Getriebe fest montiert ist, um Bewegungen durch äussere Kräfte zu vermeiden.

When the radial force F_R is upwards, see segment marked with A, please refer to Santasako.

Wenn die Radialkraft nach oben wirkt, sehen Sie bitte in Abschnitt A nach und informieren Sie bitte Santasako.

High speed shaft (HSS) end

Anteilwelle (HSS)

Gear units are dimensioned to take radial forces in the middle of the HSS end. No axial forces F_A are permitted.

Die Getriebe sind ausgelegt für die Aufnahme von Radiallasten in der Mitte der HSS. Axialkräfte sind nicht erlaubt.

A belt pulley pitch diameter must be greater than 6 times the shaft end diameter.

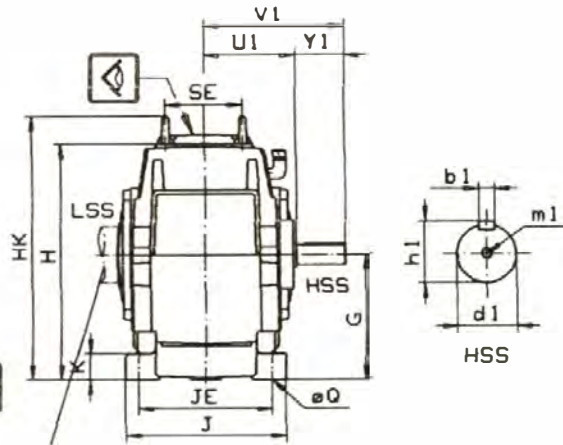
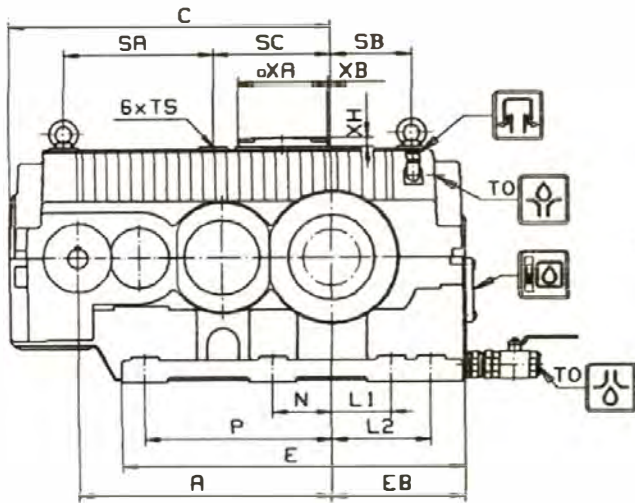
Der Keilriemenscheibendurchmesser muß größer als 6 mal Wellendurchmesser sein.

Gear Unit Dimensions, type M3PSF M3PHF M3PHT

Getriebeabmessungen, Typ M3PSF M3PHF M3PHT

Foot Mounting Face machined for foot mounting,
type M3PSF M3PHF

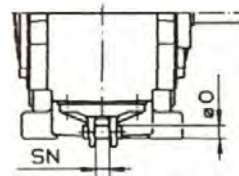
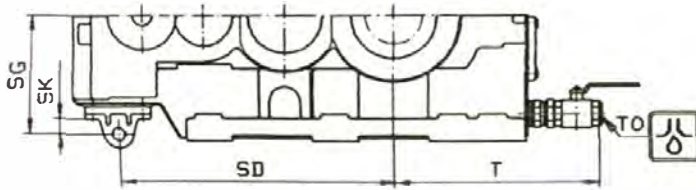
Bearbeitete Fußfläche für Fußausführung,
Typ M3PSF M3PHF



See LSS types, next page
Siehe LSS typ nächste Seite

Torque Arm Mounting Bracket with unmachined foot plane,
type M3PHT

Befestigung für Drehmomentenstütze mit
unbearbeiteter Fußfläche, Typ M3PHT



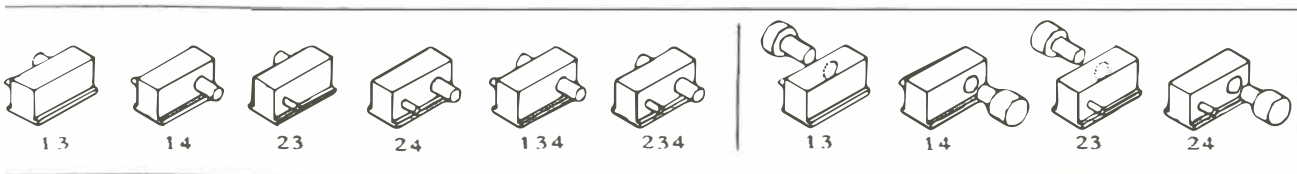
Technical Data page 2.1-
Technische Daten Seite 2.1-

| Size Größe | Housing Dimensions in mm Gehäuseabmessungen in mm | | | | | | | | | | | | | | Foot Mounting Fußausführung Type/Typ M3PSF M3PHF | | | | | | | | | | |
|---------------|------------------------------------------------------|------|------|-----|-----|-----|------|-----|----|-----|-----|-----|-----|--------|--------------------------------------------------------|-----|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|----|
| | A | C | E | EB | G | H | HK | J | K | SA | SB | SC | SE | TS | TO | T | XA | XB | XH | JE | L1 | L2 | N | P | Q |
| 50 | 628 | 796 | 846 | 325 | 310 | 585 | 656 | 396 | 65 | 373 | 198 | 288 | 188 | M20x35 | R1½ | 500 | 220 | 7 | 30 | 330 | 148 | 245 | 145 | 463 | 28 |
| 60 | 715 | 884 | 974 | 373 | 350 | 665 | 755 | 460 | 73 | 420 | 245 | 325 | 216 | M24x42 | R1½ | 548 | 220 | 40 | 30 | 378 | 170 | 300 | 168 | 533 | 35 |
| 70 | 828 | 1038 | 1135 | 427 | 400 | 760 | 850 | 506 | 82 | 475 | 292 | 418 | 250 | M24x42 | R1½ | 602 | 260 | 92 | 30 | 416 | 194 | 322 | 190 | 633 | 35 |
| 80 | 878 | 1089 | 1230 | 470 | 440 | 835 | 944 | 552 | 90 | 541 | 328 | 395 | 280 | M30x53 | R1½ | 645 | 260 | 62 | 30 | 454 | 209 | 369 | 209 | 666 | 42 |
| 90 | 972 | 1217 | 1324 | 512 | 480 | 910 | 1019 | 584 | 97 | 531 | 361 | 525 | 305 | M30x53 | R1½ | 687 | 260 | 192 | 30 | 480 | 228 | 418 | 228 | 719 | 42 |

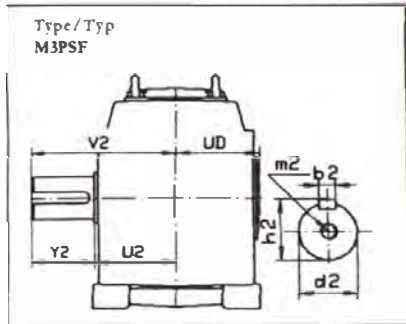
| Size Größe | HSS Dimensions in mm HSS Abmessungen in mm | | | | Torque Arm Mounting Bracket Befestigung für Drehmomentenstütze Type/Typ M3PHT | | | | | Weight Gewicht kg | Oil Capacity/Ölmenge Splash lubrication Taub- schmierung l | | Pressure lubrication Druck- schmierung l | | |
|---------------|-----------------------------------------------|-----|-----|------|-------------------------------------------------------------------------------------|------|-----|----|------|-------------------------|---------------------------------------------------------------------------|----|------------------------------------------------------|-----|-----|
| | UI | YI | YI | d1 | b1 | h1 | m1 | O | SD | | SG | SE | SN | l | l |
| 50 | 226 | 95 | 321 | 50k6 | 14b9 | 53.5 | M16 | 32 | 693 | 294 | 38 | 32 | 835 | 57 | 32 |
| 60 | 251 | 95 | 346 | 55m6 | 16h9 | 59 | M20 | 45 | 775 | 308 | 52 | 45 | 1200 | 83 | 50 |
| 70 | 280 | 125 | 405 | 65m6 | 18h9 | 69 | M20 | 45 | 928 | 380 | 52 | 45 | 1675 | 125 | 73 |
| 80 | 300 | 125 | 425 | 70m6 | 20h9 | 74.5 | M20 | 45 | 978 | 380 | 52 | 45 | 2100 | 160 | 97 |
| 90 | 322 | 150 | 472 | 80m6 | 22b9 | 85 | M20 | 45 | 1107 | 389 | 52 | 45 | 2770 | 208 | 123 |

Shaft Positions

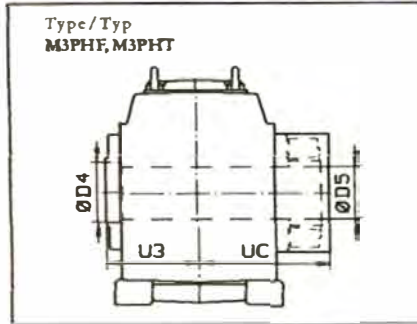
Wellenlagen



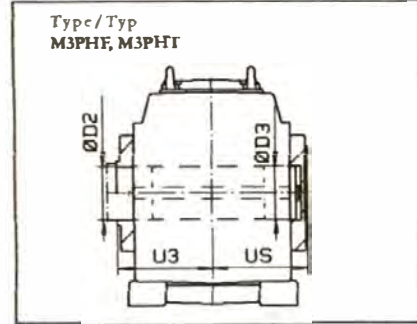
LSS types **LSS Typen**



Solid Shaft
Vollwelle

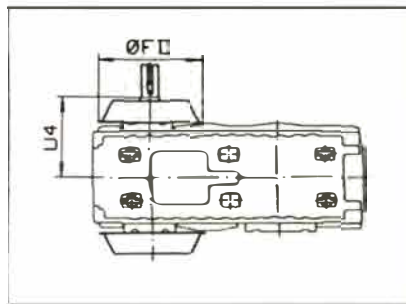


Hollow Shaft, Shrink Disk, page 4.3
Hohlwelle, Schrumpfscheibe, Seite 4.3.

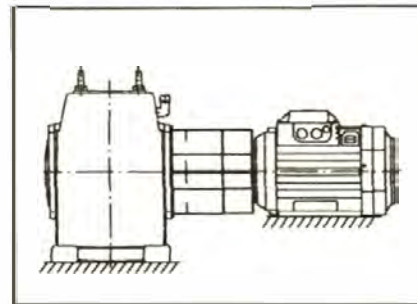


Hollow Shaft, Key Connection, page 4.7
Hohlwelle, Paßfederverbindung, Seite 4.7.

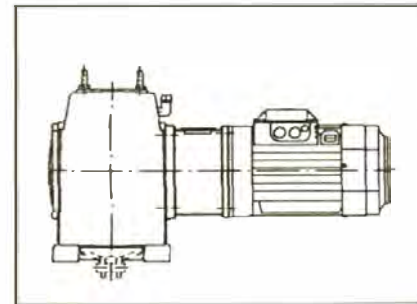
Common Accessories, see section 4 **Allgemeine Ausrüstungsoptionen, siehe Teil 4**



Fan, page 4.11
Lüfter, Seite 4.11



Coupling Guard, page 4.23
Kupplungsschutz, Seite 4.23



Motor Flange, page 4.24
Motorflansch, Seite 4.24

| Size Größe | LSS Dimensions in mm Solid Shaft / Vollwelle | | | | | | | LSS Abmessungen in mm Hollow Shaft / Hohlwelle | | | | | | | Common Accessories Allgemeine Ausrüstungsoptionen | | |
|---------------|-------------------------------------------------|------|-----|-----|-----|-----|-----|---------------------------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------------------------------------------------------|-----|-----|
| | d2 | b2 | b2 | m2 | Y2 | U2 | V2 | UD | U3 | UC | D4 | D5 | US | D2 | D3 | U4 | FD |
| 50 | 140m6 | 36h9 | 148 | M30 | 300 | 232 | 432 | 216 | 228 | 336 | 155 | 154 | 232 | 150 | 149 | 343 | 443 |
| 60 | 160m6 | 40h9 | 169 | M30 | 240 | 261 | 501 | 245 | 255 | 386 | 180 | 179 | 259 | 170 | 169 | 367 | 443 |
| 70 | 180m6 | 45h9 | 190 | M30 | 240 | 281 | 521 | 274 | 284 | 422 | 190 | 189 | 288 | 190 | 189 | 417 | 547 |
| 80 | 200m6 | 45h9 | 210 | + | 280 | 315 | 595 | 290 | 302 | 453 | 210 | 209 | 306 | 210 | 209 | 435 | 547 |
| 90 | 220m6 | 50h9 | 231 | + | 280 | 337 | 617 | 314 | 324 | 501 | 250 | 249 | 328 | 240 | 239 | 457 | 547 |

In case of Through going LSS, same dimensions apply. +) M20,2x180° distance/Distanz 0.6xd2
Gleiche Abmessungen für Abtriebswelle beidseitig.

Other available Accessories, see section 4 **Weitere verfügbare Ausrüstungsoptionen, siehe Teil 4**

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------------|---------------|
| Lubrication and Cooling Schmierung und Kühlung | Page Seite |
| Cooling Coil System Kühlschlange | 4.12 |
| Lubrication Unit Schmierzereinheit | 4.13 |
| Shaft End Pump Wellenendpumpe | 4.17 |
| Central Lubrication System connections Ausstattung für Zentrales Schmierersystem | 4.18 |
| Oil Heating System Ölheizung | 4.19 |
| Optional Seal Arrangements Dichtungssysteme | 4.22 |
| Lip Seal on HSS and LSS Radialwellendichtung für HSS und LSS | 1) |

| | |
|-----------------------------------------|---------------|
| Through going HSS Durchgehende Welle | 4.9 |
| Coupled Equipments Anschlußelemente | Page Seite |
| Couplings Kupplungen | *) |
| Torque Arm Drehmomenterstange | 4.23 |
| Belt Drive Keilriemenantrieb | 4.24 |
| Back Stop Rücklaufsperre | 4.25 |

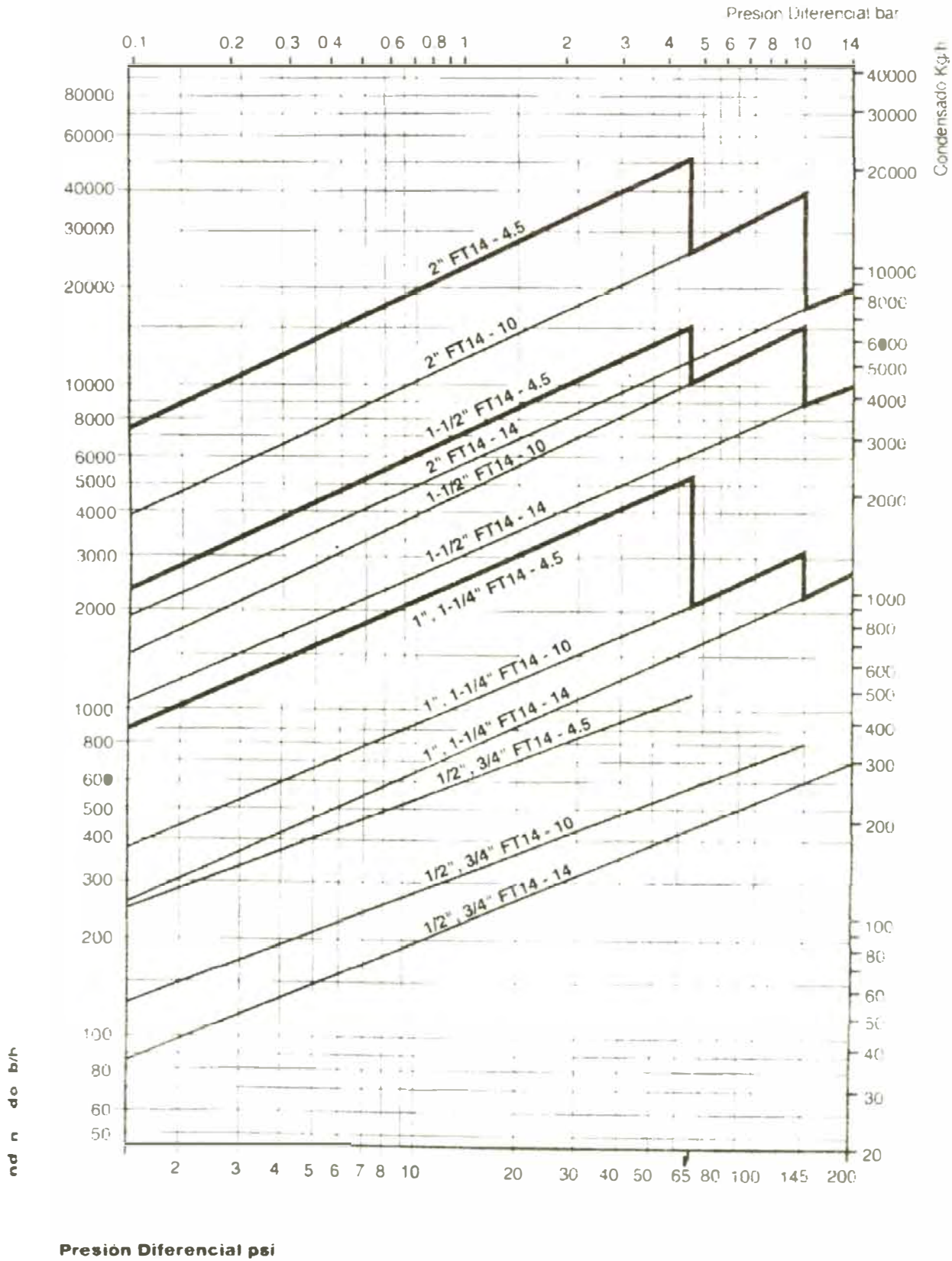
1) Standard Solution for this Gear Unit type
*) Contact SEW EURODRIVE
1) Standard in diesem Getriebe Typ
*) Sprechen Sie SEW EURODRIVE an

See also modifications, page 4.27... 4.28
Siehe auch Modifikationen, Seite 4.27 ... 4.28

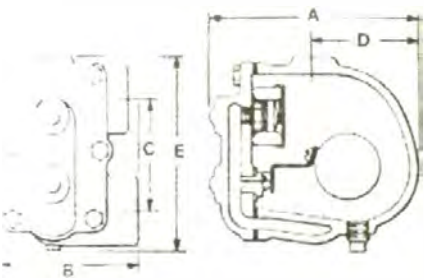
3. Dimensions / Abmessungen

Trampa para Vapor de Flotador y Termostática FT14

CAPACIDADES en LB H



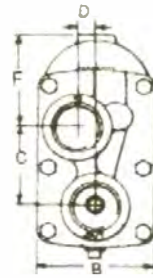
Presión Diferencial psi



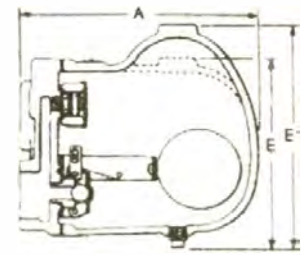
3/4", 1", 1-1/4" FT-15, FT-30 (todas)



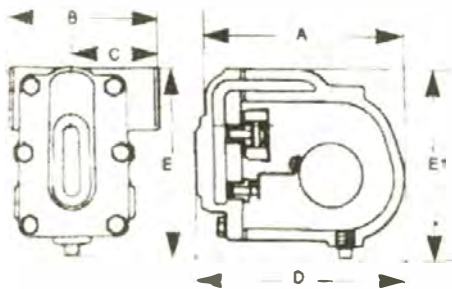
FT



1-1/2", 2" 1-1/4" FT-75, FT-125 (todas)

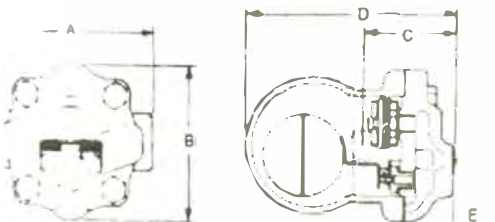


FTI



1/2", 3/4", 1" FTI

| Dimensiones (nominales) en pulg. | | | | | | | | | |
|----------------------------------|----|------|-----|------|------|-----|----|------|--------|
| Medida | A | B | C | D | E | E1 | F | G | Peso |
| FT-75, FT-125 | | | | | | | | | |
| 3/4" | 62 | 46 | 33 | 3 | 5.75 | — | 13 | 13 | 4.5 lb |
| 1 1/4" | 85 | 42.5 | 3 | — | — | — | 14 | 16 | 10 lb |
| 2" | 98 | 49 | 4.4 | 0.12 | 9.1 | — | 13 | — | 14 lb |
| * 1-1/4" | | | | | | | | | |
| FT-15/FT-30 | 62 | 47 | 3 | 2.8 | 5.5 | — | 15 | 10.3 | 7.5 lb |
| FTI | | | | | | | | | |
| 1/2" | 65 | 48 | 27 | 6.5 | 13 | 0.9 | — | — | 11 lb |



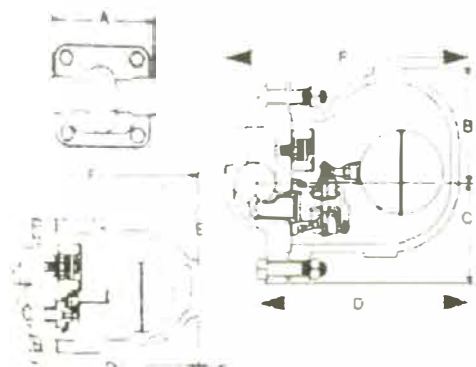
Distancia para retirar la tapa

FT - 14 (1/2" y 3/4")



FT 14

| Dimensiones (nominales) en pulg. | | | | | | |
|----------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|--------|
| Medida | A | B | C | D | E | Peso |
| 1/2" 3/4" | 4.8 | 4.2 | 2.6 | 5.8 | 4.1 | 6.4 lb |



1", 1-1/2", 2" FT-14



FT14

| Dimensiones (nominales) en pulg. | | | | | | | |
|----------------------------------|------|-----|-----|-----|-----|------|---------|
| Medida | A | B | C | D | E | F | Peso |
| 1" | 4.7 | 4.3 | 3.2 | 7.7 | 6.3 | 8.6 | 15.0 lb |
| 1-1/2" | 10.6 | 5.1 | 4.3 | 9.4 | 7.9 | 10.6 | 38.5 lb |
| 2" | 11.9 | 5.4 | 4.9 | 9.8 | 7.8 | 11.3 | 49 lb |

Guía de Selección de Trampas para Vapor

| Aplicación | Primera Opción | | | | | | Segunda Opción | | | | | |
|------------------------------------------|--------------------------|--------------------|-----------------------|------------|----------------------|--------------------|--------------------------|--------------------|-----------------------|------------|----------------------|--------------------|
| | Flotador Termostático | Termo- dinámica | Presión Balanceada | Bimetálica | Expansión líquida | Balde invertido | Flotador Termostático | Termo- dinámica | Presión Balanceada | Bimetálica | Expansión líquida | Balde invertido |
| Tuberas de Vapor | Hasta 30 psig | ✓ | | | | | | | | | | ✓ |
| | 30-400 psig | | ✓ | | | | | | | | | ✓ |
| | Hasta 600 psig | | ✓ | | | | | | | | | ✓ |
| | Hasta 900 psig | | ✓ | | | | | | | | | ✓ |
| | Hasta 2000 psig | | ✓ | | | | | | | | | ✓ |
| | Con vapor recalentado | | ✓ | | | | | | | ✓ | | |
| Separadores | ✓ | | | | | | | | | | | ✓ |
| Lineas de Tracing | Critico | | ✓ | | | | | ✓ | | | | |
| | No Critico | | | ✓ | | | | ✓ | | | | |
| Equipo de calentamiento | | | | | | | | | | | | |
| Integrado en el calor de carcasa y tubos | ✓ | | | | | | | | | | | ✓ |
| Serpentines | ✓ | | | | | | | | | | | ✓ |
| Calentadores de aire por convección | ✓ | | | | | | | | | | | ✓ |
| Intercambiadores de calor de placas | ✓ | | | | | | | | | | | ✓ |
| Radiadores | | | ✓ | | | | | | | | | |
| Equipo de procesos generales | | | | | | | | | | | | |
| Hasta 30 psig | ✓ | | | | | | | | | | | ✓ |
| Hasta 200 psig | ✓ | | | | | | | | | | | ✓ |
| Hasta 465 psig | ✓ | | | | | | | | | | | ✓ |
| Hasta 600 psig | | | | | | ✓ | | | | | | |
| Hasta 900 psig | | | | | | ✓ | | | | | | |
| Hasta 2000 psig | | | | | | ✓ | | | | | | |
| Equipo de Hospitales | | | | | | | | | | | | |
| Autoclaves | ✓ | | | | | | | ✓ | | | | |
| Esterilizadores | ✓ | | | | | | | ✓ | | | | |
| Calentamiento de fuel oil | | | | | | | | | | | | |
| Tanques de almacenamiento | | | ✓ | | | | ✓ | | | | | |
| Calentadores en línea | ✓ | | | | | | | | | | | |
| Tanques | | | | | | | | | | | | |
| Tanques de almacenamiento | | | ✓ | | | | ✓ | | | | | |
| Tanques de proceso | ✓ | | | | | | | ✓ | | | | |
| Prensas vulcanizadoras | | ✓ | | | | | ✓ | | | | | |
| Evaporadores | ✓ | | | | | | | | | | | ✓ |
| Rehervidores | ✓ | | | | | | | | | | | ✓ |
| Cilindros rotativos | ✓ | | | | | | | | | | | |
| Proteccion contra anegamiento | | | | | ✓ | | | | | | | |

MOTORES TRIFASICOS DE EFICIENCIA ESTANDAR



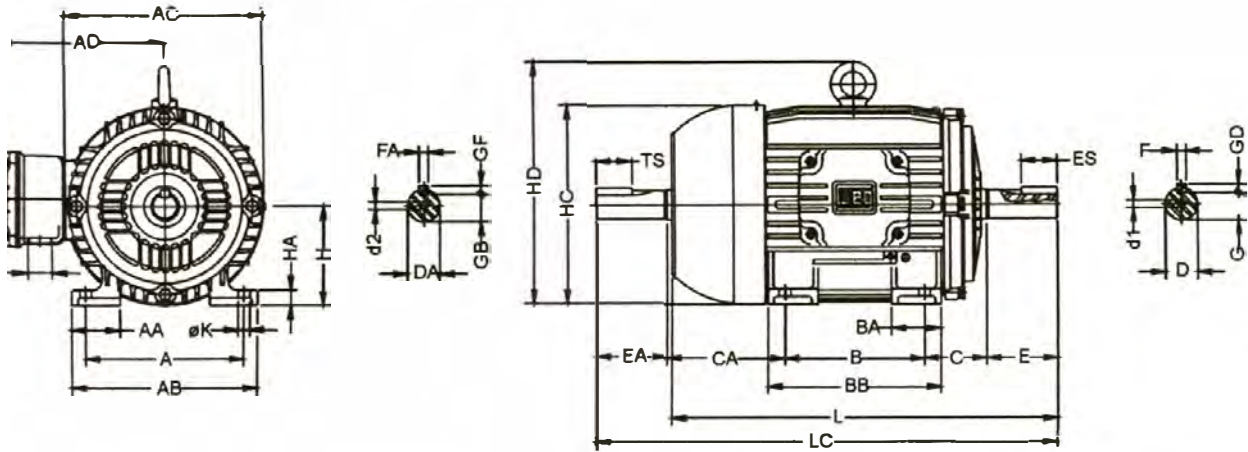
CARACTERISTICAS TIPICAS

| P | kW | Carcasa IEC | RPM | Corriente nominal en 220V A | Corriente con rotor bloqueado lp / ln | Momento nominal Cn Nm | Momento con rotor bloqueado Cp / Cn | Momento máximo Cn | Rendimiento η % | | | Factor de potencia Cos ϕ | | | Factor de servicio ES | Momento de inercia J kgm ² | Tiempo máximo con rotor bloqueado en caliente/ frio (S) | Peso aprox. (kg) |
|-------------------------|------|-------------|------|-----------------------------|---------------------------------------|-----------------------|-------------------------------------|-------------------|--------------------------|------|------|-------------------------------|------|------|-----------------------|---------------------------------------|---------------------------------------------------------|------------------|
| | | | | | | | | | % de la potencia nominal | | | | | | | | | |
| | | | | | | | | | 50 | 75 | 100 | 50 | 75 | 100 | | | | |
| 1400 RPM - 60 Hz | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | 0,12 | 63 | 3420 | 0,77 | 5,30 | 0,34 | 4,0 | 4,0 | 45,0 | 53,0 | 58,1 | 0,53 | 0,63 | 0,70 | 1,15 | 0,00010 | 21/46 | 7 |
| 25 | 0,18 | 63 | 3380 | 1,02 | 4,70 | 0,51 | 3,0 | 3,4 | 52,0 | 58,0 | 61,9 | 0,60 | 0,68 | 0,75 | 1,15 | 0,00012 | 16/35 | 7 |
| 33 | 0,25 | 63 | 3390 | 1,34 | 5,00 | 0,70 | 3,2 | 3,0 | 54,2 | 59,0 | 62,9 | 0,62 | 0,72 | 0,78 | 1,15 | 0,00014 | 12/26 | 7 |
| 45 | 0,37 | 63 | 3380 | 1,71 | 5,50 | 1,05 | 3,2 | 3,2 | 55,2 | 65,5 | 68,4 | 0,60 | 0,73 | 0,83 | 1,15 | 0,00019 | 9/20 | 8 |
| 75 | 0,55 | 71 | 3400 | 2,39 | 6,20 | 1,55 | 2,9 | 3,1 | 63,2 | 68,5 | 71,0 | 0,64 | 0,77 | 0,85 | 1,15 | 0,00037 | 8/18 | 10 |
| 100 | 0,75 | 71 | 3425 | 3,01 | 7,20 | 2,09 | 3,5 | 3,6 | 70,0 | 74,0 | 77,0 | 0,68 | 0,78 | 0,85 | 1,15 | 0,00052 | 8/18 | 11 |
| 150 | 1,1 | 80 | 3370 | 4,28 | 7,50 | 3,12 | 3,0 | 3,0 | 76,5 | 78,0 | 78,5 | 0,70 | 0,80 | 0,86 | 1,15 | 0,00079 | 8/18 | 14 |
| 200 | 1,5 | 80 | 3380 | 5,46 | 7,50 | 4,24 | 3,0 | 2,8 | 77,0 | 79,0 | 81,0 | 0,73 | 0,82 | 0,89 | 1,15 | 0,00096 | 7/15 | 16 |
| 280 | 2,2 | 90S | 3465 | 8,43 | 7,80 | 6,07 | 3,0 | 3,0 | 78,5 | 80,0 | 81,5 | 0,66 | 0,77 | 0,84 | 1,15 | 0,00205 | 5/11 | 20 |
| 380 | 3 | 90L | 3450 | 11,0 | 7,90 | 8,31 | 3,0 | 3,4 | 81,5 | 82,5 | 83,0 | 0,70 | 0,80 | 0,86 | 1,15 | 0,00266 | 4/9 | 23 |
| 500 | 3,7 | 100L | 3485 | 12,9 | 8,00 | 10,1 | 2,6 | 2,8 | 81,0 | 84,8 | 85,6 | 0,75 | 0,83 | 0,88 | 1,15 | 0,00672 | 6/13 | 32 |
| 680 | 4,5 | 112M | 3465 | 15,8 | 7,50 | 12,4 | 2,2 | 2,9 | 82,8 | 84,2 | 85,0 | 0,77 | 0,85 | 0,88 | 1,15 | 0,00727 | 8/18 | 38 |
| 900 | 5,5 | 112M | 3500 | 19,1 | 8,00 | 15,0 | 2,6 | 3,4 | 84,0 | 86,2 | 86,7 | 0,72 | 0,80 | 0,87 | 1,15 | 0,00842 | 8/18 | 41 |
| 1200 | 7,5 | 132S | 3510 | 25,5 | 7,00 | 20,4 | 2,2 | 2,8 | 84,0 | 86,5 | 87,6 | 0,77 | 0,85 | 0,88 | 1,15 | 0,02243 | 12/26 | 64 |
| 1600 | 9,2 | 132M | 3510 | 31,4 | 7,80 | 25,0 | 2,2 | 2,8 | 85,8 | 87,2 | 87,5 | 0,77 | 0,84 | 0,88 | 1,15 | 0,02430 | 10/22 | 67 |
| 2150 | 11 | 132M | 3520 | 36,9 | 8,50 | 29,9 | 2,6 | 3,3 | 85,0 | 87,5 | 87,8 | 0,77 | 0,85 | 0,89 | 1,15 | 0,02804 | 5/11 | 72 |
| 2800 | 15 | 160M | 3540 | 50,3 | 7,80 | 40,5 | 2,3 | 3,0 | 86,4 | 88,6 | 89,0 | 0,75 | 0,84 | 0,88 | 1,15 | 0,04706 | 9/20 | 104 |
| 3750 | 18,5 | 160M | 3525 | 61,6 | 8,00 | 50,1 | 2,4 | 2,8 | 88,0 | 89,5 | 89,5 | 0,78 | 0,85 | 0,88 | 1,15 | 0,05295 | 7/15 | 111 |
| 5000 | 22 | 160L | 3530 | 72,1 | 8,50 | 59,5 | 2,5 | 3,0 | 90,2 | 91,0 | 91,0 | 0,78 | 0,85 | 0,88 | 1,15 | 0,06471 | 8/18 | 126 |
| 6800 | 30 | 200M | 3555 | 99,0 | 7,20 | 80,6 | 2,9 | 2,9 | 88,5 | 90,0 | 90,4 | 0,80 | 0,86 | 0,88 | 1,15 | 0,17042 | 11/24 | 213 |
| 9000 | 37 | 200L | 3560 | 120 | 7,50 | 99,3 | 3,0 | 2,9 | 90,0 | 91,5 | 92,2 | 0,81 | 0,86 | 0,88 | 1,15 | 0,20630 | 17/37 | 240 |
| 12500 | 45 | 225S/M | 3560 | 143 | 8,00 | 121 | 2,6 | 3,0 | 88,0 | 90,0 | 91,7 | 0,82 | 0,87 | 0,90 | 1,00 | 0,34083 | 17/37 | 380 |
| 17500 | 55 | 225S/M | 3555 | 174 | 8,00 | 148 | 2,5 | 2,7 | 89,0 | 91,3 | 92,4 | 0,85 | 0,88 | 0,90 | 1,00 | 0,44846 | 13/29 | 430 |
| 24000 | 75 | 250S/M | 3560 | 233 | 8,20 | 201 | 3,0 | 3,3 | 90,0 | 92,1 | 93,0 | 0,85 | 0,90 | 0,91 | 1,00 | 0,50227 | 11/24 | 465 |
| 32500 | 90 | 280S/M | 3575 | 289 | 8,50 | 241 | 2,5 | 3,0 | 89,0 | 91,5 | 93,0 | 0,80 | 0,85 | 0,88 | 1,00 | 1,27083 | 50/110 | 735 |
| 45000 | 110 | 280S/M | 3570 | 344 | 7,80 | 294 | 2,5 | 2,7 | 89,0 | 92,0 | 93,3 | 0,82 | 0,86 | 0,90 | 1,00 | 1,27083 | 34/75 | 735 |
| 61750 | 132 | 315S/M | 3565 | 412 | 7,90 | 354 | 2,5 | 2,6 | 89,2 | 92,0 | 93,5 | 0,85 | 0,88 | 0,90 | 1,00 | 1,41204 | 26/57 | 814 |
| 84000 | 150 | 315S/M | 3575 | 465 | 8,20 | 401 | 2,7 | 2,8 | 90,0 | 92,5 | 94,1 | 0,84 | 0,87 | 0,90 | 1,00 | 1,64738 | 25/55 | 883 |
| 112500 | 185 | 315S/M | 3570 | 573 | 8,10 | 495 | 2,9 | 2,7 | 90,0 | 92,8 | 94,1 | 0,86 | 0,89 | 0,90 | 1,00 | 2,11806 | 30/66 | 1007 |
| 150000 | 185 | 355M/L | 3580 | 567 | 7,50 | 494 | 1,8 | 2,5 | 90,8 | 92,9 | 94,1 | 0,88 | 0,90 | 0,91 | 1,00 | 3,67719 | 70/154 | 1302 |
| 200000 | 200 | 355M/L | 3585 | 608 | 7,80 | 533 | 1,7 | 2,8 | 91,0 | 92,5 | 93,8 | 0,88 | 0,91 | 0,92 | 1,00 | 4,02193 | 70/154 | 1358 |
| 270000 | 200 | 315B | 3565 | 733 | 5,50 | 536 | 1,5 | 2,4 | 90,0 | 91,5 | 92,7 | 0,70 | 0,80 | 0,85 | 1,00 | 2,61000 | 30/70 | 1430 |
| 360000 | 220 | 355M/L | 3580 | 662 | 7,20 | 587 | 1,7 | 2,5 | 91,0 | 92,7 | 93,8 | 0,88 | 0,91 | 0,93 | 1,00 | 4,36666 | 70/154 | 1515 |
| 480000 | 260 | 315B | 3570 | 851 | 7,60 | 696 | 1,7 | 2,4 | 91,0 | 92,5 | 93,2 | 0,75 | 0,83 | 0,86 | 1,00 | 2,65300 | 30/70 | 1450 |
| 650000 | 260 | 355M/L | 3580 | 781 | 7,60 | 694 | 1,7 | 2,4 | 91,8 | 93,8 | 94,0 | 0,89 | 0,92 | 0,93 | 1,00 | 5,17105 | 60/132 | 1650 |
| 840000 | 300 | 315B | 3570 | 976 | 6,20 | 803 | 2,0 | 2,7 | 91,5 | 93,0 | 93,8 | 0,74 | 0,83 | 0,86 | 1,00 | 3,06700 | 32/75 | 1480 |
| 1110000 | 330 | 315B | 3575 | 1060 | 6,60 | 882 | 1,9 | 2,7 | 92,3 | 93,6 | 93,8 | 0,78 | 0,85 | 0,87 | 1,00 | 3,37560 | 25/16 | 1520 |
| 1470000 | 370 | 315B | 3575 | 1260 | 7,80 | 989 | 2,5 | 2,8 | 94,0 | 95,0 | 95,0 | 0,68 | 0,77 | 0,81 | 1,00 | 3,75070 | 58/26 | 1560 |

3800 RPM - 60 Hz

| | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------|------|--------|------|------|------|------|-----|-----|------|------|------|------|------|------|------|---------|-------|------|
| 16 | 0,12 | 63 | 1720 | 0,89 | 4,50 | 0,67 | 3,2 | 3,4 | 45,0 | 52,0 | 57,0 | 0,46 | 0,55 | 0,62 | 1,15 | 0,00045 | 31/68 | 7 |
| 25 | 0,18 | 63 | 1710 | 1,14 | 4,50 | 1,01 | 2,8 | 3,0 | 53,0 | 60,0 | 64,0 | 0,47 | 0,57 | 0,65 | 1,15 | 0,00056 | 18/40 | 8 |
| 33 | 0,25 | 63 | 1710 | 1,44 | 4,50 | 1,40 | 2,9 | 2,9 | 59,0 | 64,0 | 67,0 | 0,48 | 0,59 | 0,68 | 1,15 | 0,00067 | 20/44 | 8 |
| 45 | 0,37 | 71 | 1720 | 2,07 | 5,00 | 2,06 | 2,7 | 3,0 | 56,0 | 64,0 | 68,0 | 0,48 | 0,59 | 0,69 | 1,15 | 0,00079 | 10/22 | 10 |
| 75 | 0,55 | 71 | 1705 | 2,90 | 5,50 | 3,08 | 3,0 | 3,2 | 62,0 | 69,0 | 71,0 | 0,49 | 0,60 | 0,70 | 1,15 | 0,00096 | 10/22 | 12 |
| 100 | 0,75 | 80 | 1720 | 3,02 | 7,20 | 4,17 | 2,5 | 2,9 | 72,0 | 77,5 | 79,5 | 0,62 | 0,74 | 0,82 | 1,15 | 0,00294 | 8/18 | 15 |
| 150 | 1,1 | 80 | 1720 | 4,43 | 7,80 | 6,11 | 2,9 | 3,2 | 72,0 | 77,0 | 79,5 | 0,60 | 0,73 | 0,82 | 1,15 | 0,00328 | 5/11 | 17 |
| 200 | 1,5 | 90S | 1720 | 6,12 | 6,40 | 8,33 | 2,5 | 3,0 | 77,0 | 81,0 | 82,5 | 0,60 | 0,72 | 0,78 | 1,15 | 0,00560 | 7/15 | 22 |
| 280 | 2,2 | 90L | 1730 | 8,70 | 6,80 | 12,2 | 2,6 | 2,8 | 79,0 | 82,0 | 83,0 | 0,64 | 0,75 | 0,80 | 1,15 | 0,00672 | 6/13 | 23 |
| 380 | 3 | 100L | 1725 | 11,9 | 7,80 | 16,6 | 2,5 | 2,8 | 80,0 | 81,0 | 83,0 | 0,61 | 0,73 | 0,80 | 1,15 | 0,00918 | 6/13 | 35 |
| 500 | 3,7 | 100L | 1715 | 14,0 | 7,60 | 20,6 | 2,9 | 3,1 | 82,5 | 84,3 | 85,5 | 0,63 | 0,75 | 0,81 | 1,15 | 0,00995 | 7/15 | 35 |
| 680 | 4,5 | 112M | 1720 | 16,4 | 8,00 | 25,0 | 2,6 | 2,8 | 83,0 | 84,0 | 85,5 | 0,66 | 0,77 | 0,84 | 1,15 | 0,01741 | 7/15 | 45 |
| 900 | 5,5 | 112M | 1740 | 20,0 | 7,00 | 30,2 | 2,2 | 2,8 | 86,6 | 87,5 | 88,0 | 0,63 | 0,74 | 0,82 | 1,15 | 0,01741 | 11/24 | 46 |
| 1200 | 7,5 | 132S | 1760 | 26,6 | 8,00 | 40,7 | 2,2 | 3,0 | 86,0 | 88,0 | 89,0 | 0,66 | 0,77 | 0,83 | 1,15 | 0,04652 | 5/11 | 62 |
| 1600 | 9,2 | 132M | 1755 | 33,3 | 8,70 | 50,1 | 2,5 | 2,9 | 86,3 | 87,8 | 88,5 | 0,62 | 0,73 | 0,82 | 1,15 | 0,05427 | 4/9 | 72 |
| 2150 | 11 | 132M | 1755 | 39,3 | 8,30 | 59,9 | 2,3 | 2,8 | 86,8 | 88,2 | 88,5 | 0,68 | 0,80 | 0,83 | 1,15 | 0,05815 | 4/9 | 73 |
| 2800 | 15 | 160M | 1760 | 52,6 | 6,30 | 81,4 | 2,3 | 2,2 | 88,0 | 89,3 | 90,2 | 0,69 | 0,79 | 0,83 | 1,15 | 0,09385 | 10/22 | 120 |
| 3750 | 18,5 | 160L | 1760 | 64,3 | 6,50 | 100 | 2,3 | 2,4 | 89,0 | 90,0 | 91,0 | 0,70 | 0,79 | 0,83 | 1,15 | 0,11542 | 8/18 | 135 |
| 5000 | 22 | 180M | 1765 | 75,5 | 7,50 | 119 | 2,8 | 2,8 | 89,3 | 90,0 | 91,0 | 0,70 | 0,80 | 0,84 | 1,15 | 0,16145 | 9/20 | 160 |
| 6800 | 30 | 200M | 1770 | 101 | 6,60 | 162 | 2,3 | 2,5 | 89,5 | 90,5 | 91,7 | 0,72 | 0,82 | 0,85 | 1,15 | 0,27579 | 14/31 | 209 |
| 9000 | 37 | 200L | 1770 | 122 | 6,60 | 200 | 2,3 | 2,3 | 90,2 | 91,5 | 92,4 | 0,75 | 0,83 | 0,86 | 1,15 | 0,33095 | 12/26 | 232 |
| 12500 | 45 | 225S/M | 1775 | 146 | 7,20 | 242 | 2,3 | 2,7 | 91,0 | 92,2 | 93,0 | 0,75 | 0,84 | 0,87 | 1,00 | 0,69587 | 10/44 | 415 |
| 17500 | 55 | 225S/M | 1770 | 176 | 7,40 | 297 | 2,2 | 2,7 | 90,3 | 92,0 | 93,0 | 0,76 | 0,84 | 0,88 | 1,00 | 0,80485 | 15/33 | 415 |
| 24000 | 75 | 250S/M | 1775 | 243 | 8,80 | 404 | 3,2 | 3,2 | 91,5 | 92,5 | 93,2 | 0,74 | 0,83 | 0,87 | 1,15 | 1,15478 | 11/24 | |
| 32500 | 90 | 280S/M | 1780 | 295 | 7,30 | 483 | 2,2 | 2,5 | 90,0 | 92,0 | 93,2 | 0,76 | 0,84 | 0,86 | 1,00 | 1,84681 | 19/42 | 710 |
| 45000 | 110 | 280S/M | 1780 | 355 | 8,30 | 590 | 2,6 | 2,7 | 90,0 | 92,3 | 93,5 | 0,78 | 0,84 | 0,87 | 1,00 | 2,56947 | 20/44 | |
| 61750 | 132 | 315S/M | 1780 | 433 | 7,50 | 709 | 2,5 | 2,5 | 91,0 | 93,0 | 94,1 | 0,80 | 0,83 | 0,85 | 1,00 | 2,81036 | 14/31 | |
| 84000 | 150 | 315S/M | 1780 | 484 | 7,50 | 805 | 2,4 | 2,6 | 90,5 | 93,0 | 94,5 | 0,75 | 0,83 | 0,86 | 1,00 | 3,21184 | 19/42 | 950 |
| 112500 | 185 | 315B | 1780 | 612 | 6,60 | 993 | 2,0 | 2,5 | 93,4 | 94,4 | 94,5 | 0,71 | 0,80 | 0,84 | 1,00 | 3,53557 | 25/57 | 1094 |
| 150000 | 185 | 315S/M | 1785 | 597 | 8,30 | 990 | 2,8 | 2,8 | 91,0 | 93,0 | 94,5 | | | | | | | |

DIMENSIONES EN mm



| I/CB22 IEC | A | AA | AB | AC | AD | B | BA | BB | C | CA | Punta del eje delantera | | | | | Punta del eje trasera | | | | | H | HA | MC | HD | K | L | LC | S1 | d1 | d2 | Rodamientos | | | | |
|---------------|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-------|-----|-----|-------------------------|-----|-----|----|------|-----------------------|-----|----|----|-----|------|-----|------|-----|-----|------|------|------|------|------|-------------|-----|---------|---------|---------|
| | | | | | | | | | | | ØD | E | ES | F | G | GD | ØDA | EA | TS | FA | | | | | | | | | | | GB | GF | Def. | Tras. | |
| 63 | 100 | 21 | 116 | 125 | 113 | 80 | 22 | 95 | 40 | 70 | 116 | 23 | 14 | 4 | 8.5 | 4 | 96 | 20 | 12 | 3 | 7.2 | 3 | 63 | 8 | 124 | | 7 | 216 | 241 | | | | RWG | 6201-ZZ | |
| 71 | 112 | 30 | 132 | 141 | 121 | 90 | 30 | 112.5 | 45 | 80 | 146 | 30 | 5 | 11 | 5 | 116 | 23 | 14 | 4 | 8.5 | 4 | 71 | 12 | 139 | | 7 | 248 | 276 | | | | RWG | 6203-ZZ | | |
| 80 | 125 | 35 | 149 | 159 | 130 | 100 | 40 | 125.5 | 50 | 93 | 196 | 40 | 22 | 6 | 15.5 | 6 | 146 | 30 | 14 | | 11 | | 80 | 13 | 157 | | 10 | 276 | 313 | | | | RWG | 6204-ZZ | |
| 90S | 140 | 38 | 164 | 179 | 150 | 110 | 42 | 131 | 56 | 104 | 246 | 50 | 28 | | 2.0 | 146 | 40 | 25 | 5 | 13 | 5 | 90 | 15 | 177 | | 10 | 304 | 350 | | | | RWG | 6205-ZZ | | |
| 90L | 140 | 38 | 164 | 179 | 150 | 110 | 42 | 131 | 56 | 104 | 246 | 50 | 28 | | 2.0 | 146 | 40 | 25 | 5 | 13 | 5 | 90 | 15 | 177 | | 10 | 304 | 350 | | | | RWG | 6204-ZZ | | |
| 100L | 140 | 49 | 188 | 199 | 140 | 120 | 50 | 156 | 63 | 118 | 276 | 60 | 36 | 8 | 7 | 226 | | 50 | 28 | 6 | 18.5 | 6 | 100 | 16 | 198 | | 12 | 329 | 375 | | | | RWG | 6206-ZZ | |
| 112M | 190 | 48 | 220 | 222 | 180 | 140 | 50 | 177 | 70 | 128 | 296 | 60 | 36 | | 7.4 | 246 | | | 28 | | 20 | 112 | 18.5 | 235 | 200 | 12 | 376 | 431 | | | | RWG | 6205-ZZ | | |
| 132S | 216 | 51 | 248 | 270 | 207 | 170 | 55 | 187 | 80 | 150 | 326 | 80 | 56 | 10 | 33 | | | | | 8 | 7 | 132 | 20 | 274 | 319 | 12 | 393 | 448 | | | | RWG | 6204-ZZ | | |
| 132M | 216 | 51 | 248 | 270 | 207 | 170 | 55 | 187 | 80 | 150 | 326 | 80 | 56 | 10 | 33 | | | | | 8 | 7 | 132 | 20 | 274 | 319 | 12 | 452 | 519 | | | | RWG | 6207-ZZ | | |
| 160M | 254 | 44 | 308 | 312 | 250 | 210 | 65 | 254 | 100 | 174 | 426 | | | | | | | | | 12 | 37 | | | | | 14.5 | 490 | 557 | | | | RWG | 6207-ZZ | | |
| 160L | 254 | 44 | 308 | 312 | 250 | 210 | 65 | 254 | 100 | 174 | 426 | | | | | | | | | 12 | 37 | 8 | 160 | 22 | 317 | 370 | 14.5 | 598 | 712 | | | | RWG | 6209-C3 | |
| 180M | 279 | 80 | 350 | 350 | 270 | 241 | 75 | 294 | 121 | 200 | 486 | | | | | | | | | | | | | | | | 14.5 | 642 | 756 | | | | RWG | 6209-C3 | |
| 180L | 279 | 80 | 350 | 350 | 270 | 241 | 75 | 294 | 121 | 200 | 486 | | | | | | | | | | | 110 | 80 | 180 | 28 | 360 | 413 | 14.5 | 664 | 782 | | | | RWG | 6211-C3 |
| 200M | 318 | 82 | 385 | 396 | 294 | 267 | 85 | 332 | 133 | 222 | 556 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 702 | 820 | | | | RWG | 6211-C3 | |
| 200L | 318 | 82 | 385 | 396 | 294 | 267 | 85 | 332 | 133 | 222 | 556 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 729 | 847 | | | | RWG | 6212-C3 | |
| 225S/M | 354 | 80 | 436 | | | 286 | 105 | 391 | 149 | 280 | 556 | 100 | | | | | | | | | | 100 | 16 | 49 | 10 | | 18.5 | 767 | 880 | | | | RWG | 6212-C3 | |
| 250S/M | 406 | | | 476 | 360 | 311 | | | | 255 | 606 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 817 | 935 | | | | RWG | 6212-C3 | |
| 250M | 406 | | | 476 | 360 | 311 | | | | 255 | 606 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 847 | 995 | | | | RWG | 6212-C3 | |
| 280S/M | 457 | | | 504 | | 349 | 130 | 449 | 160 | 274 | 656 | 140 | 125 | 11 | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 864 | 995 | | | | RWG | 6212-C3 | |
| 280M | 457 | | | 504 | | 349 | 130 | 449 | 160 | 274 | 656 | 140 | 125 | 11 | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 864 | 995 | | | | RWG | 6212-C3 | |
| 315S/M | | | | | | 360 | 147 | 510 | 190 | 350 | 656 | 140 | 125 | 18 | 53 | 11 | | | | | | | 140 | 125 | 18 | 53 | 11 | 42 | 923 | 1071 | | | | RWG | 6212-C3 |
| 315M | | | | | | 360 | 147 | 510 | 190 | 350 | 656 | 140 | 125 | 18 | 53 | 11 | | | | | | | | | | | 18.5 | 1036 | 1100 | | | | RWG | 6212-C3 | |
| 355M/L | | | | | | 406 | 152 | 550 | | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1126 | 1270 | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 406 | 152 | 550 | | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1156 | 1300 | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | 315 | 52 | 613 | 703 | 28 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |
| | | | | | | 457 | 162 | 630 | 216 | 376 | 656 | | | | | | | | | | | | | | | | 18.5 | 1500 | | | | | RWG | 6212-C3 | |

Dimensiones de la punta del eje para motores en II polos.
 En los tamaños arriba de 280S/M lo medido "H" tiene una tolerancia de -1mm.
 Los datos arriba expuestos para tamaño 355M/L son para aplicaciones horizontales en condiciones de acoplamiento con cargas normales.
 En el caso de aplicación vertical o acoplamiento con cargas especiales el cliente deberá entrar en contacto con el fabricante.

PLANOS