

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA**

**SEDE QUITO**

**FACULTAD DE INGENIERIAS**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE**

**“INGENIERO MECÁNICO”**

**TEMA:**

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA CALANDRA, EMPLEADA PARA  
PLANCHAR SÁBANAS, MANTELES Y OTROS TEJIDOS UTILIZADOS  
EN HOTELES Y HOSPITALES QUE PROVIENEN DE LAS LAVADORAS  
DE LA EMPRESA “Sany Clean”**

**AUTORES:**

**MENA MORENO SAMUEL EDUARDO**

**QUINCHUELA DIAZ RODRIGO BLADIMIR**

**DIRECTOR:**

**ING TOMÁS IBUJÉS VILLACIS**

**Quito, Marzo 2012**

## **CERTIFICACIÓN**

Certifico que el presente trabajo, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico ha sido realizado en su totalidad por los señores: Samuel Eduardo Mena Moreno y Rodrigo Bladimir Quinchuela Díaz.

Los conceptos desarrollados, cálculos, análisis, realizados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Atentamente:

Ingeniero Tomás Ibujés Villacis

**DIRECTOR DE TESIS**

## DECLARACIÓN

Nosotros, Samuel Eduardo Mena Moreno y Rodrigo Bladimir Quinchuela Díaz, declaramos bajo juramento que el trabajo realizado es de nuestra autoría, que no ha sido previamente presentado y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen el presente documento.

A través de la presente declaración, cedemos el derecho de propiedad intelectual, correspondiente de este trabajo a la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana, según lo establecido con la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y su normatividad vigente.

---

Samuel Eduardo Mena Moreno

---

Rodrigo Bladimir Quinchuela Díaz

## **DEDICATORIA**

Este proyecto va dedicado a todos los que confiaron en mí, en especial a mi madre Olga Díaz, mis hermanas Maritza, Margarita, Marlene, Belén, Gloria, quienes me han sabido brindar todo su apoyo pero sobre todo su amor de una forma incondicional, pues ellas son mi motor de vida para superarme y salir adelante.

A mi esposa Maribel y mi hijo Alexander, pues son las personas que siempre están conmigo en mi pensamiento y corazón, y me saben brindar apoyo y alegría en todos y cada uno de los momentos de mi vida.

Rodrigo Bladimir Quinchuela Díaz

## **DEDICATORIA**

El presente trabajo va dedicado principalmente a mi Madre María Adelaida Moreno, por el apoyo incondicional que me brinda en todo momento, y por sus consejos sabios que día a día impulsan alcanzar metas en mi vida.

A mi Familia y amigos incondicionales, que con su paciencia y constante apoyo motivaron a culminar esta etapa educativa.

Samuel Eduardo Mena Moreno

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por haberme dado salud, vida e inteligencia para culminar mis estudios y terminar mi tesis.

A mi madre Olga Díaz, mi hermana Maritza, y a cada uno de los integrantes de mi familia, quienes siempre me brindaron apoyo y comprensión en los buenos y malos momentos convirtiéndome en la persona que hoy soy, permitiendo cumplir mis sueños y anhelos.

Al amor de mi vida Maribel que siempre estuvo conmigo cuando la necesité y me brindo apoyo en los malos momentos y alegría en los buenos. Además de darme su amor incondicional.

A nuestro estimado Director, el Ing. Tomás Ibujés, a nuestros amigos y colaboradores Ing. Fabio Obando, Ing. Carlos Maldonado, Ing. Pablo Almeida quienes nos supieron guiar correctamente compartiendo su conocimiento y valiosas experiencias para el desarrollo del presente proyecto y su acertada colaboración, un infinito gracias.

A los ingenieros Robinson Molina, Miguel Cárdenas, Marco Tacuri, Diego Cushi, Cesar Machado, Rodolfo Dávila, Carlos Reina y de mas compañeros, que con su amistad y apoyo hicieron que saliera adelante en cualquier situación que se presentara.

A mi compañero de tesis Eduardo Mena por su amistad y por el trabajo conjunto que realizamos en la tesis.

Samuel Mena - Rodrigo Quinchuela

## RESUMEN

El siguiente trabajo se lo realizó a partir de la necesidad de mejorar la producción de planchado de lencería, en la empresa Sany Clean S.A, ubicada en Quito, Av. Eloy Alfaro y Aceitunos sector " Comité del Pueblo", la función de esta lavandería industrial es lavar, limpiar, planchar y cuidar la lencería de varias empresas públicas así como privadas. Dicha empresa viene prestando sus servicios desde hace cinco años atrás, y en la actualidad tiene un volumen de producción de 3000 libras diarias de prendas procesadas.

La tesis en particular trata del diseño y simulación de una máquina calandra la cual sirve para planchar prendas como: sabanas, manteles, cobertores, servilletas etc. Las cuales son utilizadas por los clientes de dicha empresa. Esta calandra tendrá un sistema de calentamiento a base de vapor de agua, el cual será abastecido por los calderos que dispone la empresa, también deberá tener un sistema de transmisión eficiente, que conjuntamente con el dispositivo de seguridad diseñado, garantice la seguridad de los operarios y el buen funcionamiento de la máquina.

El diseño de la calandra se realizara en base a la capacidad de evaporación de agua, que tendrá el cilindro planchador con respecto a las prendas procesadas por las lavadoras de dicha empresa, el porcentaje de humedad de las fibras será entre el 30 y 50 %. Por lo cual la maquina tendrá que cumplir con los parámetros de producción requeridos por la empresa

Esta máquina en mención tendrá una producción de 120 a 170 libras por hora, por lo cual permitirá eliminar el cuello de botella que se tiene actualmente en el proceso de planchado, para poder abastecer la demanda actual e incrementar la oferta en el futuro, logrando así mejorarlos tiempos de entrega del producto a sus clientes.

## **ABSTRACT**

The following paper was made in order to improve the ironing linen production rate, in the company Sany Clean SA, located in Quito Ecuador, Eloy Alfaro Av. and Aceitunos St., near Comité del Pueblo neighborhood. Sany Clean's business is industrial laundry washing, cleaning, ironing and caring for several lingerie, public and private. This company has been providing its services from five years ago, and currently has a production rate of 3000 pounds per day of processed items.

This particular thesis is the design and simulation of a calender machine, which serves to iron clothes as sheets, tablecloths, blankets, towels etc., which are used by customers of the company. This calender will have a heating system based on water steam, which will be supplied by the available company boilers. Also the machine must have an efficient force transmission system, together with a design that ensures operator safety and proper machine operation.

The calender design will be made based in the ability of water evaporation , with a steam heating system, over the clothes washers processed by the company. The moisture content of the fibers is considered to stay between 30 and 50%. Therefore the machine will have to meet production parameters required by the company

The calender will have an output rate of 120 to 170 pounds per hour, which will remove the bottleneck in the process of ironing, plus to supply the current demand and increasing supply in the future, and achieve better delivery times to customers.

## **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

La empresa Sany Clean S.A es una lavandería industrial ubicada en Quito, Av. Eloy Alfaro y Aceitunos sector " Comité del Pueblo", desde hace cinco años hasta la actualidad, su función es lavar, limpiar, planchar y cuidar la lencería de varias empresas públicas así como privadas, esta entidad tiene un volumen de producción aproximado de 3000 libras diarias de prendas procesadas, y por su rápido crecimiento ha surgido la necesidad de diseñar una nueva calandra ya que la actual con una producción de 125 libras por hora y dos turnos de ocho horas no abastece la demanda requerida, por lo cual se requiere una máquina nueva que pueda procesar un volumen de 120 a 170 libras por hora en tejidos con una humedad residual del 20 al 25%, para poder abastecer la demanda actual e incrementar la oferta en el futuro, logrando así mejorarlos tiempos de entrega del producto a sus clientes.

Como podemos apreciar el impacto que ha tenido en la sociedad el surgimiento de la plancha ha sido muy importante desde su invención, pues nos ha facilitado el dar una mejor presentación a nuestras prendas de una forma rápida, eficiente y sencilla, de aquí la importancia para las empresas dedicadas al lavado, cuidado y limpieza de las fibras, ya sean estas de uso personal o de uso industrial el contar con la máquina de nombre calandra, que garantice un mejor servicio.

## **OBJETIVOS**

### **Objetivo General.**

- Diseñar una calandra para planchar lencería proveniente de sus clientes y procesada en las lavadoras de la empresa “Sany Clean”, ubicada en el sector norte de la ciudad “COMITÉ DEL PUEBLO”.

### **Objetivos Específicos:**

- Aumentar el flujo de lencería planchada en un 35%, de 3000 libras que en la actualidad se procesan, para evitar acumulación de producto en las diferentes lavadoras.
- Diseñar una calandra, que les permita a los operarios desarrollar las actividades del planchado con eficiencia.
- Realizar el diseño del sistema de calentamiento del rodillo principal y transmisión de potencia para mejor funcionamiento de la calandra.
- Realizar planos de construcción de la máquina en el programa Autodesk Inventor, para verificar medidas, dimensiones y calcular costos de fabricación.
- Realizar la simulación de la calandra en el programa Autodesk Inventor, para observar su funcionamiento dinámico y su sistema de transmisión.
- Elaborar un sistema de seguridad que minimice los posibles accidentes de trabajo, garantizando en lo posible la integridad física de los operarios, y preservando el óptimo funcionamiento de la máquina.

## JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Actualmente la empresa SanyClean S.A cuenta con una calandra de rodillos, la misma que no abastece con el planchado de las prendas que se extrae de las lavadoras una vez concluido el proceso de lavado, es importante considerar que esta máquina fue adquirida de medio uso, y debido a sus 30 años de trabajo tiene un deterioro significativo de su sistemas, tanto el de transmisión como el de calentamiento, lo cual no le permite procesar las prendas al 100%, generando acumulación de trabajo, y a su vez provocando costos adicionales para la empresa.

En varias ocasiones el personal que no esta asignado al proceso de planchado termina haciendo esta actividad y descuidando los demás procesos, y la empresa debe asumir el costo de pagos adicionales a los trabajadores, eventualidad que actualmente la institución debe solventar.

En el siguiente cuadro indica el costo de horas extras, de acuerdo al sueldo básico del año 2012 (USD 292.00), y que la empresa debe asumir mensualmente por el mal funcionamiento de la calandra existente.

<b>Número de operarios</b>	<b>horas extras diarias c/operario</b>	<b># de horas extras diarias totales</b>	<b>Costo hora extra</b>	<b>Costo diario de horas extras</b>	<b>Costo mensual de horas</b>
4	2	8	1.82 USD	14.56 USD	436.8USD

En este cuadro se representa el aumento en producción, y la ganancia económica que en la actualidad la empresa tendría mensualmente, con la adquisición de una calandra nueva.

<b>Incremento producción diaria en lb</b>	<b>Valor por c/libra USD</b>	<b>Costo de lb procesada</b>	<b>Ganancia por libra procesada</b>	<b>Ganancia diaria actual</b>	<b>Ganancia mensual</b>
1000	0.40 USD	0.35 USD	0.05 USD	50 USD	1500 USD

Estos valores se toman para evaluar la alternativa de adquisición de una nueva calandra, y su financiamiento en el plazo de un año.

Se toma el valor de costo de horas extras (436.8 USD) y se multiplica por 12 meses obteniendo un total de 5241.6 USD.

De igual manera se toma el valor de ganancia mensual (1500 USD) y multiplicamos por 12 meses obteniendo un valor de 18000 USD.

Se suman los dos valores obtenidos por año (5241.6 USD y 18000 USD) obteniendo un total de 23241.6 USD, valor con el cual la empresa justificaría la compra de una máquina nueva en el plazo propuesto.

Una calandra con las características requeridas tiene un valor aproximado en el mercado de 21000 USD, y la calandra propuesta construida tendría un valor aproximado de 12000 USD. Ya que el costo de la máquina se disminuye considerablemente por el precio y facilidad de adquisición de sus componentes y materiales, tomando en cuenta también que la mano de obra es mucho más barata. Por lo tanto se consideró que la mejor opción es construir una calandra porque su valor se cubriría en un año a un precio menor que las calandras importadas.

## ALCANCE

La calandra es utilizada para planchar grandes cantidades de prendas textiles, por ello debe tener requerimientos físicos adecuados para la correcta operación del equipo como son: sistema de calentamiento por vapor de agua, interior de la estructura en acero tratado y pulido para evitar la acumulación de contaminantes, bandas de algodón y Nomex ® (fibra sintética resistente a altas temperaturas) para proteger las prendas procesadas, cuerpo exterior de chapa de acero pintada con poliuretano y rodillo de construcción en acero pulido.

Además se plantea integrar a la unidad un controlador de temperatura y un variador de frecuencia para controlar la velocidad de avance del tejido e implementar métodos de seguridad para minimizar riesgos.

La unidad debe ser capaz de aceptar tejidos con hasta 30% de humedad que salen directamente de la máquina lavadora de alta velocidad.

## INDICE GENERAL

<b>CERTIFICACIÓN.....</b>	<b>I</b>
<b>DECLARACIÓN .....</b>	<b>II</b>
<b>DEDICATORIA.....</b>	<b>III</b>
<b>AGRADECIMIENTO .....</b>	<b>V</b>
<b>RESUMEN.....</b>	<b>VI</b>
<b>PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....</b>	<b>VIII</b>
<b>OBJETIVOS.....</b>	<b>IX</b>
<b>JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....</b>	<b>X</b>
<b>ALCANCE.....</b>	<b>XII</b>
<b>INDICE GENERAL .....</b>	<b>XIII</b>
<b>INDICE DE FIGURAS.....</b>	<b>XIX</b>
<b>GLOSARIO .....</b>	<b>XXIV</b>
<b>CAPÍTULO I: GENERALIDADES.....</b>	<b>1</b>
1.1.- INTRODUCCIÓN A LA TEORÍA DE PLANCHADO.....	1
1.2.- IMPORTANCIA DEL PLANCHADO INDUSTRIAL.....	2
1.3.- DEFINICIÓN DE CALANDRA .....	3
1.4.- CARACTERÍSTICAS .....	3
1.5.- CLASIFICACIÓN. ....	3
1.5.1.- Por el tipo de mecanismo:.....	4
1.5.2.- Clasificación por el sistema de calentamiento del cilindro planchador:.....	9
1.6.- USO DE LA CALANDRA .....	13
1.7. FIBRAS TEXTILES .....	14
1.7.1. Definición.....	14
1.7.2. Clasificación de las fibras textiles.....	16
1.7.3.- Las fibras textiles: símbolos y tratamientos.....	17
1.7.4- Terminología y signos internacionales. ....	18
1.7.5- Tipos de prendas de lencería.....	18

<b>CAPITULO II TEORIA DE DISEÑO.....</b>	<b>21</b>
2.1.- TRANSFERENCIA DE CALOR.....	21
2.1.1.- Calor.....	21
2.1.2.- Calor específico.....	22
2.1.3.- Capacidad calorífica.....	23
2.1.4.- Calor latente.....	23
2.1.5.- Calor y temperatura.....	24
2.1.6.- Calor de fusión.....	24
2.1.7.- Cambios de fase.....	25
2.2.- MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	26
2.2.1.- Transferencia de calor por conducción.....	26
2.2.2.- Transferencia de calor por convección.....	28
2.2.3. Coeficiente convectivo de transferencia de calor (h).....	30
2.2.4.- Definición de números a dimensionales.....	31
2.2.5.- Número de Nusselt (Nu).....	31
2.2.6.- Número de Prandtl (Pr).....	32
2.2.7.- Número de Reynolds (Re). ....	33
2.2.8.- Número de Grashoff (Gr). ....	33
2.3.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION.....	36
2.4.- TRANSFERENCIA DE CALOR DEL VAPOR.....	37
2.4.1.- Propiedades básicas del calentamiento de vapor.....	37
2.4.2.- Vapor para proporcionar calor estable.....	37
2.4.3.- Velocidad de calentamiento.....	38
2.5.- TRANSFERENCIA DE CALOR DESDE LA CONDENSACIÓN (VAPOR DE AGUA) Y POR CONVECCIÓN (AGUA CALIENTE Y ACEITE).....	39
2.6.- VAPOR DE AGUA.....	39
2.7.- VAPOR HÚMEDO VS. VAPOR SECO.....	40
2.8.- VAPOR COMO FUENTE DE ENERGÍA.....	41
2.8.1.- El vapor como fuente de calor.....	42
2.8.2.- Calentamiento directo de vapor.....	42
2.9.- EL VAPOR EMPLEADO EN LA INDUSTRIA (CILINDROS GIRATORIOS).....	42
2.9.1.- Cilindros estáticos calentados.....	43
2.9.2.- Cilindros giratorios.....	44
2.9.3.- Cilindro giratorio.....	47
2.10.- EFECTO DE LA PRESURIZACIÓN.....	47

2.10.1.- Esfuerzos en los cilindros. ....	48
2.10.2.- Teoría del esfuerzo normal máximo (MNST). ....	50
2.10.3.- Teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST).....	50
2.10.4.- Teoría de la energía de la distorsión (DET).....	51
2.11.- CADENAS Y CATARINAS. ....	53
2.11.1.- Cadenas de rodillos. ....	53
2.11.2.- Longitud de la cadena. ....	53
2.11.3.- Análisis de fuerzas en ruedas catarinas.....	54
2.11.4.- Selección del tamaño de la rueda catarina y la distancia central. .....	54
2.12.- RODAMIENTOS.....	56
2.12.1- Selección de rodamientos .....	57
2.12.2- Relación de carga y duración.....	57
2.12.3- Duración de diseño .....	58
2.13.- CHAVETAS .....	59
2.13.1.- ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA DETERMINAR LA LONGITUD DE LAS CUÑAS.....	60
2.14.- PERNOS .....	63
2.14.1.- Selección de pernos para soportar carga a tensión.....	63
2.14.2.- Selección de pernos para soportar carga a corte .....	66
2.14.3.- Perno sometido a corte doble.....	67
2.15.- SOLDADURA. ....	68
2.15.1.- Soldadura de arco metálico con electrodo revestido (GMAW). 68	
2.15.2.- SOLDADURA DE ARCO METALICO CON PROTECCIÓN DE GAS (MIG).....	69
2.16.- VARIADORES DE VELOCIDAD O CONVERTIDORES DE FRECUENCIA.....	71
2.16.1.- Etapas de funcionamiento .....	72
2.16.2.- Tipos de variadores de velocidad.....	73
2.17.- TIEMPO DE ARRANQUE DE UN MOTOR ELÉCTRICO .....	74
2.17.1.- Determinación del momento de inercia .....	74
2.17.2 Determinación del tiempo de arranque .....	75
2.17.2 Determinación de la potencia.....	76
<b>CAPITULO III CÁLCULOS DE DISEÑO.....</b>	<b>77</b>
<b>3.- DISEÑO DEL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR.....</b>	<b>77</b>

3.1.- CÁLCULOS PARA LA TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR.....	77
3.1.2.- Análisis de presurizado en el interior del cilindro .....	82
3.1.3.- Cálculo de la pérdida de calor en el cilindro planchador .....	84
3.1.4.- Cálculo de la temperatura de la pared interna del cilindro planchador ( $TW$ ). .....	87
3.1.5.- Cálculo de la temperatura de la pared exterior del cilindro térmico planchador. ....	90
3.1.6.- Pérdida de calor por convección. ....	92
3.1.7.- Pérdida de calor por convección entre el cilindro térmico planchador y el aire. ....	99
3.1.8.-Cálculo para la pérdida de calor por radiación. ....	100
3.2.-PÉRDIDA DE CALOR TOTAL.....	102
3.3.- VAPOR NECESARIO PARA EL PLANCHADO CON CALANDRA: ....	103
3.4.- CÁLCULO DE LA VELOCIDAD ANGULAR DEL CILINDRO PRINCIPAL .....	103
3.5.- CÁLCULO DE LA INERCIA DE MASA DE LOS RODILLOS.....	105
3.5.1.- Inercia del cilindro térmico planchador .....	105
3.5.2.-Inercia del rodillo transportador.....	106
3.6.- CÁLCULO DEL PAR TORSOR DE ARRANQUE .....	107
3.6.1.-Cálculo de momento de inercia “J” referido al eje del motor .....	108
3.5.- CÁLCULOS DE LOS EJES CENTRALES DE TRANSMISIÓN DEL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR Y LOS RODILLOS AUXILIARES. .	111
3.5.1.- Cálculos del peso del rodillo auxiliar.....	112
3.5.2.- Cálculos del peso del cilindro térmico planchador. ....	113
3.6.- DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE DEL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR. ....	115
3.6.1.- Componente de la fuerza flexionante en el plano Y-Z. ....	116
3.6.2.- Tensión de las bandas transportadoras ( $Tb$ ). ....	117
3.6.3.- Determinación de las fuerzas que actúan en el rodillo auxiliar, (transportador). ....	117
3.6.4.- Cálculo de las componentes de la fuerza de las bandas transportadoras en el plano Y-Z. ....	118
3.7.- DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN PARA EL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR.....	120
3.7.1.- Diagrama de cuerpo libre del cilindro térmico planchador X - Y. ....	120
3.7.2.- Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y par de torsión en el plano X - Y. ....	120

3.7.3.- Diagrama de cuerpo libre del cilindro térmico planchador plano x - z.....	122
3.7.4.- Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y par de torsión en el plano X - Z. ....	122
3.7.5.- Diseño del eje central de transmisión del cilindro térmico planchador.....	125
3.7.6.- Diseño estático del eje central de transmisión del cilindro térmico planchador.....	126
3.8.-DISEÑO DEL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR EN CONDICIONES CRÍTICAS.....	128
3.8.1.-Diseño del eje central de transmisión del cilindro térmico planchador.....	132
3.8.2.- Diseño estático del eje central de transmisión del cilindro térmico planchador.....	132
3.9.-DISEÑO DE EJES PARA EL RODILLO AUXILIAR (TRANSPORTADOR). ....	135
3.9.1.- Diagrama de cuerpo libre del rodillo transportador en el plano X - Y.....	135
3.9.2.- Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y par de torsión en el plano X - Y.....	135
3.9.3.- Diagrama de cuerpo libre del rodillo auxiliar (transportador), en el plano X-Z. ....	137
3.9.4.- Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y par de torsión en el plano X - Z. ....	137
3.9.5.- Diseño del eje central de transmisión del rodillo auxiliar.....	140
3.9.6.- Diseño estático del eje central de transmisión del rodillo auxiliar. ....	140
3.10.-DISEÑO DEL EJE PARA LA TRANSMICIÓN DE POTENCIA EN LA SALIDA DEL MOTOREDUCTOR. ....	143
3.10.1- Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión de potencia de la salida del motorreductor.....	143
3.10.2.- Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante.....	145
.....	145
3.10.3.- Diseño del eje central de transmisión a la salida del motorreductor.....	147
3.10.4.- Diseño estático del eje central de transmisión a la salida del motorreductor.....	147
Se tiene:.....	147
3.11.- SELECCIÓN DE CHAVETAS .....	150

3.11.1.-Selección de las chavetas para el eje del cilindro termico planchador.....	150
3.11.2.- Selección de las chavetas para el eje del rodillo auxiliar (transportador).....	152
3.12.- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS .....	154
3.12.1.- Selección de rodamientos para el eje del cilindro tèrmico planchador.....	154
3.12.2.- Selección de rodamientos para el eje del rodillo auxiliar (transportador).....	155
3.13.- SELECCIÓN DE PERNOS .....	157
3.13.1.- Selección de pernos para el cilindro tèrmico planchador .....	157
3.13.2.- Selección de pernos a cargas de tensión .....	157
3.13.3.- Calculo de la precarga ( <b>Fi</b> ) .....	158
3.13.4.- Selección de pernos para soportar cargas a corte.....	159
3.13.5.- Selección de pernos del rodillo auxiliar, (transportador).....	160
3.13.6.-Selección de pernos a cargas de tensión. ....	160
3.13.7.- Cálculo de la precarga ( <b>Fi</b> ) .....	162
3.13.8.- Selección de pernos para soportar cargas a corte.....	163
3.14.- SELECCIÓN DE LA CADENA.....	164
3.14.1.- Longitud de la cadena. ....	164
3.15.- DISEÑO DE SOLDADURA. ....	165
<b>CAPITULO IV CÁLCULO DE COSTOS .....</b>	<b>166</b>
<b>4. ANÁLISIS DE COSTOS.....</b>	<b>166</b>
4.1. Costos directos.....	166
4.1.1. Costos de materiales e insumos utilizados .....	166
4.2 Costos por carga fabril.....	168
4.2.1 Costos de fabricación bocines, cilindro tèrmico y cilindros auxiliares. ....	168
4.2.2. Costos de fabricación para: bases, bandejas, soportes y tapas de protección.....	169
4.3. Costos indirectos .....	170
4.3.1. Costos de mano de obra. ....	170
4.4. Total de costos por carga fabril .....	170
4.5. Resumen de costos .....	171

<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>172</b>
CONCLUSIONES.....	172
RECOMENDACIONES .....	173
 <b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	 <b>175</b>

### INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Calandra.....	2
Figura 1.10. Cama de calandra con calentamiento a vapor.....	11
Figura 1.2 Planchadora de bandas.....	4
Figura 1.3 Funcionamiento de la calandra de bandas .....	5
Figura 1.4 Superficie de contacto del rodillo .....	6
Figura 1.5 Funcionamiento de la planchadora tipo cama .....	7
Figura 1.6. Salida de vapor .....	7
Figura 1.7. Planchadora de cama industrial .....	8
Figura 1.8. Resistencias eléctricas en un cilindro de planchado .....	9
Figura 1.9. Calentamiento de un cilindro con gas.....	10
Figura 2.1 Análisis de temperaturas.....	23
Figura 2.10. Distribución de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna .....	48
Figura 2.11. Sistema de Transmisión.....	55
Figura 2.12. Rodamientos .....	57

Figura 2.13. Ilustración de una cuña cuadrada.....	59
Figura 2.14. Tipos de cuñas .....	60
Figura 2.15. Junta atornillada.....	63
Figura 2.16 Pernos a cortante directo.....	66
Figura 2.17. Diagrama esquemático del proceso de soldadura.....	69
Figura 2.18. Diagrama esquemático del proceso de soldadura (MIG). .....	70
Figura 2.19. Variador de Frecuencia.....	72
Figura 2.2 Cilindro calentado por conducción.....	26
Figura 2.20. Momento de inercia reducido a un eje.....	75
Figura 2.3 Cilindro calentado por convección .....	28
Figura 2.4. Vapor seco vs vapor húmedo.....	40
Figura 2.5 Cilindros estáticos.....	43
Figura 2.6. Junta rotatoria .....	44
Figura 2.7. Entrada de vapor y salida del condensado.....	45
Figura 2.8. Comportamiento del condensado en el interior de un cilindro.....	46
Figura 2.9. Cilindro giratorio .....	47
Figura 3.1. Cilindro térmico planchador. ....	77
Figura 3.10. Diagrama de cortante y momento flexionante, en el plano X-Y .....	120
Figura 3.11. Cilindro térmico planchador en el plano X - Z.....	121
Figura 3.12. Diagrama de cortante y momento flexionante, en el plano X-Z.....	122

Figura 3.13. Diagrama del momento torsor. ....	123
Figura 3.14. Diagrama de cortante y momento flexionante, en el plano X-Y .....	128
Figura 3.15. Diagrama de cortante y momento flexionante, en el plano X-Z.....	129
Figura 3.16. Diagrama del momento torsor. ....	130
Figura 3.17. Rodillo transportador en el plano X - Y. ....	134
Figura 3.18. Diagrama de cortante y momento flexionante.....	135
Figura 3.19. Rodillo auxiliar (transportador) en el plano X - Z.....	136
Figura 3.2. Cilindro con sus superficies interna y externa. ....	90
Figura 3.20. Diagrama de cortante y momento flexionante, en el plano X-Z.....	137
Figura 3.21. Diagrama del momento torsor. ....	138
Figura 3.22. Cilindro térmico planchador con extremos A-B.....	146
Figura 3.3. Cilindro incluido el espesor de la tela.....	94
Figura 3.4. Cilindro cubierto con algodón. ....	95
Figura 3.5. Cilindro en convección con el aire .....	97
Figura 3.6. Cilindro con 75% de Algodón .....	100
Figura 3.7. Numeración de cilindros para torque de arranque.....	107
Figura 3.8. Fuerza flexionante en la catarina del rodillo.....	114
Figura 3.9. Cilindro térmico planchador X - Y.....	119
Tabla 1.1. Relación entre presión de vapor y capacidad de evaporación .....	12
Tabla 1.2. Clasificación de las fibras textiles.....	17

Tabla 1.3. Simbología de planchado .....	18
Tabla 1.4 Pesos de Ropa .....	20
Tabla 2.1. Duración recomendada para rodamientos.....	58
Tabla 2.2. Dimensiones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar .....	60
Tabla 2.3. Especificaciones para el acero usado en los pernos de la serie en milímetros.....	65
Tabla 2.4. Resistencia mínima de las clases de electrodos .....	71
Tabla 4. 1 Costos de partes utilizadas.....	160
Tabla 4. 2 Costos de fabricación cilindros: térmico y auxiliares. ....	160
Tabla 4. 3 Costos de fabricación de bases, bandejas, soportes y tapas de protección. ....	161
Tabla 4. 4 Costos de mano de obra.....	162
Tabla 4. 5 Total de costos por carga fabril.....	162
Tabla 4. 6 Resumen de costos.....	163

## **INDICE DE ANEXOS**

<b>ANEXO 1</b>	Planos
<b>ANEXO 2</b>	Manual de operación y mantenimiento
<b>ANEXO 3</b>	Norma ISO 9398-1 Specifications for industrial laundry machines – definitions and of capacity and consumption characteristics
<b>ANEXO 4</b>	VIII CÁLCULOS A PARTIR DEL CÓDIGO ASME. (Para recipientes a presión)
<b>ANEXO 5</b>	Tablas
<b>ANEXO 6</b>	Proformas

## GLOSARIO

**Calor latente:** La cantidad de energía absorbida o generada durante el proceso de cambio de fase.

**Calor Sensible:** Se produce cuando hay cambio de temperatura, sin cambio de fase.

**Calor específico:** Es la cantidad de calor que hay que suministrar a un gramo de una sustancia para que eleve un grado centígrado de temperatura.

**Calor latente de fusión:** la cantidad de energía absorbida durante el proceso de fusión se llama y equivale a la cantidad de energía liberada durante la congelación, calor latente de fusión del agua es de 333,7 KJ/Kg a una atmosfera de presión.

**Alrededores:** es la región del espacio comprendida fuera del sistema y que rodea al mismo.

**Caudal:** volumen de vapor que fluye en el tiempo.

**Conducción:** en los sólidos, la única forma de transferencia de calor es la de conducción. Si se calienta el extremo de una varilla metálica de forma que aumente su temperatura el calor se transmite hasta el otro extremo más frío.

**Convección:** si existe una diferencia de temperatura en el interior de un líquido o un gas, es casi seguro que se producirá un movimiento del fluido. Este movimiento transfiere calor de una parte del fluido a otra por un proceso llamado convección. El movimiento del fluido puede ser natural o forzado.

**Entalpía:** cantidad de energía de un sistema termodinámico que este puede intercambiar con su entorno.

**Humedad absoluta:** expresa el contenido del vapor en el aire, es igual a los kilogramos de vapor de agua transportados por kilogramos de aire seco.

**Número de Nusselt (Nu):** es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

**Número de Prandtl (Pr):** es un número dimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica.

**Número de Reynolds (Re):** es un número adimensional utilizado en mecánica de fluidos, diseño de reactores y fenómenos de transporte para caracterizar el movimiento de un fluido.

**El Número de Prandtl (Pr):** es un número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica.

**El Número de Grashof(Gr):** es un número adimensional en mecánica de fluidos que es proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido.

**Número de Rayleigh:** es el resultado del producto entre el número de Grashof y el número de Prandtl el número resultante se utiliza en cálculos de transferencia de calor por convección natural.

**Conductividad térmica:** es una propiedad física de los materiales que mide la capacidad de conducción de calor.

**Volumen:** es una magnitud escalar definida como el espacio ocupado por un cuerpo.

**Flujo laminar o corriente laminar:** al movimiento de un fluido cuando éste es ordenado, estratificado, suave. El flujo laminar es típico de fluidos a velocidades bajas o viscosidades altas.

**Flujo turbulento o corriente turbulenta:** son las partículas que se mueven desordenadamente y las trayectorias de las partículas se encuentran formando pequeños remolinos aperiódicos, como por ejemplo el agua en un canal de gran pendiente.

**Vapor saturado:** es vapor a la temperatura de ebullición del líquido. Es el vapor que se desprende cuando el líquido hierve. Se obtiene en calderas de vapor.

**Cuerpo negro:** cuerpo negro hace referencia a un objeto opaco que emite radiación térmica. Un cuerpo negro perfecto es aquel que absorbe toda la luz incidente y no refleja nada.

**Vapor saturado seco:** vapor saturado es aquel en el que no hay partículas en suspensión de la fase líquida.

**Vapor saturado húmedo:** es la mezcla de las fases que representan en sí el vapor con gotas pequeñas de líquido en suspensión.

**Presurización:** elevación de la presión en el interior de un recipiente o un recinto cerrado por encima de la presión exterior.

**NOMEX®:** es un polímero aromático sintético de poliamida que proporciona altos niveles de integridad eléctrica, química y mecánica. Esto es lo que hace que NOMEX® no se contraiga, ni dilate, ni se ablande ni derrita durante la exposición a corto plazo a temperaturas tan altas como 300°C. A largo plazo puede estar trabajando como aislante tanto térmico como eléctrico o químico soportando continuamente temperaturas de hasta 220°C durante más de 10 años.

## **CAPÍTULO I: GENERALIDADES**

### **1.1.- INTRODUCCIÓN A LA TEORÍA DE PLANCHADO.**

A nivel industrial el proceso de secado de fibras textiles y papel, comúnmente se realiza a partir de la transferencia de calor, por contacto directo con cilindros calentados por medio de aire caliente o vapor sobrecalentado, o bien con aire seco en dirección opuesta a la migración de la humedad. Estos procesos tradicionales de secado se caracterizan por un alto consumo de energía para el secado del material

Actualmente se disponen de nuevas tecnologías, que utilizan electricidad en su principio de secado tales como, microondas, radio frecuencia e infrarrojos, las cuales se caracterizan por un menor consumo de energía.

Por otra parte el desarrollo de modelos matemáticos para estas diferentes alternativas de secado de materiales porosos, igualmente es un campo de mucho desarrollo, disponiéndose en la literatura de diferentes modelos que consideran, en su mayor parte los mecanismos ligados al proceso de secado en si (contacto directo, convección, radiación), considerando solo el comportamiento del material húmedo y el mecanismo de secado utilizado, tales como difusión capilar, evaporación y condensación y sin considerar la aplicación del calentamiento eléctrico durante el proceso de secado.

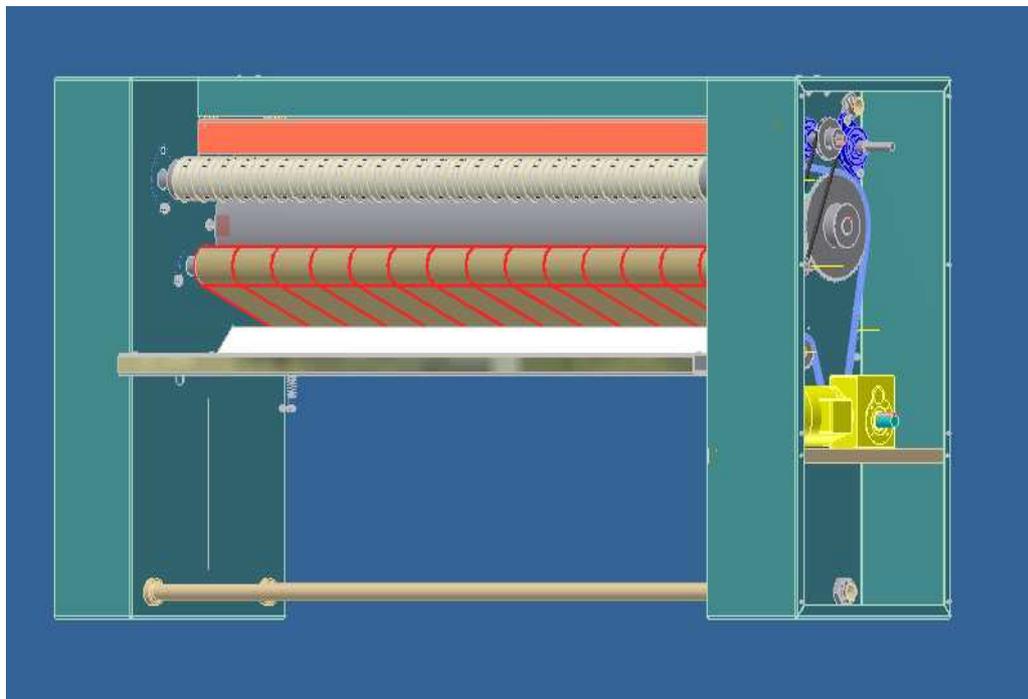
El secado de textiles mediante cilindros calentados por vapor de agua, inducción eléctrica, por medio de gas son tecnologías que se han venido desarrollando con el paso del tiempo, la técnica considerada en este trabajo es la del calentamiento del cilindro por medio de vapor saturado.

## 1.2.- IMPORTANCIA DEL PLANCHADO INDUSTRIAL.

La importancia del planchado consiste principalmente en mejorar la presentación de la ropa y lencería de establecimientos como hoteles, restaurantes, hospitales, clínicas, etc.

En el ámbito doméstico se utilizan una tabla de planchar y una plancha de mano, la prenda está generalmente sin humedad y la presión es manual así como el movimiento.

En el ámbito profesional las prendas a planchar son totalmente planas (hojas), se toman directamente de una lavadora y están todavía húmedas. La máquina de planchar es tan grande como el elemento que vaya a planchar, por lo menos en una dirección y son las prendas las que se mueven en lugar de la máquina. El uso de la una planchadora industrial incrementa notablemente la rapidez, eficiencia y sencillez en esta tarea<sup>1</sup>.



**Figura 1.1. Calandra**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*

---

<sup>1</sup> ELECTROLUX, Partner Program Guide 2009. Basics on Ironing. Pág. 3. Página Web <http://www.laundrysystems.electroluxusa.com/Files/Partner/Basics%20on%20Ironing.pdf>

### 1.3.- DEFINICIÓN DE CALANDRA

“Se denomina calandra a una máquina compuesta de varios cilindros giratorios, y un rodillo calentado generalmente por vapor, aceite térmico, gas, o electricidad el mismo que sirven para prensar y satinar ciertas telas”<sup>2</sup>.

En síntesis se puede reconocer que la calandra es una máquina de rodillos cuyo funcionamiento es electromecánico, se utiliza para el planchado de artículos como sábanas, manteles, y textiles en general para todos aquellos artículos planos de tamaño considerable, en la figura 1.1 se muestra una calandra de rodillos calentada por vapor.

### 1.4.- CARACTERÍSTICAS

Las características de la máquina varían dependiendo de su diseño ya que existen maquinas manuales como automáticas, a continuación mencionamos las características más generales de las calandras:

- Control de la velocidad de proceso según la humedad de la ropa.
- Fuente del calor: vapor, eléctrico, aceite térmico, gas.
- Sistema de transmisión de potencia.
- Diámetro del rodillo planchador.

### 1.5.- CLASIFICACIÓN.<sup>3</sup>

- Por el tipo de mecanismo.
- Por el sistema de calentamiento del cilindro.

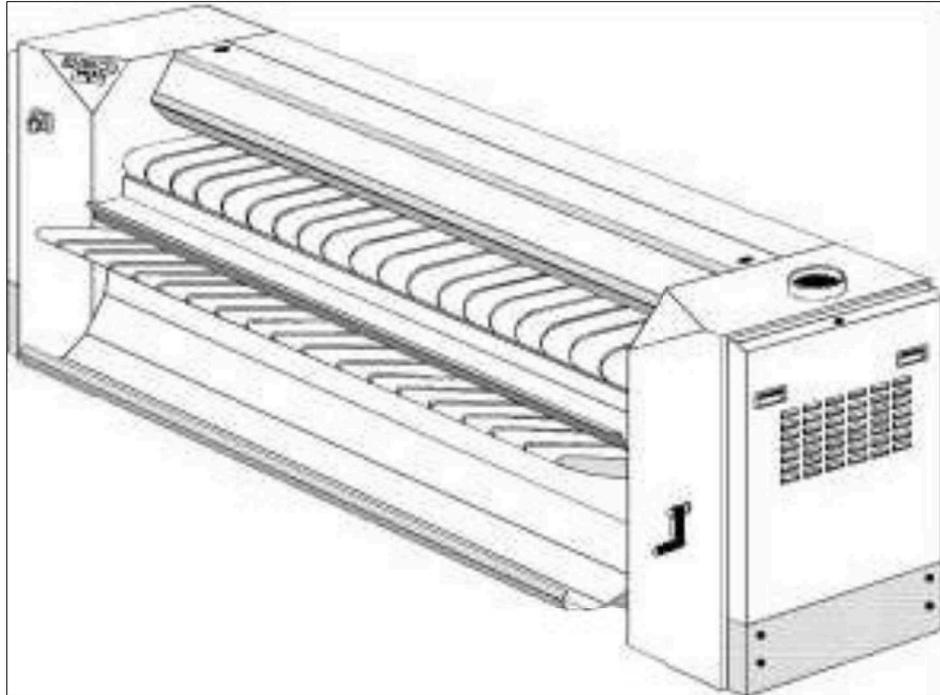
---

<sup>2</sup> HALL, A.J, *A Handbook of textile dyeing and printing*, Editorial The National Trade Press Ltd, Año 1955, Pág. 145

<sup>3</sup> ELECTROLUX, *Partner Program Guide 2009. Basics on Ironing. Página Web*  
*.http://www.laundrysystems.electroluxusa.com/Files/Partner/Basics%20on%20Ironing.pdf*

### 1.5.1.- Por el tipo de mecanismo:

#### 1.5.1.1.- Planchador tipo Cilindro



**Figura 1.2 Planchadora de bandas**

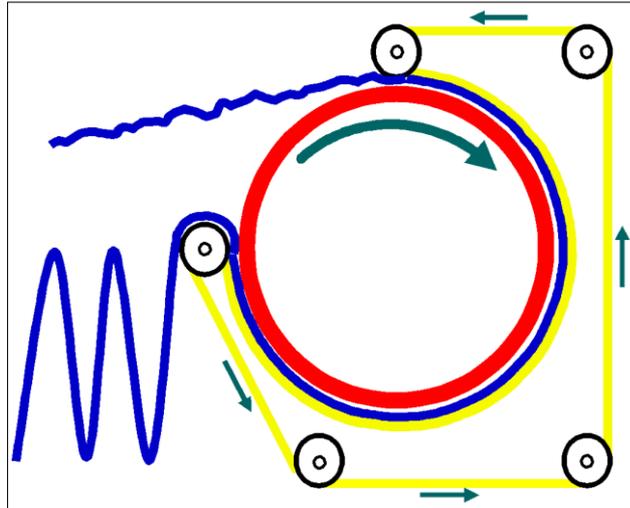
*Fuente: ELECTROLUX. Basics on Ironing 2009.*

También se llama planchadora de bandas **Figura 1.2.**

Estas máquinas se componen de un cilindro giratorio metálico calentado internamente y de las bandas y textiles que se mueven alrededor del cilindro

El principio de funcionamiento es como sigue:

- La superficie caliente es el cilindro.
- Las bandas de planchar giran junto con el cilindro.
- La ropa húmeda se alimenta en la parte superior del cilindro.
- La ropa gira con entre las bandas y el cilindro.
- La ropa se expulsa en seco y planchada.



**Figura 1.3 Funcionamiento de la calandra de bandas**

La pieza de ropa a planchar se inserta entre las cintas y el cilindro. Hay tres posibilidades para el mecanismo de accionamiento: **Figura 1.3.**

- Las bandas y el cilindro se mueven a la misma velocidad.
- Las bandas mueven al cilindro a través de fricción.
- Tanto las bandas y el cilindro son conducidos. Una rueda dentada añadido a la cadena de transmisión se ralentiza el cilindro, generando una diferencia de velocidad (2,5%) entre las bandas y el cilindro.

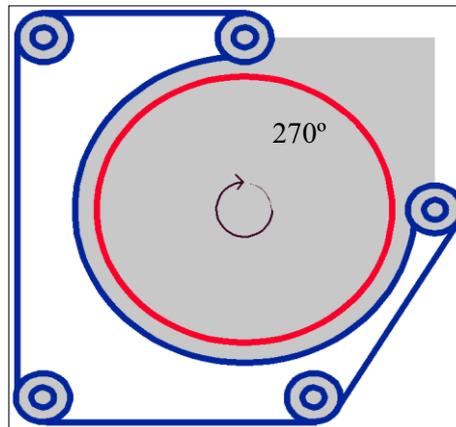
En todos los casos no se hace un lustre a la tela. Un rodillo de prensado se debe añadir para conseguir esto.

La humedad de la ropa se elimina a través del textil de las cintas.

#### **Ventajas de la tecnología de planchado tipo cilindro**

- La máquina puede planchar y secar en una sola operación.
- La capacidad de la calandra es bastante buena debido a la superficie de contacto de en el cilindro de 200 ° a 300 °. **Figura 1.4.**
- Estas planchadoras están diseñadas para su instalación contra una pared porque alimentación y retorno están en el mismo lado.
- No se requiere mantenimiento especial del cilindro.

- Las planchadoras compactas son capaces de alimentar, de planchar, doblar y apilar automáticamente.



**Figura 1.4 Superficie de contacto del rodillo**

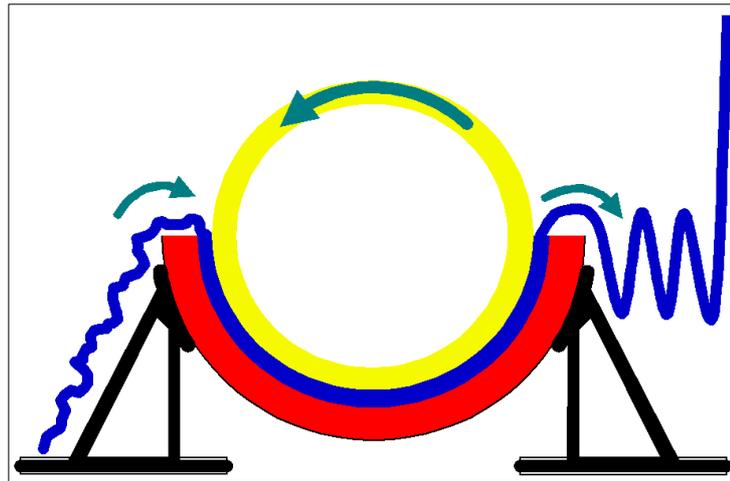
#### **Desventajas de la tecnología de planchado tipo cilindro**

- No se produce deslizamiento de la ropa, por lo tanto no se puede dar un proceso de lustre.
- Las conexiones de las bandas pueden dejar marcas en la ropa. Es posible, sin embargo, para compensar estas desventajas mediante la adición de un rodillo de presión en la parte superior del cilindro.

#### **1.5.1.2.- Planchadoras tipo cama**

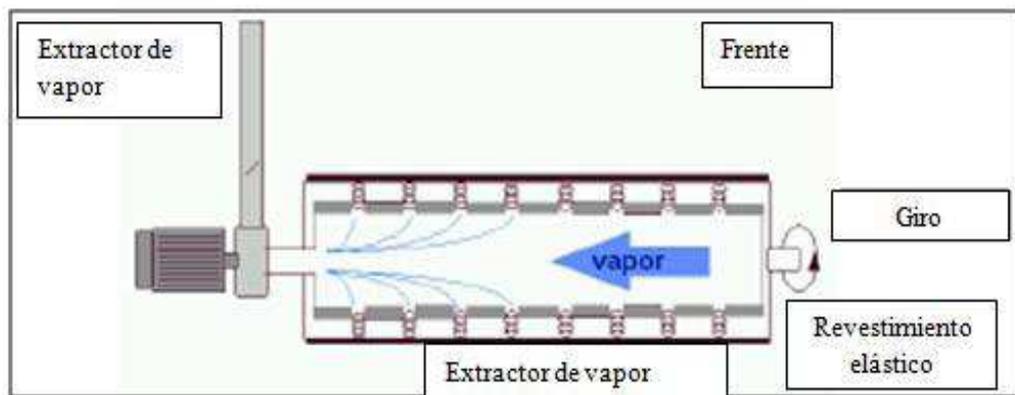
Estas máquinas están hechas de un medio cilindro metálico calentado que entra en contacto con un cilindro grande cubierto con textil (poliéster o Nomex ®). Este cilindro medio calentado se llama cama o pecho. Figura 1.5. El principio de funcionamiento es el siguiente:

- La superficie caliente está en la cama.
- El cilindro gira dentro de la cama caliente.
- La ropa mojada entra en la cama por la parte frontal.
- La ropa se desliza a lo largo de la cama conducida por el cilindro.
- La ropa se expulsa en seco y planchado por la parte trasera.
- La ropa a planchar se inserta entre el cilindro y la cama.



**Figura 1.5 Funcionamiento de la planchadora tipo cama**

La presión sobre la ropa y por lo tanto un efecto de planchar se obtienen presionando el cilindro y la cama juntos. El contacto con el metal caliente de la cama transforma la humedad de la ropa en el vapor que se ventila hacia el exterior. **Figura 1.6.**



**Figura 1.6. Salida de vapor**

Un soplador situado fuera del cilindro ventila el vapor a través del relleno textil, el revestimiento metálico elástico y los orificios del cilindro.

Los agujeros en el cilindro ayudan a la extracción de vapor de escape.

Las grandes planchadoras de cama (hasta 3 rollos pueden conectarse entre sí) suelen estar equipadas con alimentación suplementaria, plegado y apilado de dispositivos.

### **Ventajas de la tecnología de planchado de cama**

- Acabado de calidad superior y un excelente efecto de lustre en la ropa debido a la enorme presión del cilindro.
- Las grandes planchadoras de cama con un diámetro de 900 mm o 1200 mm son capaces de secar y hierro al mismo tiempo. Están especialmente diseñados para lavanderías industriales.
- Las calandras de gran capacidad son capaces de procesar de 200 a 1.600 sábanas de la cama por hora. **Figura 1.7.**



**Figura 1.7. Planchadora de cama industrial**

### **Desventajas de la tecnología de planchado tipo cama**

- La cama necesita ser mantenida periódicamente para eliminar los depósitos químicos dejados por la humedad de la ropa. Esto se consigue con un limpiador tipo Scotch-Brite abrasivo y encerado con cera de parafina con el fin de facilitar el deslizamiento. La cera de parafina se aplica de 2 a 4 veces al día dependiendo de los niveles de producción.
- Debido a sus grandes dimensiones, son necesarios trabajos pesados de instalación.

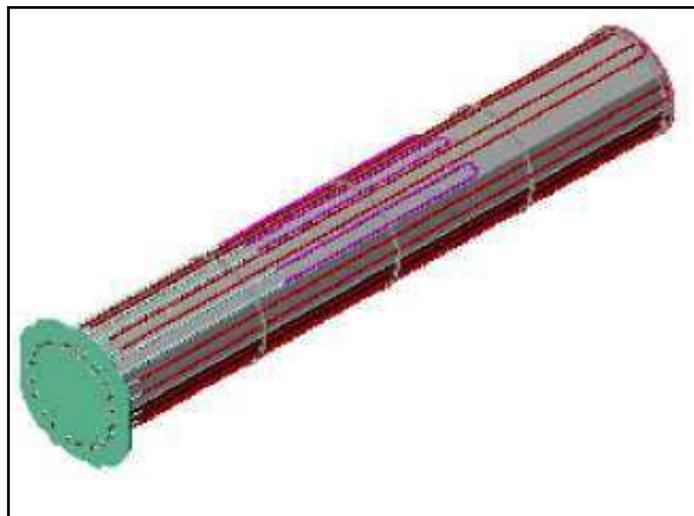
- Las planchadoras tipo cama más pequeñas sólo pueden planchar ropa sin humedad.

### 1.5.2.- Clasificación por el sistema de calentamiento del cilindro planchador:

- Calentamiento por resistencias eléctricas.
- Calentamiento por gas.
- Calentamiento por vapor.
- Calentamiento por aceite térmico.

#### 1.5.2.1. Calentamiento por resistencias eléctricas

Generalmente se usa calentamiento eléctrico solo para planchadoras pequeñas o medianas. Los elementos eléctricos se colocan longitudinalmente para facilitar la conexión eléctrica. **Figura 1.8.**



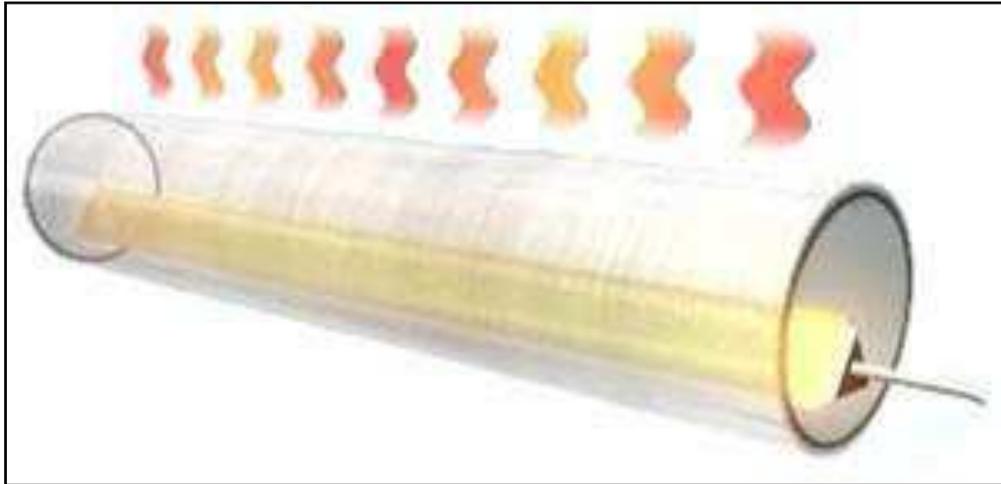
**Figura 1.8. Resistencias eléctricas en un cilindro de planchado**

#### Ventajas del calentamiento eléctrico convencional

- Conexión fácil e inmediata, sin residuos, sin necesidad de mantenimiento.
- Baja inercia cuando se utiliza con un cilindro de acero inoxidable delgado.

### 1.5.2.2. Calentamiento con gas

El calentamiento con gas se utiliza generalmente para planchadoras de pequeñas y medianas empresas. La parte caliente de la calandra está equipada longitudinalmente con un quemador de gas. **Figura 1.9.**



**Figura 1.9. Calentamiento de un cilindro con gas**

Hay dos tipos de tecnologías: los quemadores convencionales y quemadores de cerámica. La ventaja general de gas frente a la calefacción por energía eléctrica es el menor costo de esta energía.

### 1.5.2.3. Calentamiento con vapor

El vapor se utiliza generalmente en todas las calandras de gran tamaño por los costos inferiores del vapor, y además en general en hoteles, hospitales y empresas medianas ya se tiene instalado un caldero y una red de distribución.

El vapor se utiliza para elevar la temperatura de la superficie calentada (cilindro o cama) de la máquina. **Figura 1.10.**



**Figura 1.10. Cama de calandra con calentamiento a vapor.**

El vapor, a alta presión (de 6 a 14 bares) y alta temperatura (desde 164 °C a 197 °C), se introduce directamente en el elemento calentado de la calandra. En ambos casos, el vapor condensado se recupera.

Las opciones de diseño son:

- Cilindro envolvente individual (unicameral).
- Cilindro de doble envolvente (doble cámara).
- Cámaras de vapor extendidas a lo largo de la superficie exterior de la cama.

#### **Ventajas de calefacción con vapor**

- Las áreas de la zona de calentamiento no son un problema ya que el calor es instantáneamente entregado donde se necesita.
- El costo de esta energía es bajo (pero los beneficios deben sopesarse con el alto costo de la caldera y la instalación).

#### **Desventajas de la calefacción con vapor**

- El mantenimiento de estos equipos es especializado y requiere mucho tiempo debido a las regulaciones de seguridad (revisión anual de las empresas autorizadas).

- Gran coste de la caldera y la instalación.

El calentamiento con vapor permite temperaturas de 160 ° C a 200 ° C.

La temperatura y los niveles de evaporación de agua de la máquina de planchar están relacionados a la presión de vapor. La presión de vapor afecta a la capacidad de evaporación de agua de la plancha. Cuanto menor es la presión de vapor, menor es la capacidad de evaporación de la planchadora. **Tabla 1.1.**

<b>Presión de vapor en bares</b>	<b>Capacidad de evaporación de agua en la Calandra Electrolux IC4 4832 en litros/hora</b>
9	93
8	89
7	84
6	78
5	72

**Tabla 1.1. Relación entre presión de vapor y capacidad de evaporación**

#### **1.5.2.4. Calentamiento con aceite térmico**

El aceite térmico sólo se utiliza en instalaciones de lavandería muy grandes o en ausencia de vapor.

En general, una caldera calienta el aceite mineral en un tanque hasta (220 a 230) ° C, una bomba empuja el aceite a baja presión (de 2 a 3 bares) en un circuito cerrado, la calandra está conectada al circuito; la conexión tiene una válvula de 3 vías permitiendo a la calandra ser alimentada con el volumen de aceite necesario para mantener la temperatura.

### **Ventajas de la calefacción con aceite térmico**

- Energía muy económica.
- Si el sistema circula con presión atmosférica se evitan complicadas regulaciones de seguridad.
- Alcanza temperaturas superiores a 180 ° C.
- Alta precisión en el ajuste de la temperatura.
- Evita la corrosión de las tuberías.
- Evita los riesgos de congelación.
- Evita la instalación de tratamiento de agua.
- Entorno de trabajo excelente en el ámbito de seguridad.

### **Desventajas de la calefacción con aceite térmico**

- Instalación ligeramente más cara que una instalación de vapor.
- Instalación adicional de red de aceite térmico.

### **1.6.- USO DE LA CALANDRA**

Generalmente las calandras son empleadas en la industria textil, pero debido a su eficiencia con el planchado de las telas, estas se han convertido en una herramienta muy importante para las empresas que brindan el servicio de lavandería, ya que estas se encargan del cuidado de la lencería de hoteles y restaurantes, existen también hoteles que cuentan con su propio espacio de lavandería, por lo que cuentan también con calandras para su proceso de secado y planchado.

La calandra se emplea para dar la última presión a los tejidos, antes de ponerlos a la venta como para hacer su superficie tersa, unida y consistente. Así se requiere para los tejidos que han de ser sometidos a la impresión variando el grado de presión y consistencia que haya de darse con el objeto que se propone el tejedor.

Si inmediatamente antes de pasar la tela por la calandra se la rocía ligeramente con agua, adquiere un matiz especial cuya belleza aumenta si durante el cilindrado se da

a la tela un ligero movimiento de vaivén en el sentido de su anchura cuyo movimiento puede conseguirse con un mecanismo especial.

Adicionalmente la calandra se utiliza en el planchado de ropa, lencería de hoteles, tales como: sábanas, toallas, cortinas, manteles, etc. Ya que esta máquina permite optimizar recursos, permitiendo que el personal pueda incrementar su nivel de productividad.

## **1.7. FIBRAS TEXTILES <sup>4</sup>**

### **1.7.1. Definición.**

Fibra es cada uno de los filamentos que, dispuestos en haces, entran en la composición de los hilos y tejidos, ya sean minerales, artificiales, vegetales o animales; fibra textil es la unidad de materia de todo textil.

Las características de una fibra textil se concretan en su: flexibilidad, finura y gran longitud referida a su tamaño (relación longitud/diámetro: de 500 a 1000 veces); es el plástico llevado a su máximo grado de orientación.

Las fibras que se emplearon en primer lugar en la historia del textil fueron las que la propia naturaleza ofrecía; pero aunque existen más de 500 fibras naturales, muy pocas son en realidad las que pueden utilizarse industrialmente, pues no todas las materias se pueden hilar, ni todos los pelos y fibras orgánicas son aprovechables para convertirlos en tejidos. El carácter textil de una materia ha de comprender las condiciones necesarias de resistencia, elasticidad, longitud, aspecto, finura, etc.

En la naturaleza, y con la única excepción de la seda, las fibras tienen una longitud limitada, que puede variar desde 1 mm, en el caso de los asbestos, hasta los 350 mm de algunas clases de lanas, y las llamamos fibras discontinuas.

---

<sup>4</sup> DE PERINAT, MARÍA. Tecnología de la confección textil. EDYM. España 2007.

Químicamente podemos fabricar fibras de longitud indefinida, que resultarían similares al hilo producido en el capullo del gusano de seda y que denominamos filamentos; estos filamentos son susceptibles de ser cortados para asemejarse a las fibras naturales (fibra cortada).

Sectores industriales textiles más importantes y su uso en confección.

- **Algodonero:** Camisería, vaquero, panas, infantil, ropa de verano en general.
- **Lanero:** Estambre o pañería, lana de carda o lanería.
- **Sedero:** Sedería para señora, forros y entretelas.
- **Géneros de punto:** Prenda exterior, interior y deportiva.
- **No tejidos:** Entretelas y refuerzos.

Debido a la enorme demanda, el consumo mundial de fibras se ha ido decantando hacia las fibras químicas, pues al ser atemporales, es decir, que se producen continuamente según las necesidades del mercado, tienen una calidad uniforme y no dependen del crecimiento natural de la planta o animal ; y generalmente son más económicas.

Este consumo mundial actual de fibras textiles en el año 2010, en peso, es el siguiente<sup>5</sup>:

- 31% algodón
- 62% sintéticas
- 2% lana
- 5% otras.

---

<sup>5</sup> Fuente CIRFS (Comité International de la Rayonne et des Fibres Synthétiques - European Man-Made Fibres Association). <http://www.cirfs.org/ManmadeFibres/ProductandProductionProcess.aspx>

### 1.7.2. Clasificación de las fibras textiles.

Una primordial clasificación de la fibra textil se hace dividiendo las en dos grandes grupos: fibras naturales y fibras artificiales. **Tabla 1.2.**

El primer grupo está constituido por todas aquellas fibras que como tales se encuentran en estado natural y que no exigen más que una ligera adecuación para ser hiladas y utilizadas como materia textil.

El segundo grupo lo forma una gran diversidad de fibras que no existen en la naturaleza sino que han sido fabricadas mediante un artificio industrial. En cuanto a las fibras naturales, cabe hacer una subdivisión según el reino natural de que proceden: animales, procedentes del reino animal; vegetales, procedentes del reino vegetal; minerales, procedentes del reino mineral.

En cuanto a las fibras artificiales, aquellas que han sido fabricadas en un proceso industrial, una parte de ellas, más raras y menos abundantes, son las manufacturadas físicas, proceden de la industria que por medios físicos le confiere a una materia forma de fibra: como, por ejemplo, el vidrio, el papel y muchos metales.

Otro gran conjunto lo constituyen las fibras manufacturadas químicas, obtenidas en la industria química a base de polímeros naturales o polímeros sintéticos. El sector textil no abarca solamente la fabricación de tejidos, el diseño de prenda y su confección. Una poderosa ingeniería textil se ocupa de investigar en el diseño de tecnología que perfeccione el hilado de la fibra, con mayor producción, más calidad y menos coste; se ocupa también en la investigación sobre materias primas que, siendo abundantes (como los hidrocarburos), son susceptibles de transformaciones tales que con ellas pueden obtenerse fibras textiles de un bajo coste y de alta calidad.

<b>FIBRAS NATURALES</b>	<b>ANIMALES</b>	<b>de glándulas</b>	Seda, seda salvaje
		<b>de folículos pilosos</b>	Pelo de alpaca, de angora, de buey, de caballo, conejo, castor, camello,
			cachemira, cabra, guanaco, llama, nutria, vicuña, yak
	<b>VEGETALES</b>	<b>de la semilla</b>	algodón
		<b>del tallo</b>	lino, cáñamo, yute, ramio, kenaf
		<b>de la hoja</b>	abacá, sisal
		<b>del fruto</b>	coco
		<b>otras</b>	esparto, banana, dunn, henequén, formio, maguey, ananá
	<b>MINERALES</b>	<b>asbestos</b>	
	<b>FIBRAS ARTIFICIALES</b>	<b>MANUFACTURA FÍSICA</b>	<b>del papel de metal del vidrio de otras materias</b>
<b>MANUFACTURA QUÍMICA</b>		<b>de polímeros naturales de polímeros sintéticos</b>	conocidas como fibras artificiales, conocidas como fibras sintéticas

**Tabla 1.2. Clasificación de las fibras textiles<sup>6</sup>**

### **1.7.3.- Las fibras textiles: símbolos y tratamientos**

Las normas internacionales de la industria exigen etiquetar cada prenda fabricada indicando la naturaleza y composición del tejido, así como las instrucciones elementales de tratamiento y conservación. A continuación se relacionan los símbolos que de acuerdo a estas normas acompañan cada prenda, y se explica el significado de cada símbolo.

<sup>6</sup>Fuente: DE PERINAT, MARÍA. *Tecnología de la confección textil*. EDYM. España 2007.

#### 1.7.4- Terminología y signos internacionales.

Los signos son empleados por los fabricantes de confección de todo el mundo para referirse a las operaciones de planchado. **Tabla 1.3.**

	Temperatura alta, 200 °C. Algodón y lino
	Temperatura media, 150 °C. Lana, mezclas de poliéster
	Temperatura baja 110 °C. Seda natural, rayón, acetato, acrílicos
	Prohibición de planchado

**Tabla 1.3. Simbología de planchado<sup>5</sup>**

#### 1.7.5- Tipos de prendas de lencería.<sup>7</sup>

Lencería es toda la ropa que se utiliza a lo interno de un hotel, para la prestación de sus servicios. (No se incluyen los uniformes del personal). Lencería viene de la palabra lienzo (Tela de lino, cáñamo o algodón); el lino es una planta textil importante de su tallo se saca la materia prima que es la fibra que se utiliza para la elaboración de prendas. También en los hoteles se la llama a la lencería blanca y/o ropa blanca.

Los hoteles dependiendo de su tipo y ubicación seleccionan el tipo de prenda adecuado a su establecimiento y de hecho a sus clientes, no vamos a utilizar prendas finas en un hotel de playa sabiendo que el tipo de clientes que nos visitaran son clientes que entran a la habitación mojados o con ropa deportiva y que no se fijan en la calidad o delicadeza de la lencería, de igual manera no se va a colocar en un hotel de montaña este tipo de prendas delicadas cuando lo que se necesita es prendas resistentes y que no sea blanca o de colores claros (es lo más recomendable).

<sup>7</sup> ARTOLA, JOSÉ ÁNGEL. Camarero, técnicas de lavado y planchado. Escuela Nacional de Hotelería. Managua, Nicaragua. Diciembre 2008.

En un establecimiento hotelero podemos clasificar en dos grupos los tipos de prendas utilizados: Lencería de habitaciones y lencería de mantelería.

### **Lencería de habitaciones**

- Sábanas full o matrimonial y dos o unipersonal.
- Toalla de baño o de cuerpo.
- Toalla facial o de cara.
- Fundas para almohada full, y funda de decoración.
- Forros de almohadas
- Edredón / Cobertor.
- Cubre cama o bolsa de cama.
- Protector.
- Colchas.
- Cortinas, entre otros

### **Prendas de Mantelería (Para restaurante).**

- Manteles blancos rectangular, cuadrado, redondo, bordados, etc.
- Forro corto de silla/funda de silla/cubre silla.
- Limpiones, entre otros.

A continuación podemos observar una tabla donde se muestra los pesos de algunos tipos de ropa y lencería.

<b>TIPO DE ROPA</b>	<b>PESO APROXIMADO (gramos)</b>
Camisa	180 - 300 g
Camisón	100 g
Remera	100 g
Pantalón	800 g
Pijama masculino	400 - 500 g
Pijama femenino	200 - 250 g
Funda de almohada	100 - 200 g
Sábana de una plaza	500 g
Sábana de dos plazas	700 g
Cubrecama de una plaza	1000 g
Cubrecama de dos plazas	1300 g
Toalla pequeña	150 g
Toalla grande	450 g
Mantel	500 g

**Tabla 1.4 Pesos de Ropa**<sup>8</sup>

---

<sup>8</sup> CONSUL. Manual de instrucciones lavadora automática CWM65SS. Chile. Página Web <http://www.consul.cl/pdf/lavado/CWM65SSW.pdf>

## CAPITULO II TEORIA DE DISEÑO

### 2.1.- TRANSFERENCIA DE CALOR.

En este capítulo abordaremos los temas referentes a fundamentos, fórmulas, y cálculos de transferencia de calor, que se utilizara para el diseño del cilindro planchador utilizado en la calandra.

#### 2.1.1.- Calor

“El calor es energía interna en tránsito. Fluye de una parte de un sistema a otra, o de un sistema a otro, en virtud únicamente de una diferencia de temperatura.”<sup>9</sup>

Este flujo siempre ocurre desde el cuerpo de mayor temperatura hacia el cuerpo de menor temperatura, ocurriendo la transferencia de calor hasta que ambos cuerpos se encuentren en equilibrio térmico.

La energía puede ser transferida por diferentes mecanismos, entre los que cabe señalar, la conducción, la convección y la radiación, aunque en la mayoría de los procesos reales todos se encuentran presentes en mayor o menor grado.

La energía que puede intercambiar un cuerpo con su entorno depende del tipo de transformación que se efectúe sobre ese cuerpo y por tanto depende del camino. Los cuerpos no tienen calor, sino energía interna. El calor es parte de dicha energía interna (energía calorífica) transferida de un sistema a otro, lo que sucede con la condición de que estén a diferente temperatura.

---

<sup>9</sup> ZEMANSKI. Mark W/DITTMAN. Richard H, *Calor y Termodinámica*, McGraw-Hill, MADRID1984, Sexta edición, pag80.

La energía existe en varias formas. En este caso nos enfocamos en el calor, que es la forma de la energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura.

### 2.1.2.- Calor específico

“El calor específico a presión constante  $C_p$ , es calor necesario para aumentar 1 °C a una unidad de masa de una sustancia, como un kilogramo de gas con su vapor correspondiente.

Llámesse 1 °C a un Kg de gas. En la que el  $C_p$ , se expresa en (KJ/Kg de gas seco).”<sup>10</sup>

El calor específico de un material depende de su temperatura; no obstante, en muchos procesos termodinámicos su variación es tan pequeña que puede considerarse que el calor específico es constante. Asimismo, también se diferencia del proceso que se lleve a cabo, distinguiéndose especialmente el "calor específico a presión constante" (en un proceso isobárico) y "calor específico a volumen constante (en un proceso isocórico).

$$Q = m * c * \Delta T$$

De esta forma, y recordando la definición de caloría, se tiene que el calor específico del agua es aproximadamente:

$$C_{p_{H_2O}} = 1 \frac{\text{cal}}{\text{g} \cdot ^\circ\text{C}}$$

---

<sup>10</sup> GUDIÑO MARTINES Juan Carlos/LOGROÑO LEON Jorge Orlando, *Diseño de una Torre de Enfriamiento para el Laboratorio de Transferencia de Calor de la UPS*, Tesis Previa a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, UPS, 2008, pág. 9.

### 2.1.3.- Capacidad calorífica

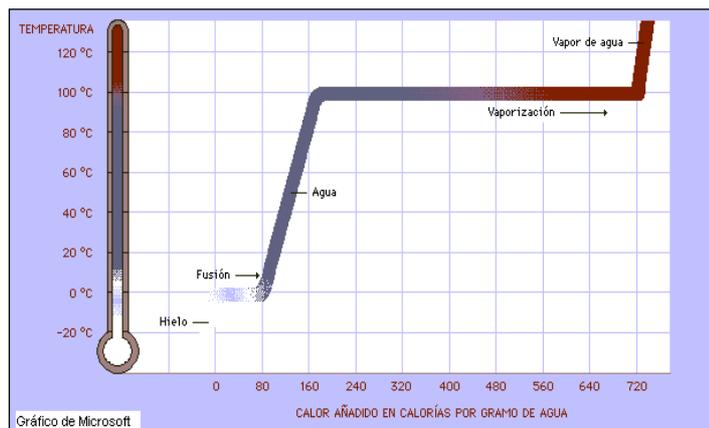
La capacidad calorífica de una sustancia es una magnitud que indica la mayor o menor dificultad que presenta dicha sustancia para experimentar cambios de temperatura bajo el suministro de calor. Se denota por C, se acostumbra a medir en J/K, y se define como:

$$C = \frac{Q}{\Delta T} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

### 2.1.4.- Calor latente

El calor que se absorbe sin cambiar la temperatura del agua es el calor latente; no se pierde, sino que se emplea en transformar el agua en vapor y se almacena como energía en el vapor. Cuando el vapor se condensa para formar agua, esta energía vuelve a liberarse. Del mismo modo, si se calienta una mezcla de hielo y agua, su temperatura no cambia hasta que se funde todo el hielo. **Figura 2.1.**

El calor latente absorbido se emplea para vencer las fuerzas que mantienen unidas las partículas de hielo, y se almacena como energía en el agua. Para fundir 1 kg de hielo se necesitan 19.000 julios, y para convertir 1 kg de agua en vapor a 100 °C, hacen falta 129.000 julios.



**Figura 2.1 Análisis de temperaturas<sup>11</sup>**

<sup>11</sup> CIENCIA POPULAR. Noticias sobre ciencia y tecnología. Página web

### **2.1.5.- Calor y temperatura**

En la figura 2.1, se representa el cambio de temperatura que se produce al suministrar calor al agua (a 1 atmósfera de presión). A 0 °C y 100 °C se le puede suministrar calor sin cambiar su temperatura.

Esa diferencia se refleja en las distintas longitudes de las partes horizontales de la gráfica. Las pendientes de las líneas inclinadas representan el número de grados de aumento de temperatura por cada julio de calor suministrado a un gramo de agua. El calor específico del agua es de 4185,5 julios por kilogramo y grado, es decir, hacen falta 4185,5 julios de energía para aumentar en un grado la temperatura de un kilogramo de agua.

### **2.1.6.- Calor de fusión**

Representa la energía necesaria para deshacer la fase sólida que está estrechamente unida y convertirla en líquido. Para convertir líquido en sólido se necesita la misma cantidad de energía, por ello el calor de fusión representa la energía necesaria para cambiar del estado sólido a líquido, y también para pasar del estado líquido a sólido. El calor de fusión se mide en cal / g.

De manera similar, un líquido y un vapor de una misma sustancia pueden estar en equilibrio térmico a una temperatura llamada punto de ebullición.

El calor necesario para evaporar una sustancia en estado líquido (o condensar una sustancia en estado de vapor) se llama calor de ebullición o calor latente de ebullición o entalpía de ebullición, y se mide en las mismas unidades que el calor latente de fusión.

### 2.1.7.- Cambios de fase

“El calor se puede transferir por uno de los tres modos distintos o una combinación de ellos: conducción, convección y radiación. El proceso que incluye cambio de fase implica la transferencia simultánea de masa con transferencia de calor.

Los cambios de fase en sustancias puras tienen lugar a temperaturas y presiones definidas. En cualquier operación en la que una sustancia sufre un cambio de fase se deben tomar disposiciones para la adición o retiro de calor, para prever el calor latente del cambio de fase más cualquier otro calentamiento o enfriamiento sensible que tenga lugar en el proceso”.<sup>12</sup>

En la naturaleza existen tres estados usuales de la materia: sólido, líquido y gaseoso. Al aplicarle calor a una sustancia, ésta puede cambiar de un estado a otro. A estos procesos se les conoce como cambios de fase. Los posibles cambios de fase son:

Fusión: sólido a líquido.

Solidificación: líquido a sólido.

Vaporización: líquido a gaseoso.

Condensación: gaseoso a líquido.

Sublimación progresiva: sólido a gaseoso.

Sublimación regresiva: gaseoso a sólido.

Ionización: gaseoso a plasma.

Si la presión es constante, estos procesos tienen lugar a una temperatura constante. La cantidad de calor necesaria para producir un cambio de fase se llama calor latente; existen calores latentes de sublimación, fusión y vaporización. Si se hierve agua en

---

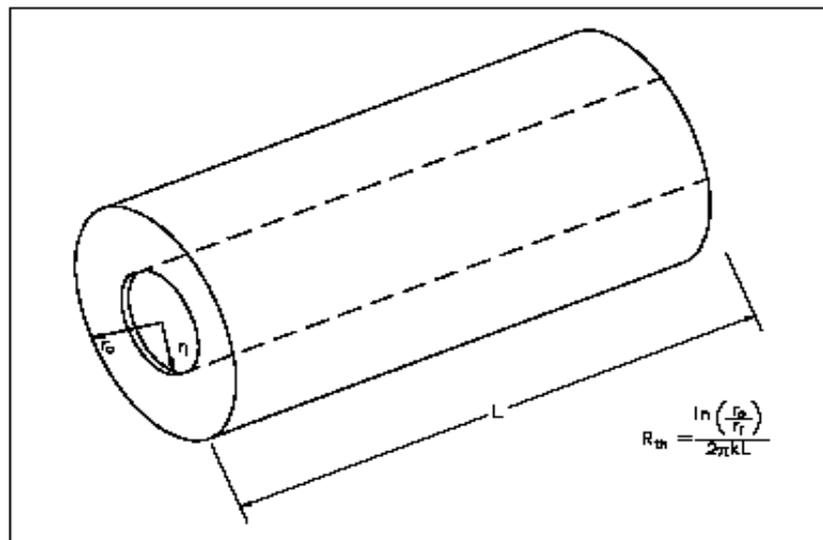
<sup>12</sup>PERRY.ROBERT H, *Manual del Ingeniero Químico*, Mc. Graw Hill, sexta edición tomo1, p. 10-20.

un recipiente abierto a la presión de 1 atmósfera, la temperatura no aumenta por encima de los 100 °C por mucho calor que se suministre.

## 2.2.- MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor puede ser transmitido de tres formas distintas: por conducción, por convección o por radiación. Los tipos de transferencia de calor se pueden producir al mismo tiempo y es aconsejable tomar en consideración la transferencia de calor por cada uno de esos tipos en cada caso particular.

### 2.2.1.- Transferencia de calor por conducción



**Figura 2.2 Cilindro calentado por conducción<sup>13</sup>**

“Es la transferencia de calor desde una parte de un cuerpo a otra del mismo cuerpo, o bien, desde un cuerpo a otro que este en contacto físico con él, sin desplazamiento apreciable de las partículas del cuerpo”.<sup>14</sup> Tal como se muestra en la **figura 2.2**.

---

<sup>13</sup> B.V.KARLEKAR, R.M.DESMOND, Transferencia de Calor, McGraw-Hill, México 1995, Segunda Edición. p. 45.

<sup>14</sup>PERRY .ROBERT H, *Manual del Ingeniero Químico*, Mc.Graw Hill, sexta edición tomo1, pag10-7.

$$Q = \frac{k * A(T_{int} - T_{ext})}{L} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Donde:

Q : Razon de flujo de calor,  $\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$  o W

A : Area de la pared normal al flujo de calor, pies<sup>2</sup> o m<sup>2</sup>

T<sub>int</sub> : temperatura de la superficie interior de la pared, °F o °C

T<sub>ext</sub> : temperatura de la superficie exterior de la pared, °F o °C

k : conductividad térmica de la pared,  $\frac{\text{Btu}}{\text{h. pie}^\circ\text{F}}$  o  $\frac{\text{W}}{\text{m.}^\circ\text{C}}$

“La transferencia de calor a través de un tubo se puede considerar estacionaria o unidimensional. En este caso, la temperatura del tubo depende solo de la dirección (la dirección radial r), la temperatura es independiente del ángulo o de la distancia axial.

Esta situación se presenta aproximadamente en la práctica en los tubos cilíndricos largos y en los recipientes esféricos.

En operación estacionaria no se tiene cambio en la temperatura del tubo con el tiempo en cualquier punto. Por lo tanto la razón de transferencia de calor hacia el tubo debe ser igual a la razón de transferencia hacia fuera de él.”<sup>15</sup>

En otras palabras la transferencia de calor a través del tubo debe ser constante,

Q<sub>cond,cil</sub> = constante.

$$Q = \frac{2\pi KL(T_{int} - T_{ext})}{\ln(r_o/r_i)} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

<sup>15</sup> YUNUS CENGEL, *transferencia de calor y masa un enfoque práctico*, Mc. GRAW HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S. A, México 2007, p. 150.

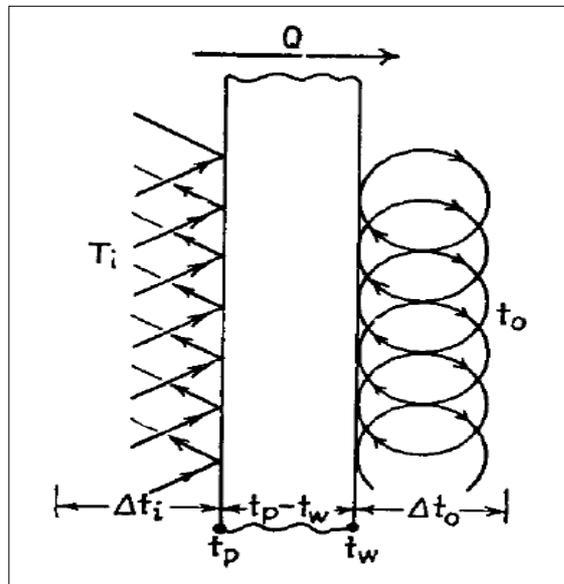
Donde:

$L$  : longitud del cilindro en m, pies, pulgadas

$r_o$  : radio exterior del cilindro en m, pies, pulgadas

$r_i$  : radio interior del cilindro en m, pies, pulgadas

### 2.2.2.- Transferencia de calor por convección



**Figura 2.3 Cilindro calentado por convección**<sup>16</sup>

“Convección es la transferencia de calor desde un punto a otro, dentro de un fluido, un gas o un líquido, mediante la mezcla de una porción del fluido con otra”.<sup>17</sup> Así se muestra en la **figura 2.3**.

Es un hecho bien conocido que una placa de metal caliente se enfría más rápidamente si se coloca frente a un ventilador que si se expone al aire quieto. Se dice que el calor es disipado por convección y que el proceso de transferencia de calor es por convección.

<sup>16</sup> DONALD Q. KERN, "PROCESOS DE TRNASFERENCIA DE CALOR". McGraw-Hill. Trigésima primera edición. p. 44.

<sup>17</sup>PERRY .ROBERT H, *Manual del Ingeniero Químico, Mc. Graw Hill*, sexta edición tomo1, p.10-7.

La convección es el término que se usa para describir la transferencia de calor desde una superficie a un fluido en movimiento. En contraposición con la conducción, la convección implica transporte de energía y de materia, por lo tanto, esta forma de transmisión de calor es posible solamente en los fluidos y es además característica de ellos.

En el tratamiento de la transferencia de calor por convección, abordaremos dos ideas principales, una de ellas será comprender los mecanismos físicos de la convección y la otra introducimos en los medios para llevar a cabo cálculos de transferencia de calor por convección, sin embargo no desarrollamos procedimientos analíticos, sino una visión general del fenómeno, planteando las ecuaciones básicas que se utilizan en los cálculos.

*Existen dos tipos de convección*       $\left\{ \begin{array}{l} \text{Conveccion libre o natural} \\ \text{Conveccion Forzada} \end{array} \right.$

#### **2.2.2.1.- Convección natural.**

La fuerza motriz procede de la variación de densidad en el fluido como consecuencia del contacto con una superficie a diferente temperatura, lo que da lugar a fuerzas extrañas. El fluido próximo a la superficie adquiere una velocidad debida únicamente a esta diferencia de densidades, sin ninguna influencia de fuerza motriz exterior.

Ejemplos típicos son la transmisión de calor al exterior desde la pared o el tejado de una casa en un día soleado sin viento, la convección en un tanque que contiene un líquido en reposo en el que se encuentra sumergida una bobina de calefacción, el calor transferido desde la superficie de un colector solar en un día en calma, etc.

#### **2.2.2.2.- La convección forzada.**

Tiene lugar cuando una fuerza motriz exterior mueve un fluido sobre una superficie que se encuentra a una temperatura mayor o menor que la del fluido. Esa fuerza

motriz exterior puede ser un ventilador, una bomba, el viento, etc. Como la velocidad del fluido en la convección forzada es mayor que en la convección natural, se transfiere, por lo tanto, una mayor cantidad de calor para una determinada temperatura.

La influencia de las propiedades del fluido, de la superficie y del flujo se cuantifica en el coeficiente de película o coeficiente de transferencia de calor por convección (h).

### 2.2.3. Coeficiente convectivo de transferencia de calor (h)

“El valor del coeficiente de transferencia de calor depende de una variedad de factores, tales como velocidad, densidad, viscosidad, conductividad térmica, y calor específico del fluido; geometría de la superficie; presencia de fuerzas de flotamiento; etc. Dicha dependencia tan amplia, hace difícil llegar a una expresión analítica para el coeficiente de transferencia de calor”<sup>18</sup>.

$$Q = h_{\text{promedio}} A(T_w - T_{\infty}) \quad \text{Ecuación 2.4}$$

Donde:

$h_{\text{promedio}}$  : Coeficiente convectivo de transferencia de calor  $\frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$  o  $\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$

A : área de la superficie para la transferencia de calor por convección  $\text{pie}^2, \text{m}^2$

$T_w$  : temperatura de la superficie sólida,  $^\circ\text{F}$  o  $^\circ\text{C}$

$T_{\infty}$  : temperatura del fluido que se encuentra suficientemente lejos de la superficie sólida, tal que no le afecta la temperatura de la superficie  $^\circ\text{F}$  o  $^\circ\text{C}$

Al juzgar por sus unidades el coeficiente de transferencia de calor por convección (h) se puede definir como la razón de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial, por unidad de diferencia en la temperatura.

---

<sup>18</sup>B.V.KARLEKAR/R.M.DESMOND, *Transferencia de calor*, Segunda Edición, Mc-Graw Hill, México, 1995. p. 463.

En el análisis de la convección es práctica común quitar las dimensiones a las expresiones físico-matemáticas que modelan el mecanismo y agrupar las variables, dando lugar a los números a dimensionales.

En convección se emplean los siguientes números a dimensionales:

#### **2.2.4.- Definición de números a dimensionales**

Al indicar las ecuaciones con las que nos permiten calcular la transferencia de calor por convección es necesario mencionar los números adimensionales que intervienen en el diseño del cilindro y estos son:

#### **2.2.5.- Número de Nusselt (Nu)**

En la transferencia de calor por convección debemos determinar la razón de transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido adyacente, siempre que exista una diferencia de temperaturas, es práctica común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales.

“Para el cálculo del número de Nusselt se considera la presencia del coeficiente de transferencia de calor por convección y se lo expresa de la siguiente manera:”<sup>19</sup>

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \qquad \text{Ecuación 2.5}$$

Donde:

$h$  : coeficiente de transferencia de calor

---

<sup>19</sup> ENRIQUES BAHAMONDE Fausto/SORIA ERAZO Camilo; Diseño y Construcción de una Caldera de Vapor con GLP DE 6BHP de Potencia para los laboratorios de la UPS Proyecto Previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, UPS, 2007, p.64.

k : conductividad térmica del fluido

$L_c$  : longitud característica

Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección. Un número de  $Nu = 1$  para una capa de fluido representa transferencia de calor a través de esta por conducción pura.

### 2.2.6.- Número de Prandtl (Pr).

La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es por medio del parámetro número de Prandtl adimensional, definido como: “El número de Prandtl es una función de las propiedades del fluido de la siguiente manera:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k}$$

Donde:

$\mu$  : viscosidad

$c_p$  : calor específico a presión constante

k : conductividad térmica

El número de Prandtl se emplea tanto en convección forzada como natural.”<sup>20</sup>

---

<sup>20</sup> ENRIQUES BAHAMONDE Fausto/SORIA ERAZO Camilo; Diseño y Construcción de una Caldera de Vapor con GLP DE 6BHP de Potencia para los laboratorios de la UPS Proyecto Previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, UPS, 2007, p.63.

### 2.2.7.- Número de Reynolds (Re).

El número de Reynolds agrupa variables que están relacionadas con la cinemática de los fluidos viscosos.

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} \qquad \text{Ecuación 2.6}$$

Donde:

$\mu$  : viscosidad

$\rho$  : densidad

$v$  : viscosidad cinemática

$L$  : longitud del cilindro

Régimen laminar por el interior de la tubería  $Re < 2000$

Régimen turbulento por el interior de la tubería  $Re > 8000$

El número de Reynolds sólo se utiliza en convección forzada.

El coeficiente de transmisión de calor por convección forzada depende, en general, de la densidad, de la viscosidad y de la velocidad del fluido, así como de sus propiedades térmicas (conductividad térmica y calor específico) y la velocidad viene impuesta al sistema por una bomba, ventilador, etc, y se puede medir directamente.

### 2.2.8.- Número de Grashoff (Gr).

El número adimensional que caracteriza la convección natural es el número de Grashoff, que es el cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas de viscosidad, y podemos determinarlo de la siguiente manera:

$$\text{GrD} = \frac{g\beta\Delta T D^3}{\nu^2}$$

Ecuación 2.7

Donde:

$\beta$  : *coeficiente de expansión térmica* °R<sup>-1</sup>, °K<sup>-1</sup>

$\Delta T$  : *cambio de temperaturas* °F, °C

$V$  : *velocidad*  $\frac{\text{pies}}{\text{seg}}$ ,  $\frac{m}{s}$

$g$  : *gravedad*  $\frac{\text{pies}}{s^2}$ ,  $\frac{m}{s^2}$

El número de Grashoff sólo se utiliza en convección natural

En la convección natural, el coeficiente de transferencia de calor depende de:

- La diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido.
- Del coeficiente de dilatación térmica del fluido que determina el cambio de densidad por unidad de diferencia de temperatura.
- Del campo de fuerzas exteriores que, en general, es la gravedad.

Para la convección natural en régimen laminar el número de Rayleigh bale:

$$\text{Ra} = \text{Gr Pr} < 10^7$$

Para la convección natural en régimen turbulento el número de Rayleigh bale:

$$\text{Ra} = \text{Gr Pr} > 10^9$$

El número de Rayleigh lo obtenemos de la multiplicación entre el número de Prandtl y de Grashoff

$$RaD = Pr * GrD \quad \text{Ecuación 2.8}$$

El número de Rayleigh sólo se utiliza en convención natural.

Para el cálculo del coeficiente h, se empleara la fórmula para condensación por película, ecuación de Nusselt.

Al obtener vapor saturado en el interior de un cilindro tenemos que calcular el coeficiente de película que lo determinaremos por medio de la siguiente ecuación:

$$h_i = 0.73 \left( \frac{K_{liq}^3 \cdot \rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{vap}) gh_{fg}}{\mu_{liq} (T_{sat} - T_w) d} \right)^{1/4} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

Donde:

$k_{liq}$  : conductividad térmica del líquido ( $Btu/hr. ft. ^\circ F$ )

$d$  : diámetro del tubo pies, m, plg

$\rho_{vap}$  : Densidad en la fase de vapor ( $lbm/pie^3$ )

$\rho_{liq}$  : Densidad en la fase del líquido ( $lbm/pie^3$ )

$\mu_{liq}$  : viscosidad dinámica del líquido ( $lbs/seg. pie$ )

$T_{sat} - T_w$  : ( $T_{saturación\ de\ vapor} - T_{superficie-interior}$ )

### 2.3.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION.

El intercambio de calor radiante entre masa gaseosa y la superficie que lo rodea, es un problema complejo debido a la diversidad de factores que pueden intervenir, presentándose condiciones que pueden ser muy difíciles de evaluar en cálculos de ingeniería.

“Los líquidos, sólidos y algunos gases (especialmente vapor de agua e hidrocarburos) emiten radiación térmica como resultado de sus temperaturas un emisor ideal, se llama cuerpo negro, emite radiación térmica según la ecuación de Stefan-Boltzmann.

$$e_b = \sigma * T^4 \qquad \text{Ecuación 2.10}$$

Donde:

$e_b$  : Potencia emisiva del cuerpo negro

$\sigma$  : Constante de Stefan- Boltzmann

$T^4$  : Temperatura en grados absolutos

En cuya expresión  $e_b$  es la potencia emisiva del cuerpo negro, y es la energía emitida por unidad de área de la superficie y unidad de tiempo;  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann; y  $T$  es la temperatura en grados absolutos. Las dos escalas de temperatura absoluta que se usan son las escalas de Rankine y Kelvin.”<sup>21</sup>

---

<sup>21</sup> B.V. Karlekar, R. M. Desmond, *TRANSFERENCIA DE CALOR*”, Segunda edición, Mc. GRAW-HILL/ INTERAMERICANA, MEXICO 1995, p.20.

## **2.4.- TRANSFERENCIA DE CALOR DEL VAPOR**

### **2.4.1.- Propiedades básicas del calentamiento de vapor**

Cuando se considera desde el punto de vista de ser un medio de transferencia de calor, el vapor tiene propiedades superiores que no ofrecen otros medios de calor. Entre estas propiedades, las dos siguientes son las más destacadas:

- Proporciona calentamiento uniforme
- Proporciona calentamiento rápido

En este proyecto, vamos a mirar más de cerca estas propiedades desde el aspecto de la transferencia de calor.

### **2.4.2.- Vapor para proporcionar calor estable.**

En el caso de vapor saturado, si se conoce la presión de vapor se puede determinar su temperatura. Cuando el vapor saturado se condensa, la presión de vapor cambia instantáneamente dentro del espacio cerrado; este se condensa a la temperatura de saturación y el agua saturada que se forma (condensado) queda a la misma temperatura que el vapor saturado.

Esto significa que si la presión en la superficie de transferencia de calor (la chaqueta o espiral interior de los equipos) se mantiene como una constante, el calentamiento continuo será capaz de mantenerse a la misma temperatura en cualquier punto de la superficie de transferencia de calor.

### 2.4.3.- Velocidad de calentamiento

La cantidad de transferencia de calor se indica por el coeficiente de transferencia de calor ( $h$  = Coeficiente de transferencia de calor). Sus unidades son  $[W/m^2 K]$ .

$W = J/seg$ , por lo que si el intercambio de calor tiene lugar sobre la misma superficie de transferencia de calor y con la misma diferencia de temperatura, la relación de transferencia de calor es mayor y se acorta el tiempo requerido para calentamiento.

Los valores aproximados de la relación de transferencia de calor del agua caliente y del vapor son los siguientes:

La relación a la cual se transfiere el calor a la superficie de transferencia de un intercambiador de calor, utilizando agua caliente como fuente de calentamiento es:

$$(1000 \text{ a } 6000) \frac{W}{m^2 \circ K} = (176.12 \text{ a } 1057) \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \circ F}$$

Por otro lado, La relación a la cual se transfiere el calor a la superficie de transferencia de un intercambiador de calor, utilizando vapor como fuente de calentamiento, es:

$$(6000 \text{ a } 15000) \frac{W}{m^2 \circ K} = (1057 \text{ a } 2642) \frac{BTU}{h \text{ pie}^2 \circ F}$$

En situaciones reales de calentamiento, el proceso de transferencia de calor al producto que está siendo calentado, será una combinación del mecanismo de transferencia de calor en el interior de las paredes del intercambiador de calor y el mecanismo de transferencia de calor en su superficie de transferencia.

El vapor saturado ha sido desde siempre el medio más común de calentamiento. Los coeficientes de transferencia de calor asociados con la condensación del vapor son muy altos comparados con cualquiera que se le haya estudiado.

“Es costumbre adoptar un valor conservador y convencional para el coeficiente de película ya que nunca hay una película que controle, preferible a obtener una por

cálculo. En los siguientes cálculos en todas las aplicaciones que involucren vapor relativamente libre de aire es un valor de  $1500 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$ .<sup>22</sup>

Este coeficiente varía mucho de un intercambiador de calor a otro, pero aun así, el calentamiento con vapor muestra la relación de 1.5 a 2 veces más de capacidad de transferencia de calor, comparada con las del calentamiento con agua caliente.

## **2.5.- TRANSFERENCIA DE CALOR DESDE LA CONDENSACIÓN (VAPOR DE AGUA) Y POR CONVECCIÓN (AGUA CALIENTE Y ACEITE)**

El calor latente contenido en el vapor se libera en el instante en que el vapor se condensa hacia la fase líquida. La cantidad de calor latente entregado es de 2 - 5 veces mayor que la cantidad de calor sensible contenido en el agua caliente (agua saturada) después de la condensación. Este calor latente se libera instantáneamente y se transfiere por medio del intercambiador de calor al producto que se está calentando.

En contraste, el agua caliente y aceite son utilizados en calentamiento por convección, la cual no involucra un cambio de fase. En lugar de eso, el medio de calor reduce su propia temperatura para transferir calor al producto que se está calentando. Algo común en la industria es el uso de convección forzada por medio de un equipo externo, tal como una bomba, para crear un contraflujo en la superficie de transferencia de calor.

## **2.6.- VAPOR DE AGUA**

El vapor de agua es el gas formado cuando el agua pasa de un estado líquido a uno gaseoso. A un nivel molecular esto es cuando las moléculas de  $H_2O$  logran liberarse de las uniones (ej. Uniones de hidrógeno) que las mantienen juntas.

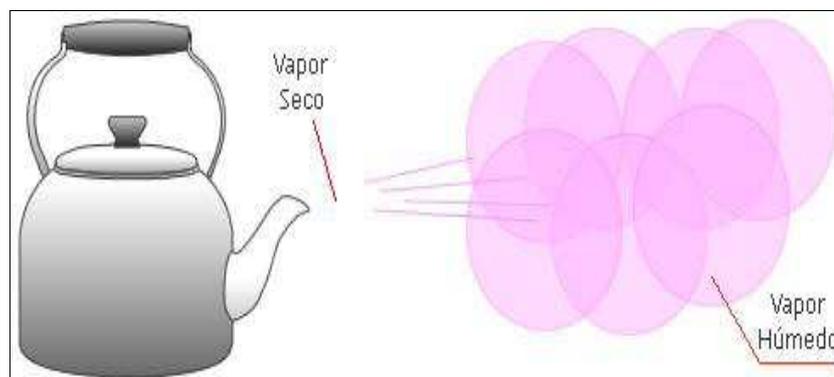
---

<sup>22</sup> DONALD Q. KERN / ALAN D. KRAUS. *Extended Surface Heat Transfer*. 1972 McGraw Hill. USA, p. 443.

En el agua líquida, las moléculas de H<sub>2</sub>O están siendo unidas y separadas constantemente. Sin embargo, al calentar las moléculas de agua, las uniones que conectan a las moléculas comienzan a romperse más rápido de lo que pueden formarse. Eventualmente, cuando suficiente calor es suministrado, algunas moléculas se romperán libremente. Estas moléculas "libres" forman el gas transparente que nosotros conocemos como vapor, o más específicamente vapor seco.

## 2.7.- VAPOR HÚMEDO VS. VAPOR SECO

En industrias usuarias de vapor, existen dos términos para el vapor los cuales son, vapor seco (también conocido como "vapor saturado") y vapor húmedo. **Figura 2.4** "El vapor saturado en que no hay partículas en suspensión de la fase líquida, se llama **vapor saturado seco**. Su volumen específico y la temperatura son funciones de la presión.



**Figura 2.4. Vapor seco vs vapor húmedo**<sup>23</sup>

La mezcla de las fases que representan en sí el vapor con gotas pequeñas de líquido en suspensión, se llama **vapor saturado húmedo**. La parte másica del vapor saturado seco que hay en el húmedo, recibe el nombre de **sequedad del vapor**.<sup>24</sup>

Vapor húmedo aplica cuando una porción de sus moléculas de agua han cedido su energía (calor latente) y el condensado forma pequeñas gotas de agua.

<sup>23</sup> TLV ENGINEERING S.A. Compañía especialista en vapor. Teoría de vapor. Página Web <http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/what-is-steam.html>

<sup>24</sup> BASKAKOV V.A.P, *TERMOTECNIA*, Editorial MIR Moscú. Año 1985, p. 63.

Por ejemplo en la **figura2.4**, una pequeña tetera con agua a su punto de ebullición. El agua primeramente es calentada, y conforme el agua absorbe más y más calor, sus moléculas se agitan más y más y empieza a hervir. Una vez que suficiente energía es absorbida, se evapora parte del agua, lo que puede representar un incremento del volumen molecular.

En algunas ocasiones se puede observar una pequeña neblina saliendo de la boquilla de la tetera. Esta neblina es un ejemplo de que tan seco es el vapor, cuando se libera en una atmosfera más fría, pierde un poco de su energía al transferirla al aire. Si se pierde suficiente energía las uniones intermoleculares se empiezan a formar nuevamente, y se pueden observar pequeñas gotas de agua en el aire. Esta mezcla de agua en estado líquido (pequeñas gotas) y estado gaseoso (vapor) recibe el nombre de vapor húmedo.

## **2.8.- VAPOR COMO FUENTE DE ENERGÍA**

“El vapor jugó un papel importante en la revolución industrial. La modernización del motor de vapor a principios del siglo 18 llevo a mayores descubrimientos tales como la invención de la locomotora de vapor y el barco a vapor, por no mencionar el horno y el martillo de vapor. Este ultimo sin hacer referencia Golpe de Ariete el cual se puede presentar en la tubería de vapor, si más bien a un martillo impulsado por vapor que se utilizaba para dar forma a fundiciones”<sup>25</sup>.

Hoy en día, sin embargo, los motores de combustión interna y la electricidad prácticamente han remplazado al vapor como fuente de energía.

Sin embargo, el vapor es ampliamente usado en las plantas de generación eléctrica y para aplicaciones industriales de gran tamaño, así como en la industria textil, del papel, de la medicina, alimenticia, etc.

---

<sup>25</sup> BASKAKOV V.A.P, *TERMOTECNIA*, Editorial MIR Moscú. Año 1985, p. 25.

### **2.8.1.- El vapor como fuente de calor.**

El vapor es mayormente conocido por sus aplicaciones en calentamiento, fungiendo tanto como fuente directa e indirecta de calor.

### **2.8.2.- Calentamiento directo de vapor.**

El método de calentamiento directo de vapor se refiere al proceso en el cual el vapor está en contacto directo con el producto que está siendo calentado.

En la industria, el método de calentamiento directo de vapor generalmente es usado para cocinar, esterilización, vulcanización, planchar y otros procesos.

## **2.9.- EL VAPOR EMPLEADO EN LA INDUSTRIA (CILINDROS GIRATORIOS).**

El vapor se utiliza en las corregidoras de cartón específicamente en los cilindros de calentamiento.

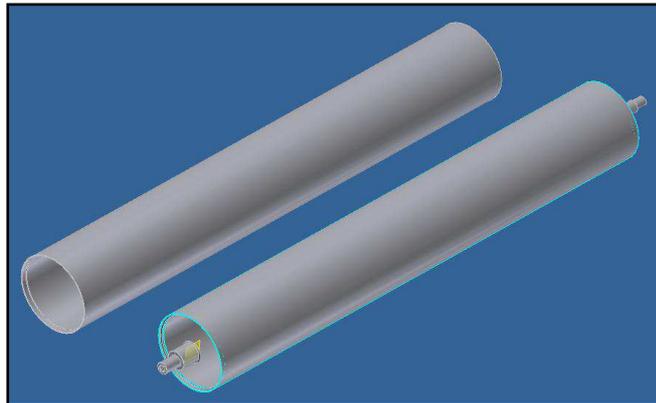
Una corrugadora típica que produce cartón de doble capa consiste en dos unidades de ondulado con una sección multicapa, utilizando vapor a diferentes presiones.

Además, el vapor es utilizado en las empresas dedicadas al cuidado, lavado y planchado de lencería, debido a que las maquinas conocidas como calandras son planchadoras que se caracterizan por tener cilindros giratorios calentados por vapor, como por ejemplo los cilindros que se ilustran en la **figura 2.5**.

Los requerimientos de calefacción y humidificación deben tenerse en consideración para proporcionar las óptimas condiciones para el planchado.

### 2.9.1.- Cilindros estáticos calentados.

Algunas calandras tendrán cilindros estáticos utilizados como pre calentadores. Dependiendo de la temperatura requerida, se alimentarán con vapor a presiones entre los 3 y 16 bar.



**Figura 2.5 Cilindros estáticos**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*

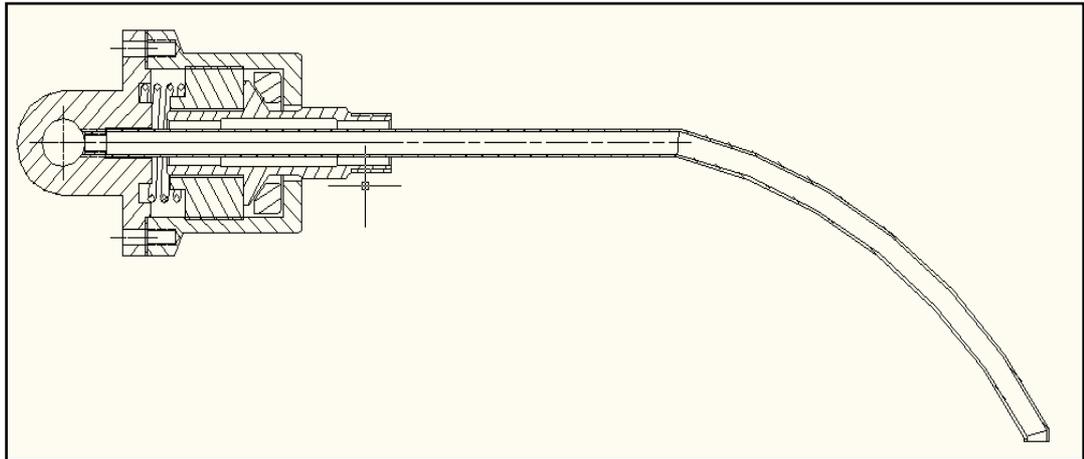
Al ser estáticos (**figura 2.5**), el vapor en su interior condensa y se forma un charco en la parte baja. Normalmente se monta un tubo sifón en el interior y la presión diferencial entre el vapor interior y el condensado exterior permite al condensado ascender por el tubo sifón y salir del cilindro.

La correcta elección del purgador para esta aplicación será el de tipo de boya, con eliminador de aire integral y válvula de desbloqueo de vapor. Esto asegura que el condensado sea desalojado del cilindro tan pronto como se forma, y permite a los gases incondensables pasar a través del eliminador termostático de aire, permitiendo una máxima transferencia de calor a través de la pared del cilindro.

La válvula de antibloqueo de vapor permitirá al vapor no condensado que pueda haber en el tubo sifón, que puede provocar el cierre del purgador y el retroceso del condensado, que escape.

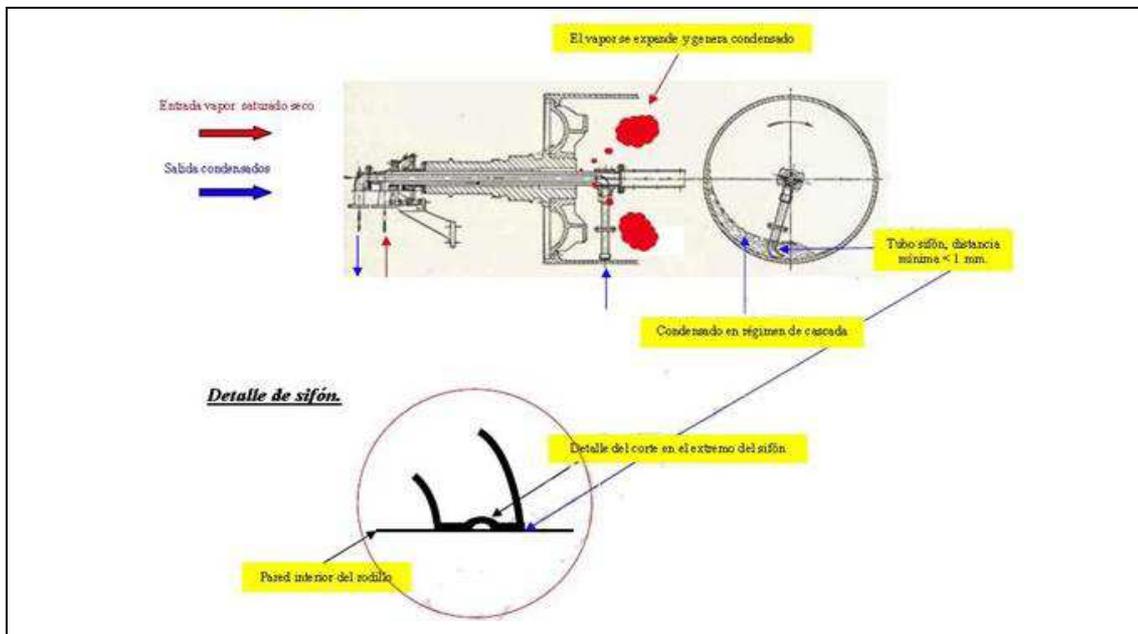
### 2.9.2.- Cilindros giratorios.

La mayor parte de los cilindros calentados con vapor en una maquina, son giratorios. El vapor entra al cilindro y el condensado sale de él a través de una junta rotativa, la misma que se puede observar en la **figura 2.6**. El condensado normalmente saldrá a través de un sifón estacionario.



**Figura 2.6. Junta rotatoria**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*



**Figura 2.7. Entrada de vapor y salida del condensado<sup>26</sup>**

<sup>26</sup> DANIEL J. HEYMANN. Crónica del Corrugado. Página Web

En cilindros de baja velocidad, donde no se forman anillos de condensado, un purgador de boya (FT) con eliminador termostático de aire y válvula antibloqueo, para evitar el tapón de vapor, será adecuado. Otros tipos de purgador también pueden ser adecuados dependiendo de las condiciones de trabajo.

Cuando se sabe que se formarán anillos de condensado puede ser necesario equipar una combinación de purgador y vapor soplado o bien un sistema de vapor soplado sin purgador. Uno de estos sistemas se puede observar en las **figuras 2.6 y 2.7**, las cuales muestran el interior de la junta rotatoria y su funcionamiento respectivamente.

Se forma el anillo de condensado cuando una fuerza de aproximadamente 3g o más actúa sobre el condensado en el interior del cilindro giratorio y lo mantiene contra la pared interior. Para salir, el condensado debe vencer la fuerza centrífuga, recorrer el sifón y salir a través de la junta rotativa.

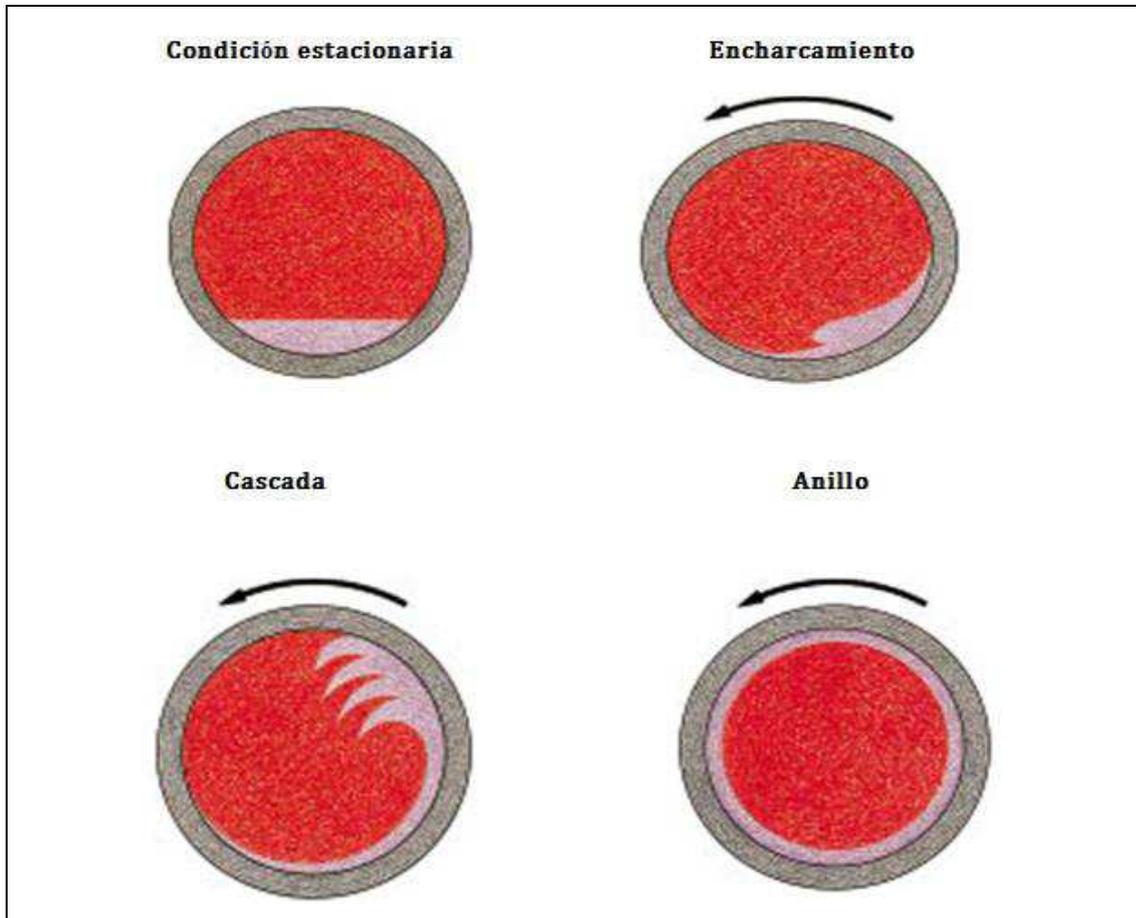
En la mayoría de casos el uso de sifones estacionarios y las altas presiones diferenciales en los cilindros de una calandra serán suficientes para vencer ésta fuerza. Cuando éste no es el caso, será necesario introducir vapor soplado para ayudar al desalojo de condensado.

El vapor soplado es vapor que entra al cilindro pero que no condensa. Éste forma una mezcla con el condensado que es menos densa y viaja a mayor velocidad.

Para mantener la correcta temperatura de la superficie del cilindro, se debe controlar con precisión la presión del vapor y desalojar el condensado tan pronto como se forma.

El modo en que el condensado se comporta en un cilindro rotativo se ve influenciado por muchos factores, que incluyen el diámetro del cilindro, la velocidad de la máquina, la velocidad de condensación y el espesor del anillo de condensado en el interior del cilindro.

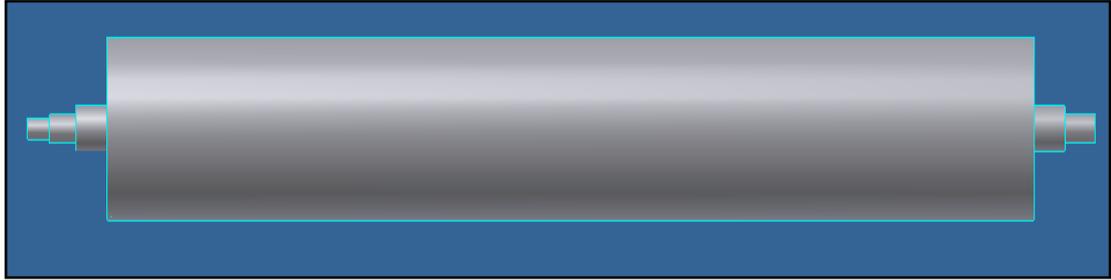
Dependiendo de todos estos factores puede ser “estacionaria”, “encharcamiento”, “cascada”, o “anillo”, todos y cada uno de estos comportamientos se los puede observar en la **figura 2.8**.



**Figura 2.8. Comportamiento del condensado en el interior de un cilindro<sup>27</sup>**

<sup>27</sup> DANIEL J. HEYMANN. Crónica del Corrugado. Página Web <http://www.cronicadelcorrugado.com/anillo-hidraulico#more-150>

### 2.9.3.- Cilindro giratorio.



**Figura 2.9. Cilindro giratorio**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*

Es necesario saber que le sucede al condensado a la velocidad real de funcionamiento de la máquina para poder decidir el método más eficiente y económico de desalojo de condensado (Figura 2.9).

La primera elección a realizar es la del sifón. Dada la suficiente información, se tendrá la capacidad de elegir sobre el correcto tipo y tamaño. Se pueden utilizar distintos métodos para asegurarse de que el condensado sale y es desalojado del cilindro. No existe una única solución universal pues las condiciones de funcionamiento individuales varían de una máquina a otra, e incluso de un cilindro a otro.

### 2.10.- EFECTO DE LA PRESURIZACIÓN

Se debe hacer una distinción entre los cilindros de pared delgada y los cilindros de pared gruesa. Cuando el diámetro interior de un cilindro  $d_i$  es 40 veces más grande que su espesor  $t$ , se puede usar con seguridad el análisis de pared delgada. Para razones más pequeñas de los diámetros interiores en los cilindros con el espesor, se debe usar el análisis de pared gruesa.

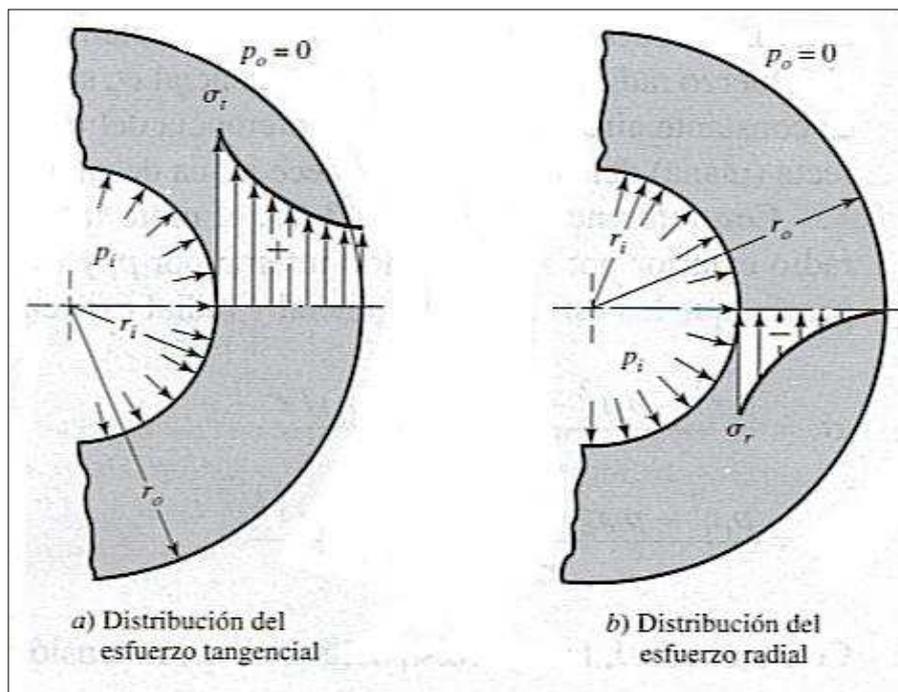
$$\frac{d_i}{t} > 40 \quad \text{Cilindros de pared delgada}$$

$$\frac{d_i}{t} < 40 \quad \text{Cilindros de pared gruesa}$$

### 2.10.1.- Esfuerzos en los cilindros.

En los recipientes cilíndricos a presión, cilindros hidráulicos, tubos de conducción de fluidos a altas presiones, se desarrollan esfuerzos radiales y tangenciales con magnitudes que dependen del radio del elemento bajo consideración.

“Al determinar el esfuerzo radial  $\sigma_r$  y el esfuerzo tangencial  $\sigma_t$ , se supone que la elongación longitudinal es constante alrededor de la circunferencia del cilindro.”<sup>28</sup> Estos esfuerzos se los puede apreciar de una mejor manera en la **figura 2.10**.



**Figura 2.10. Distribución de esfuerzos en un cilindro de pared gruesa sometido a presión interna<sup>29</sup>**

<sup>28</sup>HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo; SCHMID, Steven, *Elementos de máquinas*, Primera edición, Mc GRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2000, México, p.133.

<sup>29</sup> SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Sexta edición, Mc GRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, México, p. 134.

Con referencia a la **figura 2.10**, el radio interior se designa por  $r_i$ , el radio exterior  $r_o$ , la presión interna  $p_i$ , la presión externa  $p_o$ , entonces se prueba que los esfuerzos tangencial y radial existen, y se expresan como:

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad \text{Ecuación 2.11}$$

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad \text{Ecuación 2.12}$$

Donde:

- $\sigma_r$  : Esfuerzo radial (psi)
- $\sigma_t$  : Esfuerzo tangencial (psi)
- $r_i$  : radio interno (pies, m)
- $r_o$  : radio externo (pies, m)
- $p_i$  : Presión interna (psi)

El esfuerzo radial máximo ocurrirá en el radio interior:

$$\sigma_r = -p_i$$

El esfuerzo tangencial máximo ocurrirá en el radio interior:

$$\sigma_t = p_i \frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

Para el cálculo del factor de seguridad en cilindros se emplea la teoría de la energía de la distorsión, donde:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \sigma_r} \quad \text{Ecuación 2.14}$$

$\sigma_e$  = Esfuerzo máximo de distorsión

El factor de seguridad para cilindros presurizados es:

$$n_s = \frac{S_{uc}}{\sigma_e} \quad \text{Ecuación 2.15}$$

### 2.10.2.- Teoría del esfuerzo normal máximo (MNST).

Se estipula que una parte sujeta a cualquier combinación de cargas fallará cuando el esfuerzo principal positivo mayor, exceda la resistencia a la fluencia a la tensión, o cuando el esfuerzo principal negativo mayor, exceda la resistencia a la fluencia a la compresión.

Esta teoría funciona mejor para materiales frágiles fibrosos, como puede esperarse esta teoría no es adecuada para predecir las fallas en materiales dúctiles.

La falla ocurrirá usando la MNST si:

$$\sigma_1 \geq \frac{S_{ut}}{n_s} \quad \text{Ecuación 2.16}$$

$$\sigma_3 \geq \frac{S_{uc}}{n_s} \quad \text{Ecuación 2.17}$$

Donde:

$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 =$  esfuerzo normal principal.

$S_{ut}$  : esfuerzo ultimo uniaxial en tensión.

$S_{uc}$  : esfuerzo ultimo uniaxial en compresión.

$n_s$ : factor de seguridad.

### 2.10.3.- Teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST).

Esta teoría también es conocida como Criterio de Fluencia de Tresca, la cual estipula que una parte sujeta a cualquier combinación de cargas fallará (por fluencia o por

fractura) cuando el esfuerzo cortante exceda un valor crítico. El valor crítico se puede determinar por medio de pruebas estándar de tensión uniaxial.

Si la nomenclatura  $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$  se usa para los esfuerzos principales, el esfuerzo cortante máximo dice que la fluencia ocurrirá cuando:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 2.18}$$

Donde:

$S_y$ : esfuerzo de fluencia del material

Así en la MSST se predice el diámetro más pequeño donde primero empezará a ocurrir la falla como:

$$d = \left( \frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right)^{1/3} \quad \text{Ecuación 2.19}$$

Si el diámetro se conoce y el factor de seguridad es una incógnita, la ecuación se transforma en:

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + T^2}} \quad \text{Ecuación 2.20}$$

#### **2.10.4.- Teoría de la energía de la distorsión (DET)**

Esta teoría también es conocida como el Criterio de Von Mises, postula que la falla es causada por la energía elástica asociada con la deformación por cortante. Esta teoría es válida para materiales dúctiles y predice la fluencia bajo cargas combinadas con mayor exactitud que cualquier otra teoría reconocida (aunque las diferencias entre la DET y la MSST son pequeñas).

Para un estado de esfuerzos biaxial, suponiendo  $\sigma_3 = 0$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2}$$

Donde:

$\sigma_e$ : esfuerzo de Von Mises, (Pa)

De esta forma, la DET predice la falla si:

$$\sigma_e \geq \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 2.21}$$

La DET predice el diámetro más pequeño donde la falla empezará a ocurrir como:

$$d = \left( \frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right)^{1/3} \quad \text{Ecuación 2.22}$$

Si el diámetro del eje se conoce y el factor de seguridad es una incógnita la ecuación se transforma en:

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}} \quad \text{Ecuación 2.23}$$

## **2.11.- CADENAS Y CATARINAS.**

### **2.11.1.- Cadenas de rodillos.**

Las cadenas de rodillos sirven para transmitir la potencia a ruedas catarinas, girando en el mismo plano. La mayor ventaja de usar una cadena de rodillos respecto a una banda es, que las cadenas de rodillos no se deslizan.

Se pueden salvar distancias centrales grandes más fácilmente con cadenas de rodillos con menos elementos y en menos espacio que con los engranes. Las cadenas de rodillos también tienen una eficiencia elevada.

No se necesita una tensión inicial por lo que las cargas sobre los ejes son más pequeñas que con las transmisiones por banda. El único mantenimiento que se requiere después de una cuidadosa alineación de los elementos es la lubricación, y si esta es adecuada se puede asegurar una vida larga.

### **2.11.2.- Longitud de la cadena.**

La longitud de la cadena debe ser un múltiplo entero del paso, y se recomienda tener un número de par de pasos. La distancia entre centros debe ser ajustable para adaptarse a la longitud de la cadena, y para adaptarse a las tolerancias y al desgaste.

Debe evitarse un colgamiento excesivo del lado flojo, en especial en transmisiones que no sean horizontales. Utilizamos la siguiente ecuación:

$$L = \left( 2 C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4 \pi^2 C} \right) * P_t \quad \text{Ecuación 2.24}$$

Donde:

C : relación adecuada de la distancia entre centros

$C_p$  : Distancia entre Centros

$P_t$  : Paso de la Cadena

$N_2$  : número de dientes de la catarina grande

$N_1$  : número de dientes de la catarina pequeña

### **2.11.3.- Análisis de fuerzas en ruedas catarinas.**

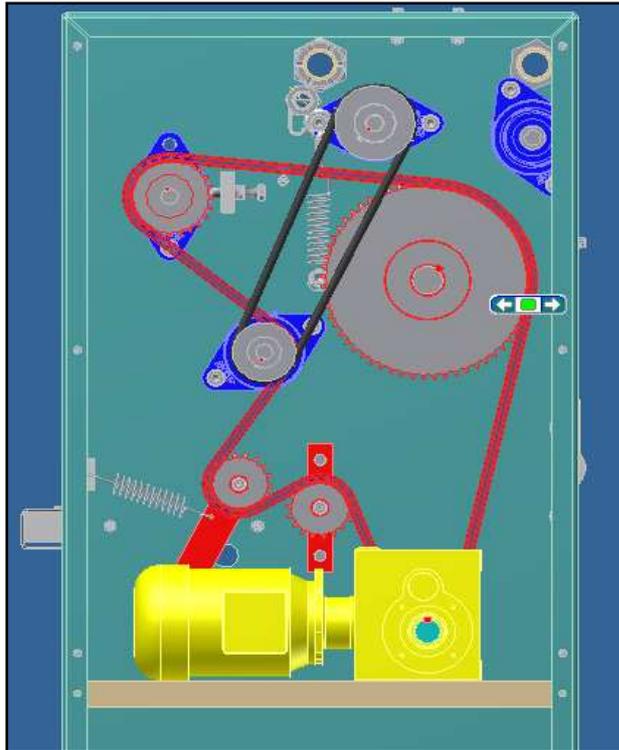
Un par de ruedas catarinas transmiten potencia, donde la parte superior de la cadena está a tensión y produce el par torsional en cada Catarina. El tramo inferior de la cadena, llamado lado flojo, no ejerce fuerzas sobre las catarinas.

En consecuencia la fuerza flexionante total sobre el eje que sostiene las catarinas es igual a la tensión en el lado tenso de la cadena. Si se conoce el par torsional en una catarina, la fuerza es:

$$F = \frac{T}{D/2} \qquad \text{Ecuación 2.25}$$

### **2.11.4.- Selección del tamaño de la rueda catarina y la distancia central.**

Para asegurar una operación suave y una vida larga, las ruedas catarinas (**Figura 2.11**) deberán constar de al menos 17 dientes y no más de 67. Para situaciones especiales donde la velocidad es baja o donde existe limitación de espacio, se pueden usar las ruedas catarinas con menos de 17 dientes.



**Figura 2.11. Sistema de Transmisión**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*

La razón de velocidad es:

$$g_r = \frac{d_2}{d_1} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{Ecuación 2.26}$$

Donde:

N : número de dientes en la rueda catarina

w : velocidad angular rad/s

d : diámetro, m

La rueda catarina pequeña deberá tener un ángulo de cobertura de la cadena de 120 grados, para tener una operación y un rendimiento satisfactorios. El ángulo de

cobertura de la cadena de la rueda catarina más pequeña en una transmisión de dos ruedas catarinas con una razón de velocidad de menos de 3.5, siempre será 120 grados o más.

El ángulo de cobertura de la cadena incrementa con el aumento de la distancia central. Para aplicaciones normales la distancia central se encuentra entre 30 y 50 pasos de la cadena.

## **2.12.- RODAMIENTOS**

Los rodamientos son un tipo de soporte de ejes o cojinetes que emplean pequeños elementos rodantes para disminuir la fricción entre las superficies giratorias, dado que la resistencia de fricción por rodadura es menor que la resistencia de fricción por deslizamiento. En la **figura 2.12**, se pueden observar estos elementos.

- Algunas de las ventajas del empleo de los rodamientos son:
- Menor fricción en los procesos transitorios (especialmente en el arranque)
- Poseen capacidad para soportar cargas combinadas radiales y axiales
- Exigen menor espacio axial.

La lubricación es más sencilla y pueden trabajar a mayores temperaturas sin requerir mantenimiento riguroso.

Fundamentalmente son elementos estandarizados y fáciles de seleccionar.



**Figura 2.12. Rodamientos**

*Fuente: Catalogo SKF*

### **2.12.1- Selección de rodamientos**

Los rodamientos montados proporcionan un medio de sujetar la unidad del rodamiento en forma directa al armazón de la máquina, con tornillos y sin introducirlos al hueco maquinado de una caja.

La configuración más común de un rodamiento montado es la caja de chumacera.

### **2.12.2- Relación de carga y duración**

A pesar de usar aceros de muy alta resistencia, todos los rodamientos tienen una duración finita, y terminaran de fallar debido a la fatiga causada por altos esfuerzos de contacto. Pero es obvio que, mientras menor sea la carga, la duración será mayor, y viceversa.

La relación para los cojinetes con contacto de rodadura, entre la carga  $P$  y la duración  $L$  se determina con la siguiente ecuación:

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^k$$

Ecuación 2.27

k = 3.0 para rodamientos de bolas

k = 3.33 para rodamientos de rodillos

### 2.12.3- Duración de diseño

El procedimiento de cálculo para la capacidad de carga dinámica básica se determina de:

$$C = P_d * \left( \frac{h * \text{rpm} * 60}{10^6} \right)^{1/k} \quad \text{Ecuación 2.28}$$

Donde:

C : capacidad de carga (N)

P<sub>d</sub> : carga dada de diseño (N)

h : duración para rodamientos recomendada, **Tabla 2.1**

rpm : velocidad de giro en rpm.

Aplicación	Duración de diseño, h
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de aviación	1000-4000
Automotores	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores, transmisiones de uso múltiple	8000-15000
Motores eléctricos, máquinas industriales en general	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000
Equipo crítico en funcionamiento durante 24 h	100000-200000

**Tabla 2.1. Duración recomendada para rodamientos<sup>30</sup>**

<sup>30</sup> SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, Mc GRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, México, p. 711.

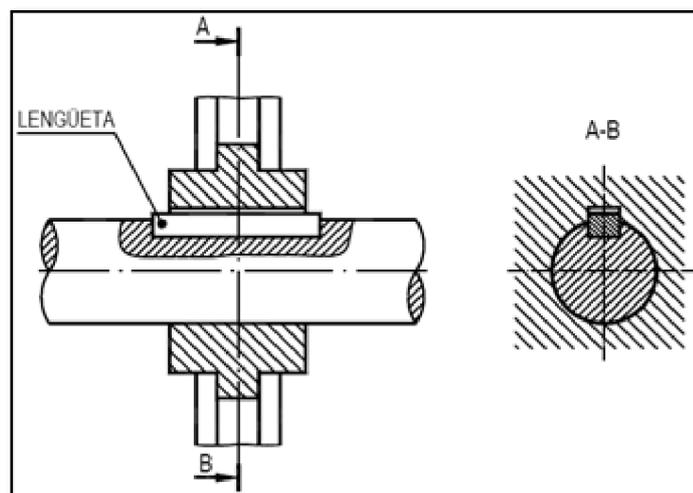
Con la capacidad de carga, seleccionamos el rodamiento requerido por medio de los cálculos, La selección se la realiza por medio del catalogo FAG.

### 2.13.- CHAVETAS

Una cuña o chaveta es un componente de maquinaria que se instala en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia, con el objeto de transmitir par torsional.

La cuña es desmontable para facilitar el ensamblado y desensamblado del sistema en el eje.

El tipo más común de cuñas para ejes, hasta 6.5 pulgadas de diámetro, es una cuña cuadrada, la cual se ilustra en la figura.



**Figura 2.13. Ilustración de una cuña cuadrada**

Fuente: *Norma DIN 6885*

La tabla 2.2, muestra las dimensiones preferidas de cuñas paralelas, en función del diámetro del eje, tal como se especifican en la norma ANSI B17.1-1967.

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña	
Mas de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H
5/16	7/16	3/32	3/32
7/16	9/16	1/8	1/8
9/16	7/8	3/16	3/16
7/8	1 ¼	¼	¼
1 ¼	1 3/8	5/16	5/16
1 3/8	1 ¾	3/8	3/8
1 ¾	2 ¼	½	½
2 ¼	2 ¾	5/8	5/8
2 ¾	3 ¼	¾	¾
3 ¼	3 ¾	7/8	7/8

Tabla 2.2. Dimensiones de cuñas cuadradas y rectangulares estándar<sup>31</sup>

### 2.13.1.- ANÁLISIS DE ESFUERZOS PARA DETERMINAR LA LONGITUD DE LAS CUÑAS

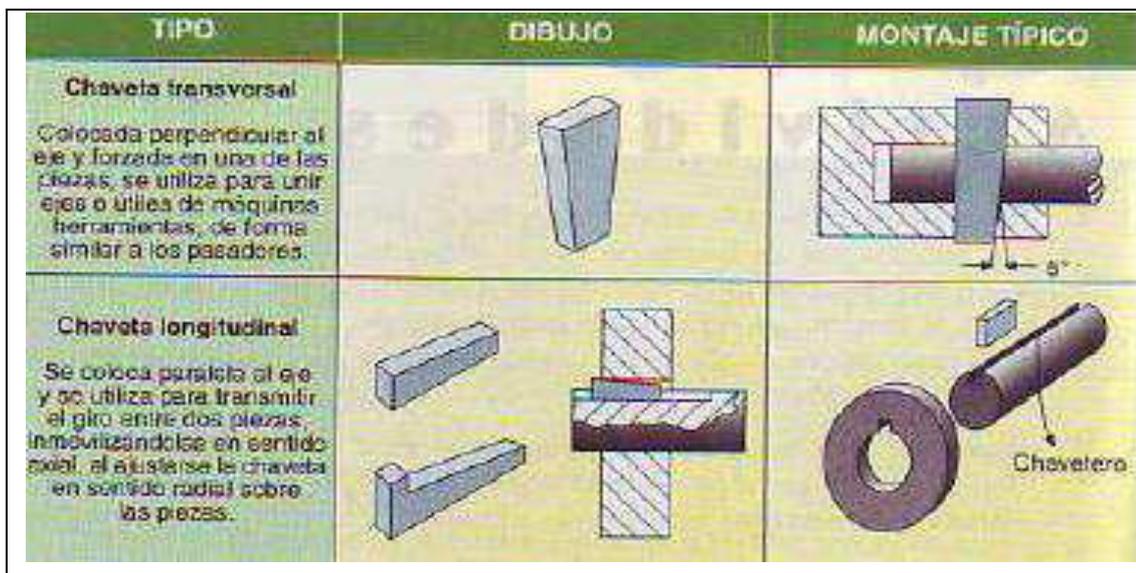


Figura 2.14. Tipos de cuñas<sup>32</sup>

<sup>31</sup> SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, Mc GRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, México, p. 516.

Existen dos modos básicos de falla potencial de las cuñas que transmiten potencia:

Corte a través de interfaz eje / cubo

Falla por compresión

Debido a la acción de empuje entre los lados de la cuña y el material del eje o del cubo.

Para analizar cada uno de estos modos de falla, es necesario comprender las fuerzas que actúan sobre la cuña. Donde el par torsional sobre el eje crea una fuerza sobre la cara de la cuña; a su vez, la cuña ejerce una fuerza sobre la cara del cuñero del cubo. La fuerza de reacción del cuñero, de regreso hacia la cuña, produce un conjunto de fuerzas opuestas que someten a la cuña a un cortante directo a través de la sección transversal,  $W = H$ , entonces el esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{2 * T}{D * W * L} \quad \text{Ecuación 2.29}$$

En los diseños se puede igualar el esfuerzo cortante y el esfuerzo de diseño al cortante, para la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo:

$$\tau = \frac{0.5 * S_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 2.30}$$

Despejando:

$$L = \frac{2 * T * n_s}{0.5 * S_y * D * W} \quad \text{Ecuación 2.31}$$

La falla por empuje se relaciona con el esfuerzo de compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero en el eje, o el lado del cuñero en el cubo. El área de compresión es

---

<sup>32</sup> IES Villalba Hervás, "Procedimientos de Fabricación", Tecnología Industrial I, Pag5.

igual para cualquiera de estas zonas. Así, la falla sucede en la superficie que tenga la menor resistencia a la fluencia por compresión. El esfuerzo de diseño para compresión se define como:

$$\sigma = \frac{S_y}{n_s} \quad \text{Ecuación 2.32}$$

Sustituyendo obtenemos:

$$L = \frac{4 * T * n_s}{S_y * D * W} \quad \text{Ecuación 2.33}$$

Donde:

T : par torsional (N. m)

$S_y$  : resistencia a la fluencia (Pa)

D : diámetro del eje (m)

W : ancho de la cuña

H : altura de la cuña

En aplicaciones industriales típicas, el factor de diseño  $n_s = 3$ , es adecuado.

## 2.14.- PERNOS

Un perno es un sujetador con cabeza y vástago recto roscado, pensado para utilizarse con una tuerca, a fin de mantener unido un conjunto. Un perno está fabricado para ser mantenido estacionario, en tanto que se aprieta una tuerca sobre el mismo para hacer la unión. Una de las aplicaciones principales de los pernos y tuercas es sujetar las piezas juntas en situaciones donde las cargas aplicadas colocan los pernos a tensión. Es práctica común precarga la unión apretando los pernos con un par de torsión suficiente para crear cargas a tensión cercanas a su resistencia de prueba

### 2.14.1.- Selección de pernos para soportar carga a tensión

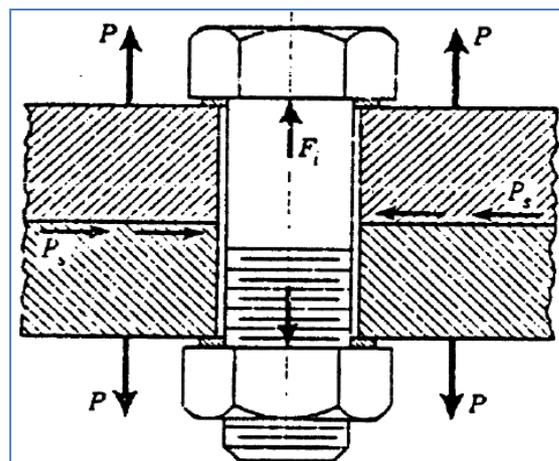


Figura 2.15. Junta atornillada<sup>33</sup>

El análisis de la tensión en juntas atornilladas se hará a partir de la figura 2.15, se supone que el perno tiene una precarga inicial y se aplica una carga  $P$  (tal como se esquematiza en la Figura 2.15).

Esta carga  $P$  se reparte entre el perno y las piezas unidas respectivamente. El reparto depende de la relación entre las rigideces de ambos elementos (siempre que se mantenga el contacto), además se definen las siguientes variables y la carga a tensión se determina con la ecuación 1.46.

<sup>33</sup> SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Sexta edición, Mc GRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, México, p. 393.

$$F_i = 0.75 (F_p - C n P) \quad \text{Ecuación 2.34}$$

Donde:

$$C = \left( \frac{K_b}{K_m + K_b} \right) \quad \text{Ecuación 2.35}$$

$$F_i = 0.75 (A_t S_p - C n P) \quad \text{Ecuación 2.36}$$

Donde:

C : constante de rigidez

$K_b$  : constante de rigidez del perno

$K_m$  : módulo de rigidez de los miembros de la junta atornillada

P : la carga externa que se aplica

$F_i$  : es la precarga

El módulo de rigidez de los miembros de la junta atornillada es:

$$K_m = \frac{\pi E D}{2 \ln \left[ 5 \left( \frac{l+0.5D}{l+2.5D} \right) \right]} \quad \text{Ecuación 2.37}$$

$$K_b = \frac{A E}{l} = \frac{\pi D^2 E}{4 l} \quad \text{Ecuación 2.38}$$

Donde:

D : diámetro del perno

E : módulo de elasticidad del material

l : longitud de agarre de la junta atornillada

La condición para seguridad de precarga debe estar en el siguiente intervalo:

$$0.6 F_p < F_i < 0.9 F_p$$

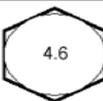
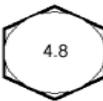
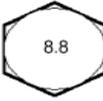
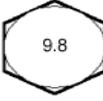
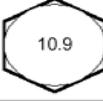
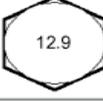
Donde  $F_p$  es la carga de prueba y es igual a:

$$F_p = A_t S_p \quad \text{Ecuación 2.39}$$

Donde:

$A_t$  : área de esfuerzos a la tensión

$S_p$  : resistencia a prueba, obtener valores de Tabla 2.3

Propiedades mecánicas de elementos roscados de clase métrica					
Clase	Rango del diámetro	Carga de prueba [MPa]	Esfuerzo de ruptura [MPa]	Material	Marcado de la cabeza
4.6	M5 - M36	225	400	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
4.8	M1.6 - M16	310	420	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
5.8	M5 - M24	380	520	Acero de bajo carbono ó acero al carbono	
8.8	M16 - M36	600	830	Acero al carbono, Templado y Revenido	
9.8	M1.6 - M16	650	900	Acero al carbono, Templado y Revenido	
10.9	M5 - M36	830	1040	Acero de bajo carbono martensítico, Templado y Revenido	
12.9	M1.6 - M36	970	1220	Acero aleado, Templado y Revenido	

**Tabla 2.3. Especificaciones para el acero usado en los pernos de la serie en milímetros.<sup>34</sup>**

En la **tabla 2.3**, se pueden obtener los valores de diámetros, cargas, y esfuerzos, que determinan a un perno para su debida aplicación.

<sup>34</sup> SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Sexta edición, Mc GRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, México, p. 477

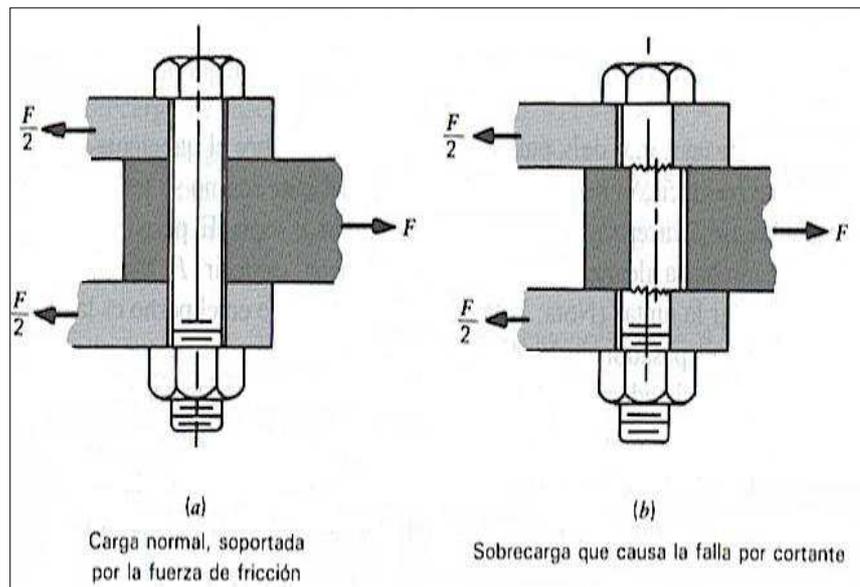
Además es posible determinar un factor de seguridad contra la separación de la unión a partir de:

$$n_{sep} = \frac{F_p - F_i}{P C} \quad \text{Ecuación 2.40}^{35}$$

### 2.14.2.- Selección de pernos para soportar carga a corte

Los pernos sirven también para resistir cargas al cortante. Según se observa en la **figura 2.16**, aunque esta aplicación es más común en el diseño estructural que en el diseño de máquinas. La precarga a tensión en este caso tiene la finalidad de crear elevadas fuerzas de fricción entre los elementos atornillados que pueden resistir la carga por cortante.

Por lo que, los pernos siguen cargados a tensión con alta precarga. Si la fricción en la unión no es suficiente para soportar las cargas de cortante, entonces los pernos quedarán colocados a cortante directo.



**Figura 2.16 Pernos a cortante directo**<sup>36</sup>

<sup>35</sup> SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, Sexta edición, Mc GRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, México, Pág. 484

<sup>36</sup> SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, Sexta edición, Mc GRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, México, p. 477.

### 2.14.3.- Perno sometido a corte doble

El esfuerzo cortante al que está sometido el perno es:

$$\tau = \frac{F_{\text{perno}}}{A} = \frac{4 F_{\text{perno}}}{\pi D^2} \quad \text{Ecuación 2.41}^{37}$$

Donde:

$F_{\text{perno}}$  : fuerza que soporta cada perno

$D$  : diámetro del perno

$A$  : área de corte

La resistencia de fluencia al corte se obtiene de:

$$S_{sy} = 0.577 S_y \quad \text{Ecuación 2.42}$$

Además es posible determinar un factor de seguridad a partir de:

$$n_{\text{sep}} = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ecuación 2.43}$$

---

<sup>37</sup> SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, Sexta edición, Mc GRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, México, p. 510.

## **2.15.- SOLDADURA.**

La soldadura es la denominación para aquel metal que se utiliza a fin de unir otros dos metales base. Para que esto suceda el metal que une se debe fundir, del mismo modo en que se funden dos metales para realizar una aleación.

### **2.15.1.- Soldadura de arco metálico con electrodo revestido (GMAW).**

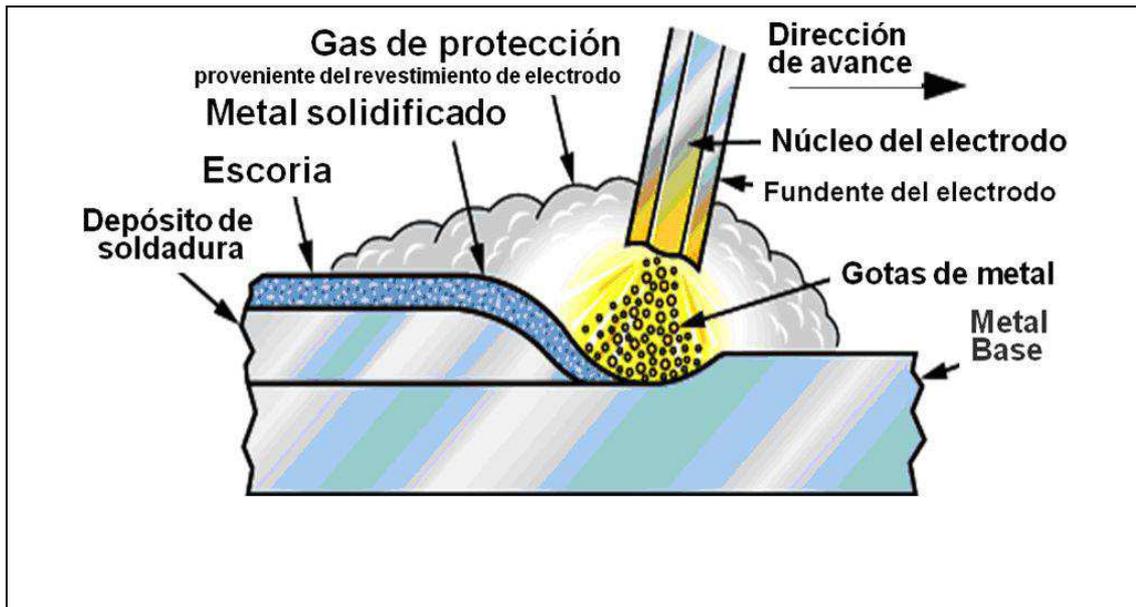
“La soldadura con arco es muy aceptada en la industria en general y en la industria automotriz, en particular y se emplea también en las granjas debido a que el equipo es más barato y portátil. Este tipo de soldadura es más utilizado por los soldadores que todos los demás tipos”.<sup>38</sup>

Estos procesos usan una fuente de alimentación para soldadura, para crear y mantener un arco eléctrico entre un electrodo y el material base para derretir los metales en el punto de la soldadura. Pueden usar tanto corriente continua (DC) como alterna (AC), y electrodos consumibles o no consumibles. A veces, la región de la soldadura es protegida por un cierto tipo de gas inerte o semi inerte, conocido como gas de protección, y el material de relleno a veces es usado también.

A continuación se ilustra en la figura el proceso de soldadura, con electrodo revestido.

---

<sup>38</sup> GALVERY William, Guía de soldadura para el técnico profesional, Editorial LIMUSA, México 2009, p.107.



**Figura 2.17. Diagrama esquemático del proceso de soldadura.**

*FUENTE: ANDRES MURILLO. Soldadura por arco eléctrico. 2008*

*<http://andresmurillo-murillo.blogspot.com/2008/08/soldadura-por-arco-electrico.html>*

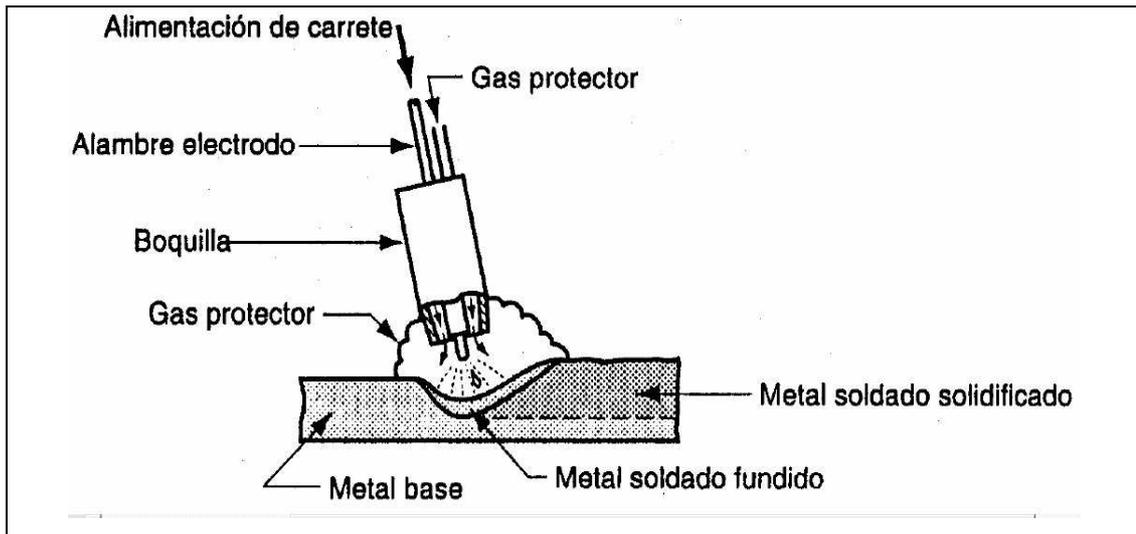
### **2.15.2.- SOLDADURA DE ARCO METALICO CON PROTECCIÓN DE GAS (MIG).**

“A esta soldadura también se la conoce con el nombre de arco metálico con gas inerte (MIG, metal gas inert welding), o soldadura con alimentación de alambre. A las maquinas que se utilizan en este proceso se las denomina alimentadoras de alambre”.<sup>39</sup>

La soldadura GMAW, Es un proceso sumamente sencillo, aunque requiere de habilidades técnicas muy específicas, tiene el inconveniente de que es un proceso con poca productividad, debido fundamentalmente a que no es un proceso continuo, dada esta limitación se desarrollo el proceso de soldadura MIG. Que va a permitir al operador una mayor continuidad en la operación, y también tendrá una mejor utilización del material de aporte.

<sup>39</sup> GALVERY William, Guía de soldadura para el técnico profesional, Editorial LIMUSA, México 2009, p.131.

Este equipo fundamentalmente opera bajo el mismo principio de la soldadura con electrodo, con una diferencia significativa, ya que el material de aporte viene en rollos y en forma de alambre continuo, lo que permite una mayor movilidad en la ejecución, y con el beneficio, de que requiere un poco menos de destrezas técnicas de parte del operario. En la siguiente figura se observa Soldadura metálica con arco eléctrico y gas.



**Figura 2.18. Diagrama esquemático del proceso de soldadura (MIG).**

*FUENTE: UMSS – Facultad de Ciencias y Tecnología. Ing. Mecánica – Tecnología Mecánica II  
<http://materias.fcyt.umss.edu.bo/tecnologia-II/PDF/cap-43.pdf>*

La soldadura MIG, es relativamente más productiva que la soldadura por arco manual, donde las pérdidas de productividad ocurren cada vez que el soldador se detiene para reemplazar el electrodo consumido.

#### **2.15.2.1.- Clasificación del alambre para el proceso de soldadura mig.**

Los alambres sólidos se clasifican, usando una serie de números y letras. Para acero al carbono la clasificación está basada en las propiedades mecánicas del depósito de soldadura y su composición química.

**ER – 70 S – 6**

(1) (2) (3) (4)

- (1) Las primeras dos letras lo identifican como alambre o varilla desnuda.
- (2) Los dos primeros números indican la fuerza tensil X 1000 PSI.
- (3) La letra intermedia significa su estado físico sólido.
- (4) Composición química del alambre.

En la siguiente tabla se puede apreciar los valores de las resistencias de los electrodos:

Clasificación AWS	Gas de protección	Resistencia a la tensión KSI (MPa)	Límite elástico KSI (MPa)	% Elongación mínimo en 2 Pulgs.	Resistencia al impacto mínimo en Joules a °C
ER70S-2	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	27 a - 29°C
ER70S-3	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	27 a - 18°C
ER70S-4	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	---
ER70S-5	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	---
ER70S-6	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	27 a - 29°C
ER70S-7	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	27 a - 29°C

**Tabla 2.4. Resistencia mínima de las clases de electrodos<sup>40</sup>**

## 2.16.- VARIADORES DE VELOCIDAD O CONVERTIDORES DE FRECUENCIA

Estos dispositivos entregan voltaje y frecuencia variable conforme a la necesidad del motor y la carga a él conectada.

Para tal efecto, toma la alimentación eléctrica de la red, cual tiene voltaje y frecuencia fija, la transforma en un voltaje continuo (Rectificador más Filtro) y luego

<sup>40</sup> Fuente: *ELECTRODOS INFRA. Manual de electrodos para soldar*  
[http://www.infra.com.mx/servicio\\_atencion/libreria/eisa/documentos/manual\\_electrodos/introduccion.pdf](http://www.infra.com.mx/servicio_atencion/libreria/eisa/documentos/manual_electrodos/introduccion.pdf)

lo transforma en voltaje alterno trifásico de magnitud y frecuencia variable por medio de un Inversor.<sup>41</sup>



**Figura 2.19. Variador de Frecuencia<sup>39</sup>**

### **2.16.1.- Etapas de funcionamiento**

- Etapa Rectificadora. Convierte la tensión alterna en continua mediante rectificadores de diodos, tiristores, etc.
- Etapa intermedia. Filtro para suavizar la tensión rectificada y reducir la emisión de armónicos.
- Inversor. Convierte la tensión continua en otra de tensión y frecuencia variable mediante la generación de pulsos.
- Etapa de control. Esta etapa controla los IGBT para generar los pulsos variables de tensión y frecuencia. Y además controla los parámetros externos en general, etc.

---

<sup>41</sup>POTENCIA ELECTROMECHANICA S.A. *Variadores de Velocidad o Inversores de Frecuencia*  
[http://www.potenciaelectromecanica.com/variadores\\_frecuencia.php](http://www.potenciaelectromecanica.com/variadores_frecuencia.php)

## **2.16.2.- Tipos de variadores de velocidad**

En términos generales, puede decirse que existen tres tipos básicos de variadores de velocidad: mecánicos, hidráulicos y eléctrico-electrónicos. Dentro de cada tipo pueden encontrarse más subtipos

“Los variadores de velocidad mecánicos e hidráulicos generalmente son conocidos como transmisiones cuando se emplean en vehículos, equipo agroindustrial o algunos otros tipos de maquinaria.”<sup>42</sup>

### **2.16.2.1.- Variadores mecánicos**

Variadores de paso ajustable: estos dispositivos emplean poleas y bandas en las cuales el diámetro de una o más poleas puede ser modificado.

Variadores de tracción: transmiten potencia a través de rodillos metálicos. La relación de velocidades de entrada/salida se ajusta moviendo los rodillos para cambiar las áreas de contacto entre ellos y así la relación de transmisión.

### **2.16.2.2.- Variadores hidráulicos**

Variador hidrostático: consta de una bomba hidráulica y un motor hidráulico (ambos de desplazamiento positivo).

Variador hidrodinámico: emplea aceite hidráulico para transmitir par mecánico entre un impulsor de entrada (sobre un eje de velocidad constante) y un rotor de salida (sobre un eje de velocidad ajustable).

---

<sup>42</sup> INTERNET, <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia43/HTML/Articulo05.htm>

### 2.16.2.3.- Variadores eléctrico-electrónicos

Existen tres categorías de variadores de velocidad eléctrico-electrónicos.

- Variadores para motores de CC.
- Variadores de deslizamiento.
- Variadores para motores de CA conocidos como variadores de frecuencia.

Para el diseño de la maquina utilizaremos un variador eléctrico para motores de corriente alterna debido a que en este variador, la frecuencia y la velocidad son directamente proporcionales de tal manera que al aumentar la frecuencia de alimentación al motor, se incrementará la velocidad del eje, y al reducir el valor de la frecuencia disminuirá la velocidad del mismo. Este variador manipula la frecuencia de alimentación al motor a fin de obtener el control de la velocidad de la máquina.

## 2.17.- TIEMPO DE ARRANQUE DE UN MOTOR ELÉCTRICO

### 2.17.1.- Determinación del momento de inercia <sup>43</sup>

En los procesos de arranque y frenado habrá que conocer, además de la curva representativa del par resistente, el momento de inercia de la máquina y del acoplamiento, expresado en  $\text{kg m}^2$  y reducido a la velocidad de rotación del motor.

El par de inercia no es un par de giro sino una característica propia de un cuerpo referido a su eje de giro. El par de inercia es la suma (integral) de todas las partículas ( $Dm$ ) de un cuerpo, multiplicada cada una por el cuadrado de su distancia al eje de giro es decir:

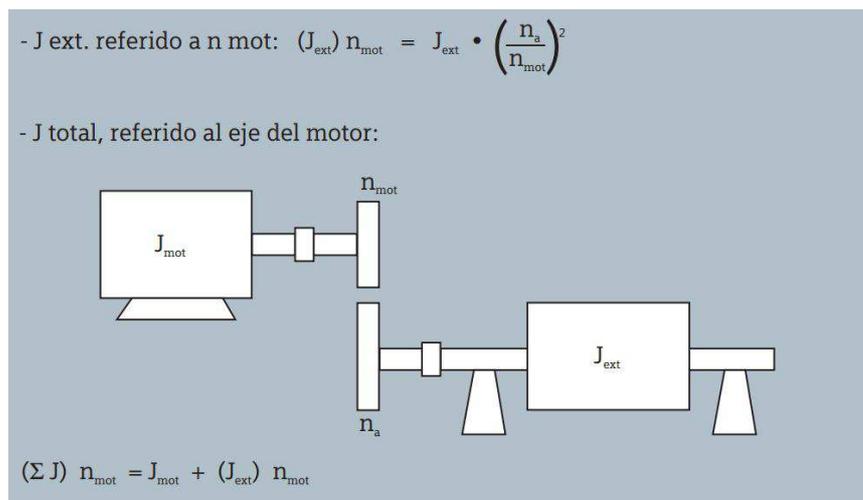
$$J = \Delta m_1 r^2 + \Delta m_2 r^2 + \dots = \Sigma \Delta m r^2 \quad \text{Ecuación 2.44}$$

---

<sup>43</sup>SIEMENS. Motores trifásicos de inducción. Generalidades  
[http://prof.usb.ve/jaller/Guia\\_Maq\\_pdf/cat\\_motores\\_ind.pdf](http://prof.usb.ve/jaller/Guia_Maq_pdf/cat_motores_ind.pdf)

Para reducir el momento de inercia de un cuerpo con una velocidad de rotación cualquiera, a la velocidad de giro del eje del motor, o para pasar de una masa sometida a un movimiento rectilíneo a un momento de impulsión equivalente, se hará uso de la relación que a continuación se expone:

$$(J_{ext})n_{mot} = J_{ext} * \left(\frac{n_a}{n_{mot}}\right)^2 \quad \text{Ecuación 2.45}$$



**Figura 2.20. Momento de inercia reducido a un eje**

### 2.17.2 Determinación del tiempo de arranque

Si se conoce el par medio de aceleración, se puede determinar aproximadamente el tiempo de duración del ciclo de arranque, desde  $n = 0$  hasta  $n = nb$  de la siguiente forma:

$$ta = \frac{\Sigma J nb}{9.55 M_{bmi}} \quad \text{Ecuación 2.46}$$

Donde:

$ta$ : tiempo de arranque (s)

$J$ : momento de impulsión total (kgm<sup>2</sup>)

$nb$ : velocidad de rotación de servicio (rpm)

$M_{bmi}$ : par medio de aceleración (Nm)

El momento de inercia total es igual al momento de inercia del motor más el correspondiente a la máquina accionada y al acoplamiento o bien más el correspondiente a las poleas, catarinas (reducido a la velocidad de rotación del eje del motor).

Si el tiempo de arranque así determinado fuese superior a 10 s. aproximadamente, sería preciso consultar para determinar si el arranque es admisible, considerando el calentamiento del motor. Igualmente será necesario verificar el cálculo en caso de que en pequeños intervalos se repitan los arranques.

En caso de que, por ser grande el momento de inercia y elevado el par resistente, no se pueda conseguir un arranque correcto utilizando un motor con la clase de par más elevada de las que figuran en las tablas de selección, habrá que tomar un motor mayor.

### **2.17.2 Determinación de la potencia**

La potencia se expresa de la siguiente forma:

$$P \text{ (kW)} = \frac{M * n}{955 * 1000} \qquad \text{Ecuación 2.47}$$

Donde:

P: potencia (kW)

M: par motor (N.m)

n : velocidad de rotación (rpm)

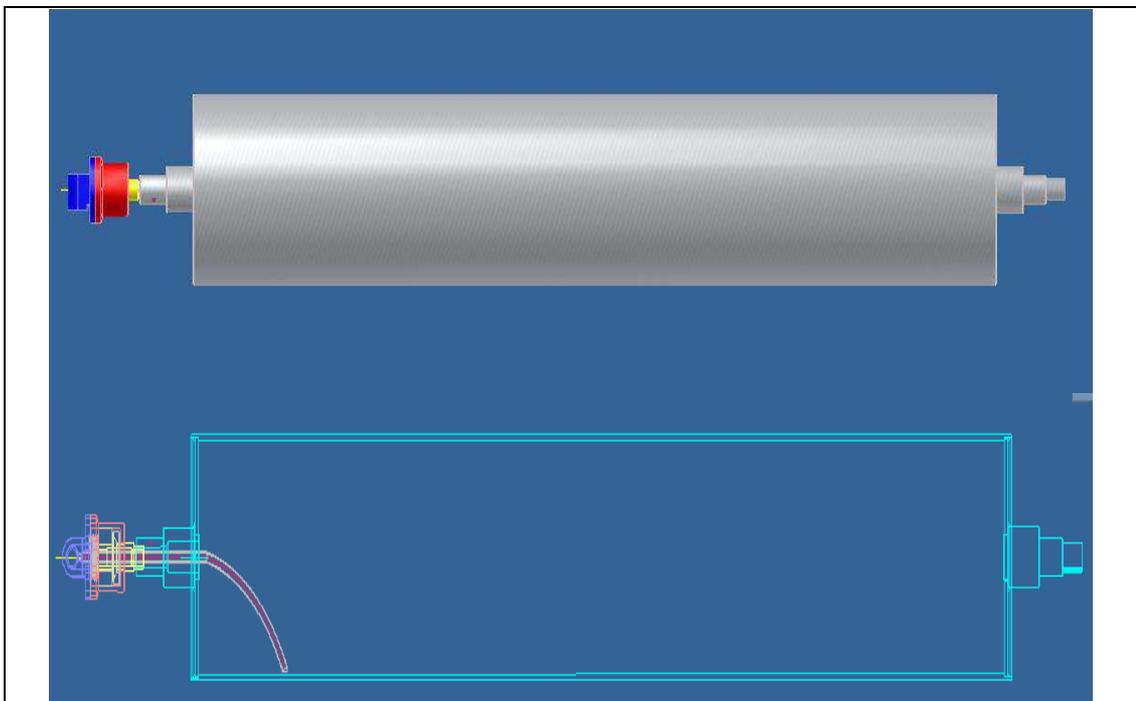
## CAPITULO III CÁLCULOS DE DISEÑO

### 3.- DISEÑO DEL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR.

En el siguiente capítulo se detallara los cálculos realizados para el diseño de los cilindros que conforman la calandra, tanto del cilindro térmico planchador, como los cilindros de transmisión.

#### 3.1.- CÁLCULOS PARA LA TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR.

En la siguiente figura se ilustra el cilindro térmico planchador:



**Figura 3.1. Cilindro térmico planchador.**

*Fuente: Diseño de calandra, realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*

Para el diseño del cilindro térmico planchador se requiere determinar, la cantidad de calor y de vapor, que necesita el mismo para su funcionamiento, y para esto se requiere el cálculo de los siguientes parámetros:

1. El espesor del cilindro térmico planchador, (**TUBERÍA DE ACERO AL CARBONO ASTM A53**), por medio de la Sección VIII, división I del Código ASME. (Anexo4).
2. La resistencia a la presión interna del cilindro térmico planchador, (**TUBERÍA DE ACERO AL CARBONO ASTM A53**), por medio del análisis de presurización.
3. Calor para evaporar el tejido mojado, con el cilindro térmico planchador, esto con los datos que proporciona la tabla del Catálogo Electrolux, (Anexo5). Así como también se utiliza datos de la temperatura que proporciona la Norma ISO 9398–1, (Anexo3).
4. La temperatura de la pared interna que está en contacto con el líquido, en este análisis se utilizara un coeficiente de transferencia de calor  $h = 1500 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2\text{°F}}$ , debido a que la transferencia de calor es por convección.
5. La temperatura de la pared exterior del cilindro de acero, esto se lo realiza por medio de la transferencia de calor por conducción.
6. La pérdida de calor por convección con el aire, para esto se requiere calcular:
  - A. El coeficiente de transferencia de calor del aire en contacto con el algodón, ( $h_{\text{alg}}$ ).
  - a) El espesor de la tela.
  - b) La temperatura de la pared exterior del algodón para esto se determinan:

- Coeficiente de exposición térmica.
- Número de Grashof.
- Número de Rayleigh.
- Número de Nusselt.

B. El coeficiente de transferencia de calor del aire en contacto con el acero ( $h_{ac}$ ).

- Coeficiente de exposición térmica.
- Número de Grashof.
- Número de Rayleigh.
- Número de Nusselt.

7. La pérdida de calor por radiación, para esto se requiere calcular:

C. Coeficiente de transferencia de calor por radiación con la temperatura exterior del algodón:

- Temperatura media entre la temperatura del algodón y la del aire.

D. Coeficiente de transferencia de calor por radiación con la temperatura exterior del acero:

- Temperatura media entre la temperatura del acero y la del aire.

Con los resultados de los parámetros antes mencionados, se podrá obtener las cantidades de calor y de vapor, que se requieren para lograr un trabajo eficiente del cilindro térmico planchador.

### 3.1.1.- Cálculo del espesor requerido para el cilindro térmico planchador.

Para el diseño del cilindro térmico planchador, se utilizara, (TUBERÍA DE ACERO AL CARBONO ASTM A53), de la cual se analizara un espesor requerido, el mismo que debe resistir la presión a la cual va estar sometido el cilindro térmico planchador. Para igualar el trabajo de las calandras existentes, se ha tomado referencia a la presión con la cual trabajan, tomada de la tabla del Catálogo Electrolux, (Anexo5). Presión de 900KPa.

El cálculo está referido a la Sección VIII, división I del Código ASME. (Anexo4).

“El espesor mínimo de pared para una carcasa cilíndrica se establezca resolviendo la ecuación de la tensión circunferencial, suponiendo que no hay mas cargas que la de la presión interna; otras cargas adicionales se tendrán en cuenta, si se tiene que aumentar el espesor mínimo inicial requerido por la pared, para mantener las tensiones calculadas por debajo de los valores de las admisibles”<sup>44</sup>

Calculo de espesor mediante norma ASME

$$e = \frac{pR}{(SE) - (0.6P)} \quad \text{Ecuacion 3.1}$$

Donde:

n: factor de seguridad.

e: espesor minimo requerido (m, pies)

p: presion interna de diseño (KPa, PSI)

R: radio interno (m, pies)

---

<sup>44</sup>Código ASME, Sección VIII, división I.

S: tensión admisible a la temperatura de diseño (PSI, KPa)

E: eficiencia menor de junta soldada aligamento

$T_s$ : resistencia mínima de tracción del acero

Presión de vapor = 900 KPa

$$T_s = 52 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \rightarrow \text{Resistencia a la tracción}$$

$$T_s = 510 \text{ MPa}$$

$$e = \frac{0.900 \text{ MPa}(0.1524 \text{ m})}{(120 \text{ MPa} * 1) - (0.6 * 0.900 \text{ MPa})}$$

$$e = 0.00115 \text{ m} = 1.15 \text{ mm}$$

Cálculo del espesor mediante tracción simple

$$e_{\min} = \frac{pR}{T_s}$$

Ecuación 3.2

$$e_{\min} = \frac{0.900 \text{ MPa}(0.1524 \text{ m})}{510 \text{ MPa}} = 0.000268 \text{ m} = 0.27 \text{ mm}$$

Espesor recomendado según NORMA ASME: 1.15 mm

$$n = \frac{\text{Espesor recomendado}}{\text{Espesor mínimo}} = \frac{1.15}{0.27}$$

$$n = 4.25$$

Para la construcción se utilizará: TUBERÍA DE ACERO AL CARBONO ASTM A53, ver (Anexo 5).

Datos de la tubería necesarios para el cálculo:

$\varnothing_{Ext} = 12.75 \text{ plg} = 323.8 \text{ mm}$	$r_o = 6.38 \text{ plg} = 161.9 \text{ mm}$
$\varnothing_{Int} = 12 \text{ plg} = 304.8 \text{ mm}$	$r_i = 6 \text{ pl} = 152.4 \text{ mm}$
Espesor = 0.344 plg = 8.74 mm	
Presión de prueba ASTM A53 Grado B; $P = 1130 \text{ psi} = 79 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$	

Una vez maquinado el tubo debido a la necesidad de una superficie lisa su diámetro exterior será:

$$\varnothing_{Ext} = 12.6 \text{ plg} = 320 \text{ mm}$$

$$r_o = 6.30 \text{ plg} = 160 \text{ mm}$$

Y tendrá un espesor de:

$$\text{Espesor} = 0.29 \text{ plg} = 8 \text{ mm}$$

El espesor de 8mm del tubo de 12 plg excede el espesor recomendado de 1,15 mm por lo que es posible su utilización para el diseño

$$\text{Peso del tubo} = 40.58 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} = 67.90 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$\text{Longitud util} = 2100 \text{ mm}$$

### 3.1.2.- Análisis de presurizado en el interior del cilindro

Se debe realizar un análisis de distinción de pared delgada, o pared gruesa:

$$\frac{d_i}{t} > 40 \quad \frac{12 \text{ plg}}{0.344 \text{ plg}} > 40 \quad 34.88 > 40 \quad \text{Cilindros de pared delgada}$$

$$\frac{d_i}{t} < 40 \quad \frac{12 \text{ plg}}{0.344 \text{ plg}} > 40 \quad 34.88 < 40 \quad \text{Cilindros de pared gruesa}$$

Se determinan los Esfuerzos tangencial y radia por medio de la ecuación 2.10, 2.11, 2.13, descritas en el capítulo II.

$$\sigma_r = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_r = \frac{0.1524^2 * 900\text{KPa}}{0.1619^2 - 0.1524^2} \left( 1 - \frac{0.1619^2}{0.1524^2} \right)$$

$$\sigma_r = -900\text{KPa}$$

$$\sigma_{r-\text{max}} = 900\text{KPa}$$

$$\sigma_t = \frac{r_i^2 p_i}{r_o^2 - r_i^2} \left( 1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right)$$

$$\sigma_t = \frac{0.1524^2 * 900\text{KPa}}{0.1619^2 - 0.1524^2} \left( 1 + \frac{0.1619^2}{0.1524^2} \right)$$

$$\sigma_t = 16 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t\text{max}} = p_i \left( \frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \right)$$

$$\sigma_{t\text{max}} = 900\text{KPa} \left( \frac{0.1619^2 + 0.1524^2}{0.1619^2 - 0.1524^2} \right)$$

$$\sigma_{t\text{max}} = 16\text{MPa}$$

Para el cálculo del factor de seguridad en cilindros empleamos la teoría de Distorsión.

Empleando la ecuación 2.13, calculamos el esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t * \sigma_r}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(16^2 + 0.900^2) - (16 * 0.900)}$$

$$\sigma_e = 15.5 \text{ MPa}$$

Factor de Seguridad para cilindros presurizados:

La tubería empleada tiene un esfuerzo a la tracción de 415MPa (Anexo 5).

$$n = \frac{S_{ut}}{\sigma_e}$$

Donde:

S<sub>ut</sub>: Esfuerzo a la tracción

σ<sub>e</sub>: Esfuerzo de Von Mises

$$n = \frac{415\text{MPa}}{15.5 \text{ MPa}} = 26.77$$

El factor de seguridad muestra que el tubo seleccionado opera sin ningún tipo de problema ante los esfuerzos tangencial y radial que se presentan en su interior.

### **3.1.3.- Cálculo de la pérdida de calor en el cilindro planchador**

Una vez que se ha obtenido la tubería adecuada para el diseño, se procede a calcular las pérdidas de calor que se producen por medio de la evaporación del agua.

Para empezar con los cálculos se consideran los datos que proporciona la tabla del Catálogo Electrolux, (Anexo5). Así como también se utiliza datos de la temperatura que proporciona la Norma ISO 9398–1, (Anexo3).

Datos del catálogo:

$$\varnothing_{\text{Cilindro}} = 457\text{mm}$$

$$\text{Longitud} = 3170\text{mm}$$

Presión recomendada de vapor = 900KPa

$$\text{Área del cilindro catálogo electrolux} = \frac{\pi\varnothing^2}{4} = \frac{\pi(457)^2}{4} = 164030\text{mm}^2$$

Capacidad de evaporación: 93 l/h.

$$\text{Longitud}_{\text{Útil}} = 2100\text{mm}$$

Presión recomendada de vapor = 900KPa

Condiciones de prueba: Norma ISO 9398 – 1

50% de humedad residual contenida

Algodón 180g/m<sup>2</sup>

100% de uso del cilindro

Temperatura ambiente:  $T_{\infty} = 70^{\circ}\text{F}$

Datos a emplearse para el diseño del cilindro planchador:

Temperatura ambiente a la presión atmosférica Tablas termodinámicas, (Anexo 5)

$T = 212^{\circ}\text{F}$  Temperatura de saturación

$$h_{fg} = 970.4 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}}$$

$$\varnothing_{\text{Cilindro}} = 320\text{mm}$$

$$\text{Longitud}_{\text{Útil}} = 2100 \text{ mm}$$

Presión de vapor = 900 KPa

$A_{CTP}$  : Área del cilindro térmico planchador

$$A_{CTP} = \frac{\pi \varnothing^2}{4} = \frac{\pi (320)^2}{4}$$

$$A_{CTP} = 80424\text{mm}^2 = 0.080424\text{m}^2$$

Se realiza una relación entre las aéreas de los cilindros para obtener el dato de la cantidad de evaporación:

$$\text{Relación de Areas} = \frac{80424\text{mm}^2 = \text{área del cilindro a emplearse}}{164030\text{mm}^2 = \text{área cilindro catalogo electrolux}} = 0.5$$

Con esta relación obtengo el flujo volumétrico, ( $\dot{V}$ ):

$$\dot{V} = (0.5) \times \left( 93 \frac{\text{lt}}{\text{h}} \left| \frac{0.001\text{m}^3}{1\text{lt}} \right| \right) = 0.047 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

La capacidad de trabajo de la calandra, se calcula principalmente por la cantidad de agua del tejido mojado que ésta puede evaporar. Esta cantidad se calcula a partir de la norma ISO 9398-1. Para igualar las capacidades de las calandras existentes en el mercado se tomó el dato de la tabla del catálogo ICE44832 Calandra Electrolux. (Anexo 5), volumen específico tablas termodinámicas, (Anexo 5).

Capacidad de trabajo (flujo másico del agua a evaporar)

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\text{Flujo volumetrico}}{\text{Volumen específico}} = \frac{\dot{V}}{v}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{0.047 \frac{m^3}{h}}{4.73 \times 10^{-4} \frac{m^3}{lbm}} = 99.22 \frac{lbm}{h}$$

Pérdida de calor por evaporación de agua:

$$Q_{eva} = m_{H_2O} * h_{fg}$$

Donde:

$Q_{eva}$ : Calor necesario para la evaporación.

$\dot{m}_{H_2O}$ : Flujo másico del agua a evapora

$h_{fg}$ : Calor de evaporación

$$Q_{eva} = 99.22 \frac{lbm}{h} \left( 970.4 \frac{Btu}{lbm} \right) = 96283 \frac{Btu}{h}$$

$$Q_{eva} = 96283 \frac{Btu}{h} = 28.2 \text{ KW}$$

### 3.1.4.- Cálculo de la temperatura de la pared interna del cilindro planchador ( $T_w$ ).

Como se describió en la teoría de diseño, para los cálculos con vapor se adopta un valor para  $h$  y este será de  $1500 \frac{BTU}{h \text{pie}^2 \text{°F}}$ , y procedemos a calcular la temperatura de

la superficie interior del cilindro por medio de la ecuación 2.9. En los cálculos siguientes se trabajara con las unidades del sistema ingles, y al determinar la transferencia de calor se realizara las conversiones necesarias para el SI.

$$h = 0.73 \left( \frac{K_{liq}^3 \cdot \rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{vap}) g h_{fg}}{\mu_{liq} (T_{sat} - T_w) d} \right)^{1/4}$$

Despejando la temperatura se obtiene lo siguiente:

$$\left( \frac{h}{0.73} \right)^4 = \left( \frac{K_{liq}^3 \cdot \rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{vap}) g * h_{fg}}{\mu_{liq} (T_{sat} - T_w) d} \right)^{1/4}$$

$$(T_{sat} - T_w) = \frac{K_{liq}^3 \cdot \rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{vap}) g * h_{fg}}{\mu_{liq} \left( \frac{h_i}{0.73} \right)^4 d}$$

$$T_w = T_{sat} - \frac{K_{liq}^3 \cdot \rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{vap}) g * h_{fg}}{\mu_{liq} \left( \frac{h}{0.73} \right)^4 d}$$

Los datos de conductividad térmica, densidad, viscosidad los obtenemos de las tablas de propiedades de los fluidos en estado saturado, (Anexo 5).

Por medio de la interpolación obtenemos los datos necesarios para determinar la temperatura interna del cilindro térmico planchador ( $T_w$ ):

Temperatura (°F)	Viscosidad (pie <sup>2</sup> /seg)
320	0.204x10 <sup>-6</sup>
347.37	$V_1 = 0.1903$ pie <sup>2</sup> /seg
356	0.1816x10 <sup>-6</sup>

Temperatura (°F)	Densidad (lb/pie <sup>3</sup> )
------------------	---------------------------------

320	56.79
347.37	$\rho_1 = 55.80 \text{ lb/pie}^3$
356	55.50

$$\mu_1 = V_1 * \rho_1$$

$$\mu_1 = 0.1903 * 10^{-5} \text{k} \frac{\text{pie}^2}{\text{seg}} \left( 55.80 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \right) = 1.061 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{pie} * \text{seg}}$$

$$\mu_1 = 1.061 \times 10^{-4} \frac{\text{lb}}{\text{pie} * \text{seg}} * 3600 = 0.3822 \frac{\text{lb}}{\text{pie} * \text{h}}$$

Temperatura (°F)	Densidad de vapor (lb/pie <sup>3</sup> )
260	0.0346
347.37	$\rho_v = 0.0307 \text{ lb/pie}^3$
350	0.0306

Temperatura (°F)	Conductividad (Btu/h pie °F)
320	0.393
347.37	$K_1 = 0.390 \text{ Btu/h pie}^\circ\text{F}$
356	55.50

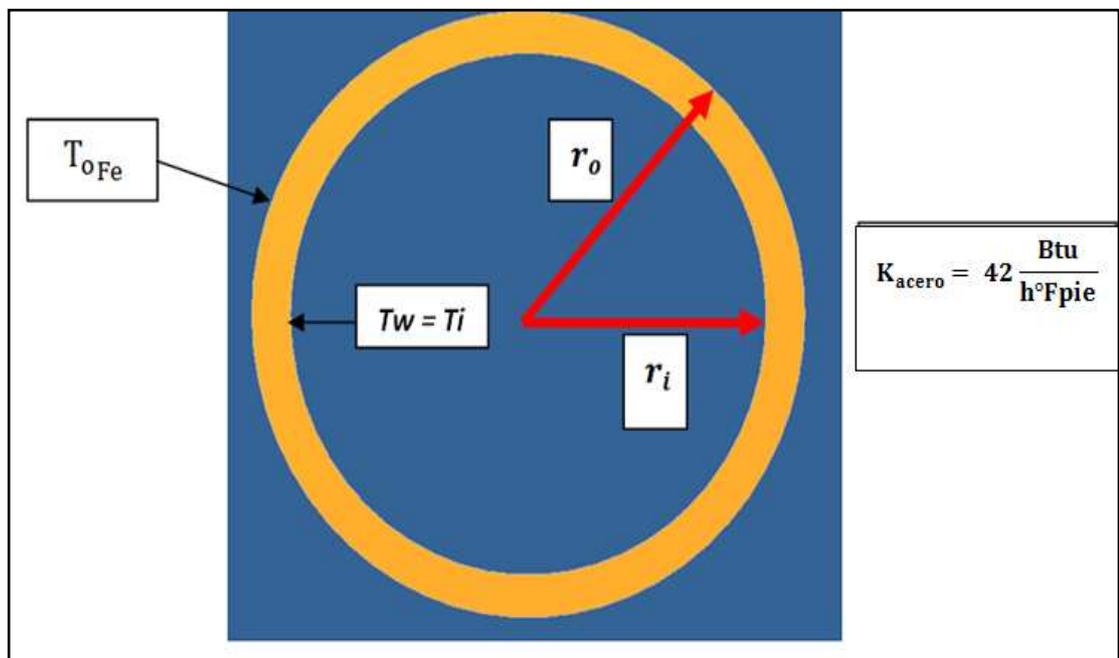
$$T_w = 347.32^\circ\text{F} - \left[ \frac{\left( 0.390 \frac{\text{BTU}}{\text{hpie}^\circ\text{F}} \right)^3 \cdot 55.80 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} (55.80 - 0.0307) \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3} \left( 4.147 \times 10^8 \frac{\text{pie}}{\text{h}^2} \right) 970.4 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}}{0.37 \frac{\text{lb}}{\text{pieh}} \left( \frac{1500 \frac{\text{BTU}}{\text{hpie}^2^\circ\text{F}}}{0.73} \right)^4 (1) \text{pie}} \right]$$

$$T_w = 347.32^\circ\text{F} - \left[ \frac{7.42 \times 10^{13}}{6.59 \times 10^{12}} \right] = 336^\circ\text{F} = 169^\circ\text{C}$$

Temperatura interna ( $T_w$ ) = 336°F = 169°C

### 3.1.5- Cálculo de la temperatura de la pared exterior del cilindro térmico planchador.

Para conseguir la temperatura exterior del cilindro debemos aplicar la teoría, de conducción de calor unidimensional en estado estacionario que se menciona en el segundo capítulo, ya que la transferencia de calor que se produce es por conducción, como se ilustra en la siguiente figura:



**Figura 3.2. Cilindro con sus superficies interna y externa.**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores.*

$T_{oFe}$ : temperatura exterior del cilindro

$K_{acero}$ : conductividad térmica

El calor perdido por la evaporación es el mismo que se emplea para la determinación de la temperatura interior como exterior del cilindro planchador, y los datos para determinar  $T_{oFe}$ , (temperatura de la pared exterior del acero), son los siguientes:

$$Q = Q_{eva} = 96283 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$T_i = 336^\circ\text{F}$$

$$K_{acero} = 42 \frac{\text{Btu}}{\text{h}^\circ\text{Fpie}}$$

$$r_o = 6.3 \text{ plg}$$

$$r_i = 6 \text{ plg}$$

$$L = 6.88 \text{ pie}$$

$$Q = \frac{2\pi KL(T_i - T_{oFe})}{\ln(r_o/r_i)}$$

$$Q * \ln(r_o/r_i) = 2\pi KL(T_i - T_{oFe})$$

$$\frac{Q * \ln(r_o/r_i)}{2\pi KL} = (T_i - T_{oFe})$$

$$T_{oFe} = T_i - \left( \frac{Q * \ln(r_o/r_i)}{2\pi KL} \right)$$

$$T_{oFe} = 336^\circ\text{F} - \left( \frac{96283 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} * \ln(6.3\text{plg}/6\text{plg})}{2\pi * 42 \frac{\text{Btu}}{\text{h}^\circ\text{Fpie}} * 6.88\text{pie}} \right)$$

$$T_{oFe} = 336^\circ\text{F} - \left( \frac{4561.25}{1815.6} \right)$$

$$T_{oFe} = 333.5^{\circ}F = 167.5^{\circ}C = 168^{\circ}C$$

Temperatura de la pared exterior del acero =  $333.5^{\circ}F = 168^{\circ}C$

### 3.1.6.- Pérdida de calor por convección.

En esta parte del cálculo se determinara la perdida de calor que tiene el cilindro térmico planchador, con respecto a los factores y condiciones que lo rodea.

#### 3.1.6.1- Cálculo de temperatura de la pared exterior del algodón

Se realizan las siguientes suposiciones para determinar la temperatura de la pared exterior del algodón:

1. Se supone un 100% del uso del cilindro y algodón de  $180\text{gr}/\text{m}^2$ .
2. La temperatura interior de la pared del algodón es la misma que la temperatura exterior de la pared del acero.
3. Se considera la tela con una humedad del 50%.
4. Determinamos un valor de la conductividad térmica entre el algodón y su porcentaje de humedad, estos valores tablas (Anexo 5).

De acuerdo a las suposiciones anteriormente expuestas se procede a determinar un valor de la, conductividad promedio ( $K_{tot}$ ), que relacione tanto a la conductividad térmica del agua como la del algodón:

$K_{tot}$ : conductividad promedio entre el agua y el algodón.

$$K_{alg} = 0.034 \frac{\text{Btu}}{\text{h}^{\circ}\text{Fpie}}$$

$$K_{\text{agua}} = 0.392 \frac{\text{Btu}}{\text{h}^\circ\text{Fpie}} \text{ este valor a la temperatura de Ti}$$

$$K_{\text{tot}} = \frac{(K_{\text{alg}} + K_{\text{agua}})}{2} = 0.213 \frac{\text{Btu}}{\text{h}^\circ\text{Fpie}}$$

### 3.1.6.2.- Cálculo del espesor de la ropa ( $E_r$ ).

$$\rho_{\text{Alg}} = 80 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} = 80000 \frac{\text{gr}}{\text{m}^3}$$

$\rho_{\text{Alg}}$ : densidad del algodón

$T_{o \text{ alg}}$ : temperatura exterior del algodón

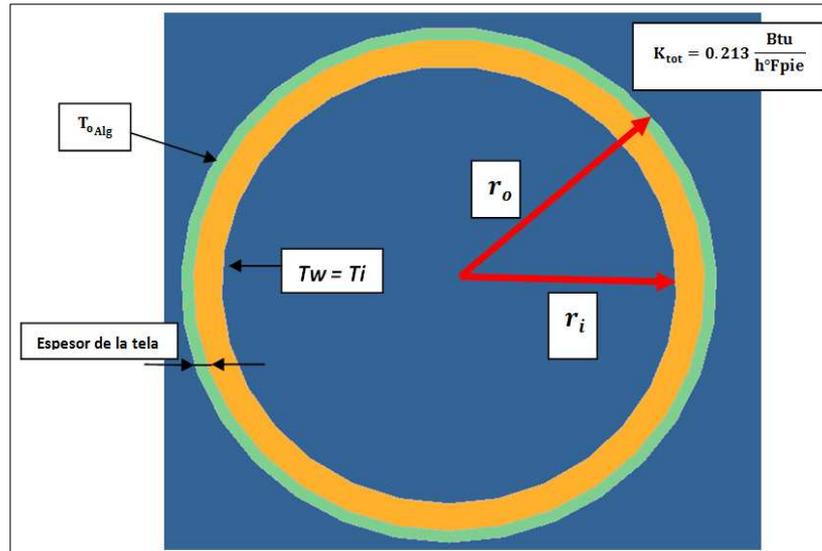
Según Norma ISO 9398-1 → Algodón de 180gr/m<sup>2</sup>

$$E_r = \frac{180 \text{ gr/m}^2}{80000 \text{ gr/m}^3} = 2.25 \times 10^{-3} \text{ m} = 2.25 \text{ mm}$$

$$E_r = 2.25 \text{ mm} + 2.0 \text{ mm}_{(\text{espesor de banda})}$$

$$E_r = 4.25 \text{ mm} = 0.16 \text{ plg}$$

En la siguiente figura se observa el cilindro térmico planchador, con un nuevo radio exterior una vez aumentado el espesor total de la tela



**Figura 3.3. Cilindro incluido el espesor de la tela**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*

La temperatura exterior del algodón la determinamos, por medio de la transferencia de calor por conducción.

$$T_{oAlg} = T_i - \left( \frac{Q * \ln(r_o/r_i)}{2\pi KL} \right)$$

$$T_{oAlg} = 315.4^{\circ}\text{F} - \left( \frac{96283 * \ln(6.41/6.3)}{2\pi * 0.213 * 6.88} \right)^{\circ}\text{F}$$

$$T_{oAlg} = 333.5^{\circ}\text{F} - \left( \frac{2390.89}{12.67} \right)^{\circ}\text{F}$$

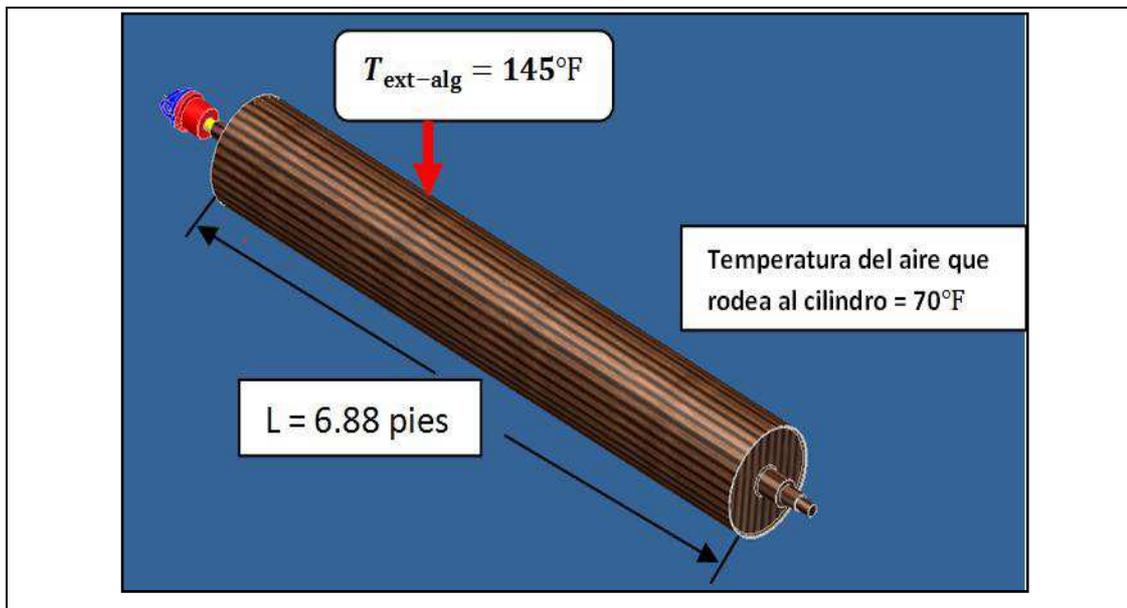
$$T_{oAlg} = 144.8^{\circ}\text{F} = 145^{\circ}\text{F} = 63^{\circ}\text{C}$$

**3.1.6.3.- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del aire en contacto con el algodón.**

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor del aire, debemos recordar lo mencionado en el capítulo II, en lo que se refiere a los números adimensionales, que nos ayudan a determinar el coeficiente requerido. Para determinar este coeficiente se

supondrá que el cilindro se encuentra rodeado en su totalidad por el algodón, esto debido a que las bandas que lo rodean son de algodón.

En la figura 3.4, se observan el cilindro térmico planchador, cubierto por las bandas de algodón, así como los datos para el cálculo por convección natural:



**Figura 3.4. Cilindro cubierto con algodón.**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*

$$d = 12.6\text{plg} + 0.32\text{plg} = 12.92\text{plg}$$

$$T_{\text{película del aire}} = \frac{(145 + 70)^{\circ}\text{F}}{2} = 108^{\circ}\text{F}$$

Se determinan  $K$ ,  $P_r$ ,  $V$ , para una temperatura de película del aire de  $108^{\circ}\text{F} = 110^{\circ}\text{F}$ , datos obtenidos del (Anexo 5).

Por Interpolación:

$$K = 0.01589 \frac{\text{Btu}}{\text{hpie}^{\circ}\text{F}}$$

$$P_r = 0.705$$

$$V = 18.71 \times 10^{-5} \frac{\text{pie}^2}{\text{seg}}$$

Coefficiente de exposición térmica:

$$\beta = \frac{1}{T_{\infty}} = \frac{1}{(460 + 110)} = 1.754 \times 10^{-3} \frac{1}{^{\circ}\text{R}}$$

Aceleración de la Gravedad:

$$g = 32.2 \frac{\text{pies}}{\text{seg}^2}$$

**Número de Grashof (GrD):**

$$\text{GrD} = \frac{g * \beta * \Delta T * D^3}{\nu^2}$$

$$\text{GrD} = \frac{(32.2)(1.754 \times 10^{-3})(145 - 70)(12.92/12)^3}{(18.71 \times 10^{-5})^2}$$

$$\text{GrD} = \frac{5.28}{3.50 \times 10^{-8}}$$

$$\text{GrD} = 1.51 \times 10^8$$

**Número de Rayleigh (RaD9):**

$$\text{RaD} = Pr * \text{GrD} = (0.705)(1.51 \times 10^8)$$

$$\text{RaD} = 1.06 \times 10^8$$

Ya que  $10^4 < RaD < 10^9$  se utiliza: Número de Nusselt.

**Número de Nusselt (Nu):**

$$\text{Nu}_{\text{alg}} = 0.53(\text{GrD} * Pr)^{1/4}$$

$$Nu_{alg} = 0.53(1.06 \times 10^8)^{1/4}$$

$$Nu_{alg} = 53.77$$

$$h_{alg} = \frac{Nu_{promedio} * K}{D}$$

$$h_{alg} = \frac{53.77 * 0.01589}{(12.92/12)}$$

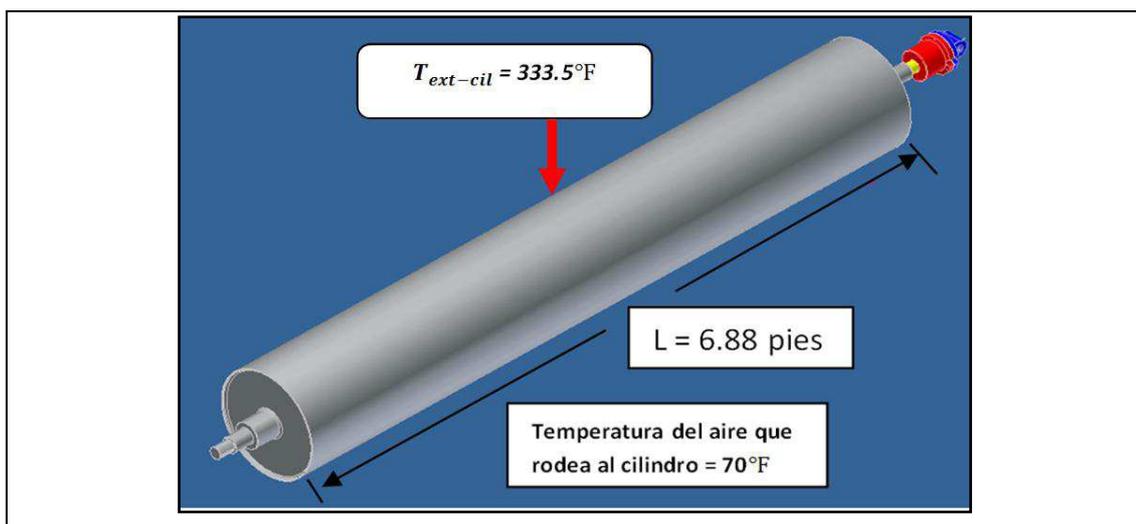
$$h_{alg} = 0.79 \frac{\text{Btu}}{\text{hpie}^2\text{°F}}$$

### 3.1.6.4.- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor del aire en contacto con el acero ( $h_{ac}$ )

Se realizan las siguientes suposiciones para determinar coeficiente de transferencia de calor del aire en contacto con el acero:

1. Extremos tienen la misma temperatura exterior que el resto del cilindro.
2. Convección natural

En la figura 3.5, se observan los datos para el cálculo a realizar:



**Figura 3.5. Cilindro en convección con el aire**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*

$$T_{\text{película del aire}} = \frac{(333.5 + 70)^{\circ}\text{F}}{2} = 201.75^{\circ}\text{F}$$

Se determinan  $K$ ,  $P_r$ ,  $V$ , para una temperatura de película de  $201.75^{\circ}\text{F} = 200^{\circ}\text{F}$ , datos obtenidos del (Anexo 5).

Por Interpolación:

$$K_1 = 0.01804 \text{ Btu/hpie}^{\circ}\text{F}$$

$$P_r = 0.694$$

$$V_1 = 24.22 \text{ pie}^2/\text{seg}$$

Coefficiente de exposición térmica:

$$\beta = \frac{1}{T_{\infty}} = \frac{1}{(460 + 200)} = 1.51 \times 10^{-3} \frac{1}{^{\circ}\text{R}}$$

Aceleración de la Gravedad:

$$g = 32.2 \frac{\text{pies}}{\text{seg}^2}$$

**Número de Grashof:**

$$\text{GrD} = \frac{g * \beta * \Delta T * D^3}{\nu^2}$$

$$\text{GrD} = \frac{(32.2)(1.51 \times 10^{-3})(333.5 - 70)(12.6/12)^3}{(24.22 \times 10^{-5})^2}$$

$$\text{GrD} = \frac{14.83}{5.88 \times 10^{-8}}$$

$$\text{GrD} = 2.52 \times 10^8$$

**Número de Rayleigh (RaD):**

$$RaD = Pr * GrD = (0.694)(2.52 \times 10^8)$$

$$RaD = 1.75 \times 10^8$$

Ya que  $10^4 < Ra < 10^9$  se utiliza: Número de Nusselt

**Número de Nusselt (Nu):**

$$Nu_{ac} = 0.53(GrD * Pr)^{1/4}$$

$$Nu_{ac} = 0.53(1.75 \times 10^8)^{1/4}$$

$$Nu_{ac} = 61$$

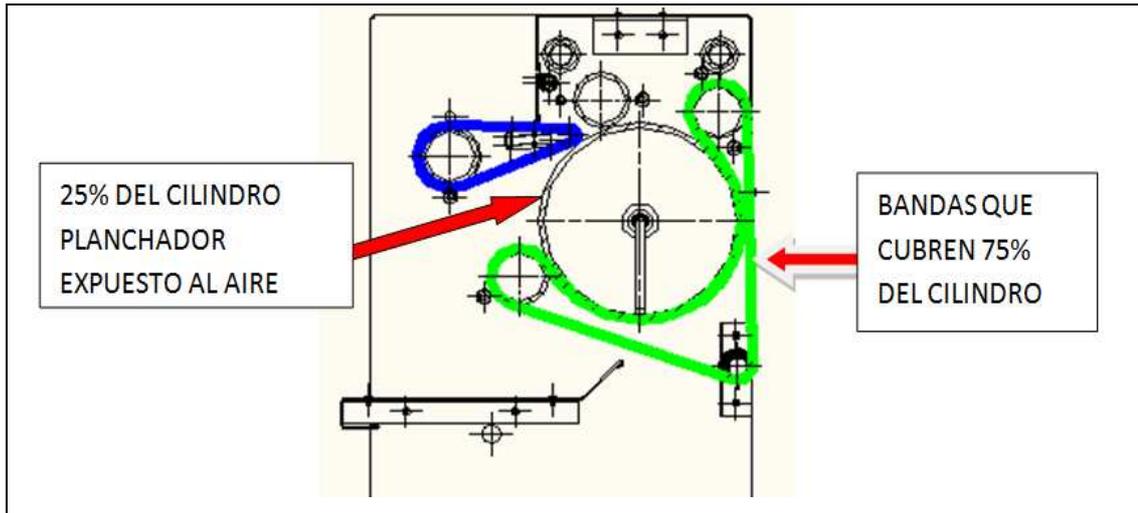
$$h_{ac} = \frac{Nu_{promedio} * K}{D}$$

$$h_{ac} = \frac{61 * 0.01804}{(12.6/12)}$$

$h_{ac} = 1.05 \frac{Btu}{hpie^2 \circ F}$
--

**3.1.7.- Pérdida de calor por convección entre el cilindro térmico planchador y el aire.**

El cilindro está rodeado 75% por algodón y 25% de la superficie del acero está expuesta al aire. Como se ilustra en la siguiente figura.



**Figura 3.6. Cilindro con 75% de Algodón**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*

$$Q_h = (\pi DL * 0.75)h_{alg} * (T_w - T_\infty) + \left( \pi DL * 0.25 + 2D^2 * \frac{\pi}{4} \right) h_{ac} * (T_w - T_\infty)$$

$$Q_h = \left\{ \left( \pi * \frac{12.6}{12} \text{ pies} * 6.88 \text{ pies} * 0.75 \right) * 0.79 \frac{\text{Btu}}{\text{hpie}^2\text{°F}} * (145 - 70)\text{°F} \right\} \\ + \left\{ \left( \pi * \frac{12.6}{12} \text{ pies} * 6.88 \text{ pies} * 0.25 + 2 * \left( \frac{12.6}{12} \text{ pies} \right)^2 * \frac{\pi}{4} \right) * \left( 1.05 \frac{\text{Btu}}{\text{hpie}^2\text{°F}} (333.5 - 70)\text{°F} \right) \right\}$$

$$Q_h = (1008.50 + 484.81) \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

Pérdida de calor por conveccion:  $Q_h = 1493.32 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 0.437 \text{ KW}$

### 3.1.8.-Cálculo para la pérdida de calor por radiación.

El desarrollo de esta pérdida de calor lo realizamos con la ayuda de la ecuación que se detallo en la teoría de transferencia de calor por radiación.

$$h_r = 4 \epsilon \sigma T_m^3$$

$\epsilon =$  Emisividad de la superficie = 0.1

$$\sigma = \text{Constante de Stefan Boltzmann} = 0.1713 \times 10^{-8} \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{R}}$$

### 3.1.8.1.- Coeficiente de transferencia de calor por radiación con la temperatura exterior del algodón.

Temperatura media entre la temperatura del algodón y la del aire.

$$T_{m-\text{alg}} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \left( \frac{145 + 70}{2} \right) ^\circ\text{F}$$

$$T_{m-\text{alg}} = 108^\circ\text{F} = 108 + 460 = 568^\circ\text{R}$$

$$h_r = 4 \epsilon \sigma T_m^3$$

$$h_{r-\text{alg}} = 4 * 0.1 * 0.1713 \times 10^{-8} \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{R}} (568^\circ\text{R})^3$$

$$h_{r-\text{alg}} = 0.13 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{R}}$$

### 3.1.8.2.- Coeficiente de transferencia de calor por radiación con la temperatura exterior del acero, ( $h_r - ac$ ).

Temperatura media entre la temperatura del acero y la del aire.

$$T_{m-\text{ac}} = \frac{T_1 + T_2}{2} = \left( \frac{333.5 + 70}{2} \right) ^\circ\text{F}$$

$$T_{m-\text{ac}} = 202^\circ\text{F} = 202 + 460 = 662^\circ\text{R}$$

$$h_r = 4 \epsilon \sigma T_m^3$$

$$h_{r-ac} = 4 * 0.1 * 0.1713 \times 10^{-8} \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{°R}} (662 \text{°R})^3$$

$$h_{r-ac} = 0.20 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \text{°R}}$$

### 3.1.8.3.- Pérdida de calor por radiación, ( $Q_{Ra}$ ).

$$Q_{Ra} = h_{r-avg} A (T_1 - T_2) + h_{r-ac} A (T_1 - T_2)$$

$$Q_{Ra} = \left\{ 0.13 \left( \pi * \frac{12.76}{12} * 6.88 * 0.75 \right) (145 - 70) \text{°R} \right\} \\ + \left\{ 0.20 \left( \pi * \frac{12.6}{12} * 6.88 * 0.25 + 2 * \left( \frac{12.6}{12} \right)^2 * \frac{\pi}{4} \right) (333.5 - 70) \text{°R} \right\}$$

Pérdida de calor por radiación: $Q_{Ra} = 865.67 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 0.253 \text{KW}$
--

### 3.2.-PÉRDIDA DE CALOR TOTAL.

$Q_T$  = Pérdida por evaporación de ropa mojada + Pérdida por convección + Pérdida por radiación

$$Q_T = (96283 + 1493.32 + 865.67) \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Pérdida de calor total o calor necesario para operar: $Q_T = 98642 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}} = 29 \text{KW}$
---

### 3.3.- VAPOR NECESARIO PARA EL PLANCHADO CON CALANDRA:

Calor latente del agua a 130psi =  $h_{fg} = 873.5 \frac{BTU}{lbm}$

$$\dot{m} = \frac{Q}{h_{fg}} = \frac{98642 \frac{Btu}{h}}{873.5 \frac{Btu}{lbm}}$$

Flujo másico de vapor que se necesita para la operación:

$$\dot{m} = 112 \frac{lbm}{h} = 51 \frac{Kg}{h}$$

Para el funcionamiento de la calandra se requerirá que el cilindro térmico planchador, obtenga un flujo másico de vapor de 51 Kg/h, y un calor total de 29KW, para con esto lograr un eficiente planchado de la tela.

### 3.4.- CÁLCULO DE LA VELOCIDAD ANGULAR DEL CILINDRO PRINCIPAL

Se calcula a base a la evaporación del contenido de humedad residual en la ropa mojada:

Se considera al peso de la tela con un 50% más de su peso debido al 50% de humedad según NORMA ISO 9398-1, (Anexo 3)

$C_t$ : capacidad de proceso en tejido seco  $\left(\frac{kg}{h}\right)$

$$C_t = \frac{\text{Potencial de evaporación}}{\text{Contenido de Humedad residual}}$$

$$C_t = \frac{51 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{0.35}$$

$$C_t = 145.71 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$A_p$ : área procesada  $\left(\frac{\text{m}^2}{\text{h}}\right)$

$$A_p = \frac{\text{Capacidad de proceso en tejido seco}}{\text{Peso del tejido}/\text{m}^2}$$

$$A_p = \frac{145.71 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{0.180 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}}$$

$$A_p = 730.16 \frac{\text{m}^2}{\text{h}}$$

Velocidad lineal de proceso ( $V_{lp}$ ) con un uso del 100% de longitud del cilindro principal (2100mm).

$$V_{lp} \left(\frac{\text{m}}{\text{min}}\right) = \frac{\text{Área procesada}}{\text{Longitud de cilindro principal}}$$

$$V_{lp} \left(\frac{\text{m}}{\text{min}}\right) = \frac{730.16 \frac{\text{m}^2}{\text{h}} * \frac{1\text{h}}{60\text{min}}}{2.100 \text{ m}(80\%)}$$

$$V_{lp} \left(\frac{\text{m}}{\text{min}}\right) = 7.24 \text{ m/min}$$

Velocidad angular del cilindro planchador ( $\omega$ ) con un diámetro de 320 mm

$$\omega = \frac{\text{Velocidad lineal de proceso}}{\text{Díametro del cilindro} \cdot \pi}$$

$$\omega = \frac{7.24 \text{ m/min}}{0.320 \text{ m}(\pi)}$$

$$\omega = 7.20 \text{ RPM} = 7 \text{ RPM}$$

Esta velocidad es la optima para el respectivo proceso de planchado, la misma que se puede aumentar hasta 10 rpm, de acuerdo al tamaño de prenda y el tipo de fibra que compone la prenda. Por esa razón, para el cálculo de la potencia se tomara el máximo valor de revoluciones por minuto que alcanzará la máquina.

### 3.5.- CÁLCULO DE LA INERCIA DE MASA DE LOS RODILLOS

La inercia total de los rodillos servirá para determinar la potencia que requiere la máquina para su adecuado funcionamiento.

#### 3.5.1.- Inercia del cilindro térmico planchador

Este está dividido en dos partes la inercia del cilindro hueco y de las flechas de eje para los apoyos.

Para la determinación de las inercias se aplican las formulas establecidas en las tablas de inercia de cuerpos en el (Anexo 5).

$$J_{\text{cil-Ter}} = \frac{m (3r_i^2 + 3r_e^2 + l^2)}{12}$$

$$J_{\text{cil-Ter}} = \frac{155.6 \text{ Kg} ((3 * 0.304^2) + (3 * 0.320^2) + 2.1^2) \text{m}^2}{12}$$

$$J_{\text{cil-Ter}} = 64.97 \text{ Kg. m}^2$$

$$J_{\text{flecha1}} = \frac{m (3r^2 + l^2)}{12}$$

$$J_{\text{flecha1}} = \frac{4.799 \text{ Kg} (3 * (0.025^2) + (0.202^2))m^2}{12}$$

$$J_{\text{flecha1}} = 0.0169 \text{ Kg. m}^2$$

$$J_{\text{flecha2}} = \frac{m (3r^2 + l^2)}{12}$$

$$J_{\text{flecha2}} = \frac{3.330 \text{ Kg} (3 * (0.025^2) + (0.161^2))m^2}{12}$$

$$J_{\text{flecha2}} = 0.0077 \text{ Kg. m}^2$$

$$J_{\text{flechas1+2}} = 0.0246 \text{ Kg. m}^2$$

$$J_{\text{total}} = J_{\text{Flechas1+2}} + J_{\text{cil-Ter}}$$

$$J_{\text{total}} = 64.99 = 65 \text{ Kg. m}^2$$

### 3.5.2.-Inercia del rodillo transportador.

Este está dividido en dos partes la inercia del cilindro hueco y de las flechas de eje para los apoyos. (Anexo 5).

$$J_{\text{cil}} = \frac{m (3r_i^2 + 3r_e^2 + l^2)}{12}$$

$$J_{\text{cil}} = \frac{28.6\text{Kg} ((3 * 0.040^2) + (3 * 0.045^2) + 2.1^2)m^2}{12}$$

$$J_{\text{cil}} = 10.53\text{Kg. m}^2$$

$$J_{\text{Flechas}} = \frac{m (3r^2 + l^2)}{12}$$

$$J_{\text{Flechas}} = \frac{3.41\text{Kg} (3 * (0.020^2) + (0.380^2)\text{m}^2)}{12}$$

$$J_{\text{Flechas}} = 0.0413 \text{ Kg. m}^2$$

Esta inercia la multiplicamos por dos que son las flechas de soporte.

$J_{\text{ROD-TRA}}$  = Inercia del rodillo auxiliar transportador.

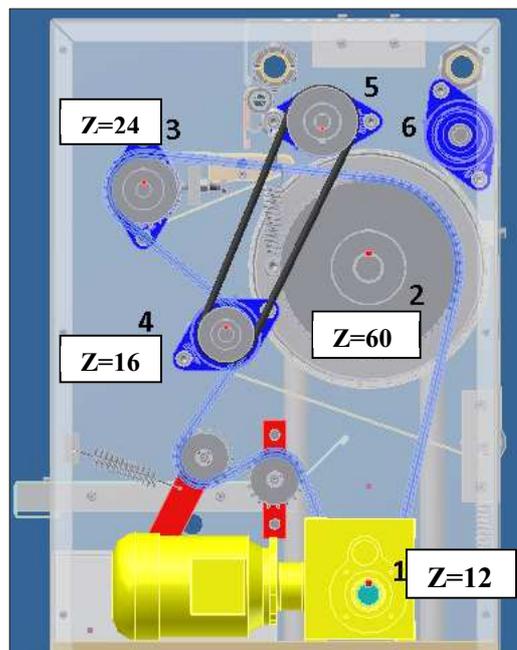
$$J_{\text{Flechas}} = 0.083 \text{ Kg. m}^2$$

$$J_{\text{rod-tra}} = J_{\text{cil}} + J_{\text{flechas}} \text{ Kg. m}^2$$

$$J_{\text{rod-tra}} = 10.61 \text{ Kg. m}^2$$

### 3.6.- CÁLCULO DEL PAR TORSOR DE ARRANQUE

Para poner en movimiento los rodillos de la máquina calandra se debe tener en cuenta un tiempo mínimo de aceleración del motorreductor, para que el bobinado no se sobrecaliente por estar demasiado tiempo en periodo de arranque.



**Figura 3.7. Numeración de cilindros para torque de arranque**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*

### 3.6.1.-Cálculo de momento de inercia “J” referido al eje del motor

De acuerdo a la figura 3.7 se muestra cada uno de los ejes en donde se encuentra un cilindro, se traslada la inercia de masa de esos ejes hacia el eje del motor “1”. Se utilizan las velocidades angulares “n” para calcular la relación de transmisión. Con la ecuación 2.45 se calcula el momento de inercia referido al eje motor.

$$(J_{ext})n_{mot} = J_{ext} * \left(\frac{n_a}{n_{mot}}\right)^2$$

En el eje “2” se encuentra el cilindro calentado con vapor:

$$(J_2)n_{mot} = J_2 * \left(\frac{n_2}{n_{mot}}\right)^2$$

$$(J_2)n_{mot} = 65 \text{ kg m}^2 * \left(\frac{10 \text{ rpm}}{50 \text{ rpm}}\right)^2$$

$$(J_2)n_{mot} = 2.6 \text{ kg m}^2$$

En el eje “3” se encuentra el cilindro auxiliar para el alimentador de tela:

$$(J_3)n_{mot} = J_3 * \left(\frac{n_3}{n_{mot}}\right)^2$$

$$(J_3)n_{mot} = 10.61 \text{ kg m}^2 * \left(\frac{25 \text{ rpm}}{50 \text{ rpm}}\right)^2$$

$$(J_3)n_{mot} = 2.65 \text{ kg m}^2$$

En el eje “4” se encuentra el cilindro auxiliar inferior para planchado:

$$(J_4)n_{mot} = J_4 * \left(\frac{n_4}{n_{mot}}\right)^2$$

$$(J_4)n_{mot} = 10.61 \text{ kg m}^2 * \left(\frac{37.5 \text{ rpm}}{50 \text{ rpm}}\right)^2$$

$$(J_4)n_{mot} = 5.97 \text{ kg m}^2$$

En el eje “5” se encuentra el cilindro auxiliar para tensar el tejido:

$$(J_5)n_{mot} = J_5 * \left(\frac{n_5}{n_{mot}}\right)^2$$

$$(J_5)n_{mot} = 10.61 \text{ kg m}^2 * \left(\frac{32.15 \text{ rpm}}{50 \text{ rpm}}\right)^2$$

$$(J_5)n_{mot} = 4.41 \text{ kg m}^2$$

En el eje “6” se encuentra el cilindro auxiliar superior para planchado cuyas características son similares al cilindro “4”:

$$(J_6)n_{mot} = (J_4)n_{mot} = 5.97 \text{ kg m}^2$$

En el eje “1” se encuentra el eje del motor en el que se va a realizar la sumatoria de momentos de masa “J”.

### 3.6.2 Cálculo del par medio de aceleración

El par medio de aceleración es el valor de torque del motor menos el valor de cargas de torque del equipo. Las cargas de torque en la calandra se suponen insignificantes, debido a que son pares producidos principalmente por fricción, y la calandra cuenta con rodamientos en todo el conjunto, que minimizan el torque por fricción. La otra carga importante es el trabajo de arrastre de los tejidos, que también se supone insignificante para simplificar el modelo. Por todo ello se considera que el par medio de aceleración es también el par necesario para el motor.

De la ecuación 2.46 se despeja  $M_{bmi}$  (par medio de aceleración):

$$ta = \frac{\Sigma J nb}{9.55 M_{bmi}}$$

$$M_{bmi} = \frac{\Sigma J nb}{9.55 ta}$$

El tiempo de aceleración se supone 2 segundos, por debajo de los 10 segundos aconsejados como tiempo límite de aceleración de un motor.

$$M_{bmi} = \frac{(J_2 + J_3 + J_4 + J_5 + J_6) nb}{9.55 ta}$$

La velocidad de rotación de servicio “nb” para el eje “1” (figura 3.7) es 50 rpm

$$M_{bmi} = \frac{(2.6 + 2.65 + 5.97 + 4.41 + 5.97) kg m^2 * 50 rpm}{9.55 * 2 s}$$

$$M_{bmi} = 56.54 Nm \text{ (Par motor)}$$

### 3.6.2 Cálculo de la potencia del motorreductor

La potencia necesaria para el motorreductor se calcula a partir de la velocidad angular y el torque del eje motor.

La potencia se expresa de la siguiente forma:

$$P (kW) = \frac{M . n}{9.55 * 1000}$$

Donde:

P: potencia (kW)

M: par motor (N.m)

n: velocidad de rotación motoreductor (rpm)

9.55: factor de conversión

$$P (kW) = \frac{56.54 \cdot 50}{9.55 \cdot 1000}$$

$$P (kW) = 0.296$$

$$P (hp) = 0.4$$

De acuerdo a diferentes catálogos se ha escogido un motorreductor que entrega 65 N.m y 0.5 hp, este tiene un costo accesible y es de marca reconocida (**SIEMENS**). Por lo tanto este motorreductor cumple con los requerimientos de diseño para la transmisión de la calandra.

#### **Especificaciones del motorreductor:**

Par del eje motor = 65 N.m

Potencia del motor = 1/2 hp

Revoluciones en la salida del motorreductor = 50 rpm

### **3.5.- CÁLCULOS DE LOS EJES CENTRALES DE TRANSMISIÓN DEL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR Y LOS RODILLOS AUXILIARES.**

Para determinar los ejes de transmisión que se van a emplear, en el cilindro térmico planchador y los rodillos auxiliares, se realizarán los cálculos de las reacciones existentes en los extremos de los mismos, con la ayuda del programa MDSolids 3.5.

Debido a que este programa nos proporciona los datos de momentos flexionantes, fuerzas cortantes, momentos de torsión, y reacciones resultantes, los mismos que se ocupan en los cálculos para la determinación de los ejes.

En primer lugar se determinarán los esfuerzos existentes en el cilindro térmico planchador, y los cilindros auxiliares, así también como el peso total de cada uno de los mismos.

Por la razón que se requieren como datos para el programa MDSolids 3.5.

Para el diseño de la calandra se requieren cuatro rodillos auxiliares, con las mismas características, por esa razón se realizaran los cálculos de un solo rodillo auxiliar.

### 3.5.1.- Cálculos del peso del rodillo auxiliar.

#### Datos del rodillo auxiliar:

Tubería estructural ASTM A501

$$\emptyset_{\text{rodillo}} = 3.5 \text{ plg}$$

$$\text{Longitud}_{\text{Útil}} = 2100 \text{ mm} = 2.1 \text{ m}$$

$$\text{Peso} = 9.11 \text{ Lbs} = 13.62 \text{ Kg/m}$$

$$\text{El peso por la longitud del rodillo } 13.62 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * 2.1\text{m} = 28.60 \text{ Kg}$$

#### Datos de las flechas para el rodillo auxiliar:

$$\emptyset_{\text{eje}} = 1.5 \text{ plg} = 0.380 \text{ m}$$

$$\text{Longitud}_{\text{Útil}} = 0.380\text{m}$$

$$\text{Peso} = 8.945 \text{ Kg/m}$$

$$\text{El peso por la longitud del eje} = 8.945 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * (0.380 \text{ m}) = 3.41 \text{ Kg}$$

$$\text{Peso total} = 28.60 \text{ Kg} + 3.41 \text{ Kg} = 32 \text{ Kg}$$

$$\text{Peso total} = 32 \text{ Kg}$$

El peso total nos representa una carga distribuida la cual la representaremos con la letra W.

### 3.5.2.- Cálculos del peso del cilindro térmico planchador.

#### Datos a emplearse del cilindro térmico planchador:

$$\emptyset_{\text{Cilindro-T}} = 12 \text{ plg}$$

$$\text{Longitud}_{\text{Útil}} = 2100 \text{ mm} = 2.1 \text{ m}$$

$$\text{Peso} = 67.90 \frac{\text{Kg}}{\text{m}}$$

$$\text{El peso por la longitud del cilindro } 67.90 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * 2.1 \text{ m} = 143 \text{ Kg}$$

$$P1 = 143 \text{ Kg}$$

#### Datos de las flechas para el cilindro térmico planchador:

$$\emptyset_{\text{eje}} = 1.57 \text{ plg (Por dos puntas de eje)}$$

$$\text{Longitud de la flecha 1} = 0.150 \text{ m}$$

$$\text{Longitud de la flecha 2} = 0.180 \text{ m}$$

$$\text{Peso} = 10 \text{ Kg/m}$$

$$\text{El peso por la longitud del eje} = 10 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * 0.150 \text{ m} = 1.5 \text{ Kg}$$

$$\text{El peso por la longitud del eje} = 10 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} * 0.180 \text{ m} = 1.8 \text{ Kg}$$

$$P2 = 3.3 \text{ Kg}$$

### **Peso de las tapas laterales del cilindro térmico planchador:**

Peso de la plancha laminada con un espesor de 8mm = 64 Kg/m<sup>2</sup> (Anexo 5).

Área de las tapas laterales del cilindro térmico planchador, que se requiere:

$$A = \pi * r^2$$

$$A = \pi * 152.4^2 \text{ mm}^2 = 72965.8 \text{ mm}^2 = 0.073 \text{ m}^2$$

$$\text{Peso} = 64 \text{ Kg/m}^2 * 0.073 \text{ m}^2 = 4.64 \text{ Kg.}$$

Peso = 4.64 Kg. (de una sola tapa).

$$P3 = 4.64 \text{ Kg} * 2$$

P3 = 9.29 Kg, (Peso total de las dos tapas laterales del cilindro térmico planchador).

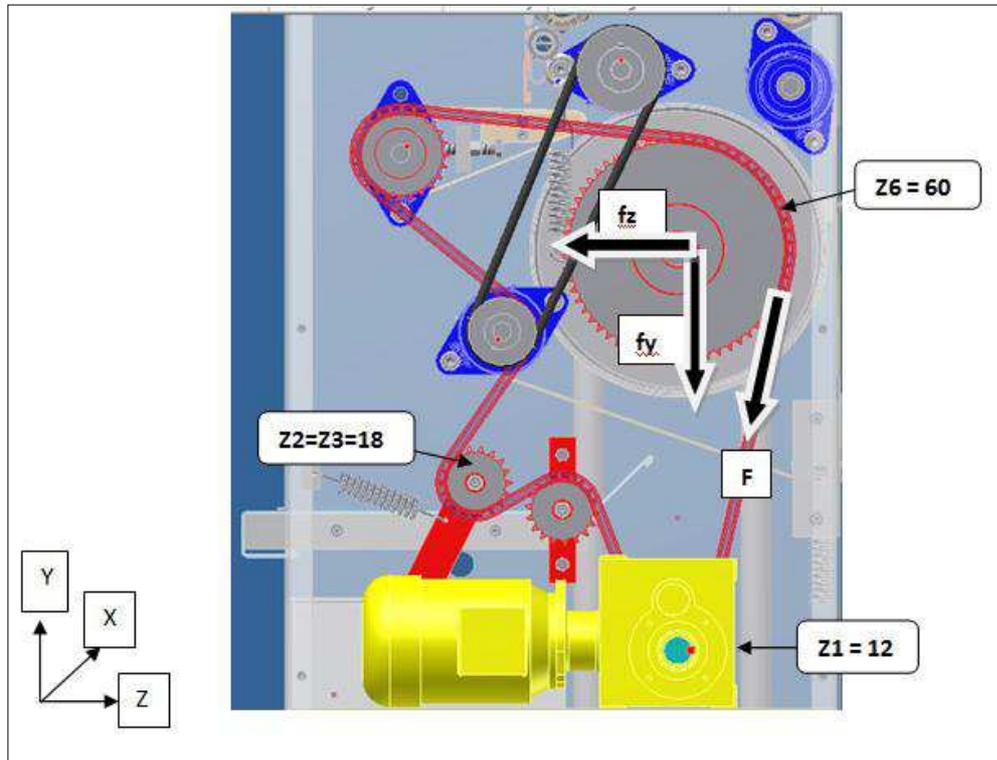
### **3.5.2.1.- Peso total del cilindro térmico planchador.**

$$\text{PesoTotal} = P1 + P2 + P3$$

$$\text{PesoTotal} = (143 + 3.3 + 9.29)\text{Kg}$$

$$\text{PesoTotal} = 155.6 \text{ Kg}$$

### 3.6.- DETERMINACIÓN DE LAS FUERZAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE DEL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR.



**Figura 3.8. Fuerza flexionante en la catarina del rodillo.**

*Fuente: Diseño de calandra realizado en el programa Autodesk Inventor por los autores*

En la figura 3.6, se observa las fuerzas que actúan en el eje del cilindro térmico planchador.

$$F = \frac{T}{D/2}$$

Dónde:

F: Fuerza de la cadena.

T: Torque del motoreductor = 65 N.m

D: Diametro primitivo de la catarina.

Z: Número de dientes de la catarina.

$\theta$ : Angulo de inclinación de la cadena

$$\theta = 12.72^\circ$$

$$i = \frac{Z_6}{Z_1} = \frac{60}{12} = 5$$

D = 0.24263 m (Diámetro de la Catarina)

$$F = \frac{65}{(0.24263/2)}$$

$$F = 536 \text{ N}$$

### **3.6.1.- Componente de la fuerza flexionante en el plano Y-Z.**

$$F_y = F * \cos \theta$$

$$F_y = 536 * \cos 12.72$$

$$F_y = 530 \text{ N}$$

$$F_z = F * \sen \theta$$

$$F_z = 536 * \sen 12.72$$

$$F_z = 118 \text{ N}$$

### **3.6.2.- Tensión de las bandas transportadoras ( $T_b$ ).**

La tensión que se produce en las bandas, que ayudan a transportar la tela por la superficie del cilindro térmico planchador, es igual al peso del tubo tensor.

$$T_b = \text{Peso del tubo tensor.}$$

$$T_b = 3.97 \text{ lbs/pie}$$

$$T_b = 57.70 \text{ N/m}$$

Para el análisis de las reacciones tendremos una carga distribuida total de  $W$

$$W_1 = 57.70 \text{ N/m}$$

Datos del cilindro térmico, que sirven para ingresar al programa MDSolids 3.5

$$F_y = 530 \text{ N}$$

$$W_{cilindro-p} = 155.6 \text{ Kg} = 726 \text{ N/m}$$

$$L = 2420 \text{ mm}$$

### **3.6.3.- Determinación de las fuerzas que actúan en el rodillo auxiliar, (transportador).**

Debido a que se utilizan cuatro rodillos con las mismas características, se analizará solo uno de ellos, este actúa transportando la tela por la superficie exterior del cilindro térmico planchador.

Calculo de la tensión de las bandas del rodillo auxiliar, por medio de la siguiente ecuación, se obtiene la tensión necesaria para el trabajo del rodillo:

$$T = \frac{75 * Na}{V} * K$$

Ecuación 3.3

Dónde:

T: tensión máxima de la banda, en kilos.

Na: potencia de accionamiento.

V: velocidad del transportador, en m/seg.

K.: coeficiente, según ángulo de abrazamiento en la polea menor (ver anexo 5).

$$T = \frac{75 * 0.5}{0.0375 \text{ m/seg}} * 2$$

$$T = 120 \text{ Kg}$$

$$T = 1176 \text{ N} / \# \text{ de bandas}$$

$$T = 1176 \text{ N} / 14$$

$$T = 84 \text{ N} / 2.1\text{m}$$

$$T = 40 \text{ N/m (tensión distribuida de las bandas del rodillo).}$$

#### **3.6.4.- Cálculo de las componentes de la fuerza de las bandas transportadoras en el plano Y-Z.**

La fuerza calculada en la cadena se mantiene constante por lo tanto se determinan las componentes de la misma, que actúan sobre el rodillo auxiliar con un ángulo de 6 grados.

$$\theta = 6^\circ$$

$$F_{By} = F * \cos \theta$$

$$F_{By} = 536 * \cos 6$$

$$F_{By} = 533 \text{ N}$$

$$F_{Bz} = F * \text{sen } \theta$$

$$F_{Bz} = 536 * \text{sen } 6$$

$$F_{Bz} = 56 \text{ N}$$

Para el análisis de las reacciones tendremos una carga distribuida total de W:

$$W_{tubo} = 32 \text{ Kg}$$

$$W_{tubo} = 313.92 \text{ N}$$

$$W_{tubo} = \frac{313.6 \text{ N}}{2.1 \text{ m}}$$

$$W_{tubo} = 149.3 \text{ N/m}$$

Datos del rodillo auxiliar transportador, que sirven para ingresar al programa MDSolids 3.5.

$$F_{By} = 533 \text{ N}$$

$$W_{tubo} = 149.3 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

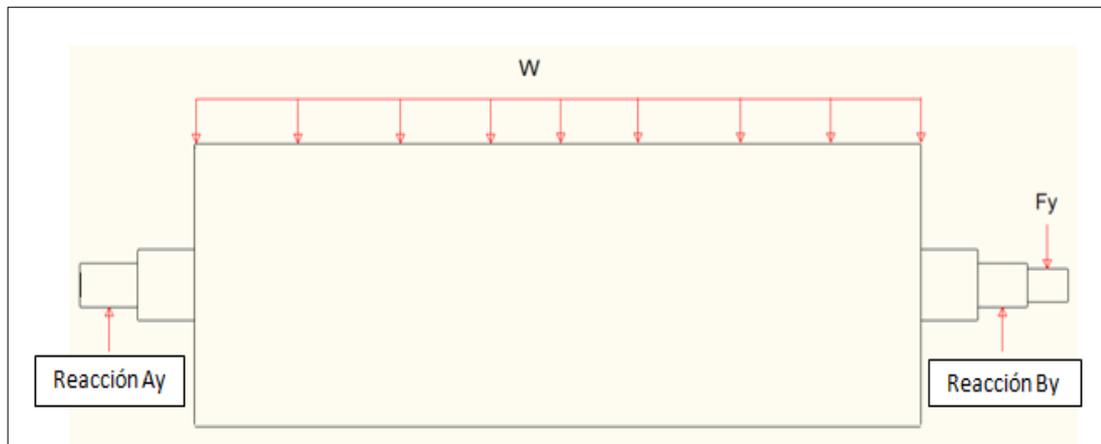
$$L = 2420 \text{ mm}$$

### 3.7.- DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN PARA EL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR.

Para el diseño del eje central del cilindro térmico planchador, se realiza un diagrama de cuerpo libre, remplazando los diversos elementos que sobre el existen, por su carga estáticamente equivalente o de torsión.

#### 3.7.1.- Diagrama de cuerpo libre del cilindro térmico planchador X - Y.

En la siguiente figura se observan las cargas y las reacciones que actúan sobre el cilindro térmico planchador.



**Figura 3.9. Cilindro térmico planchador X - Y.**

*Fuente: Diagrama de cuerpo libre realizado en el programa Autocad 2010.*

#### 3.7.2.- Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y par de torsión en el plano X - Y.

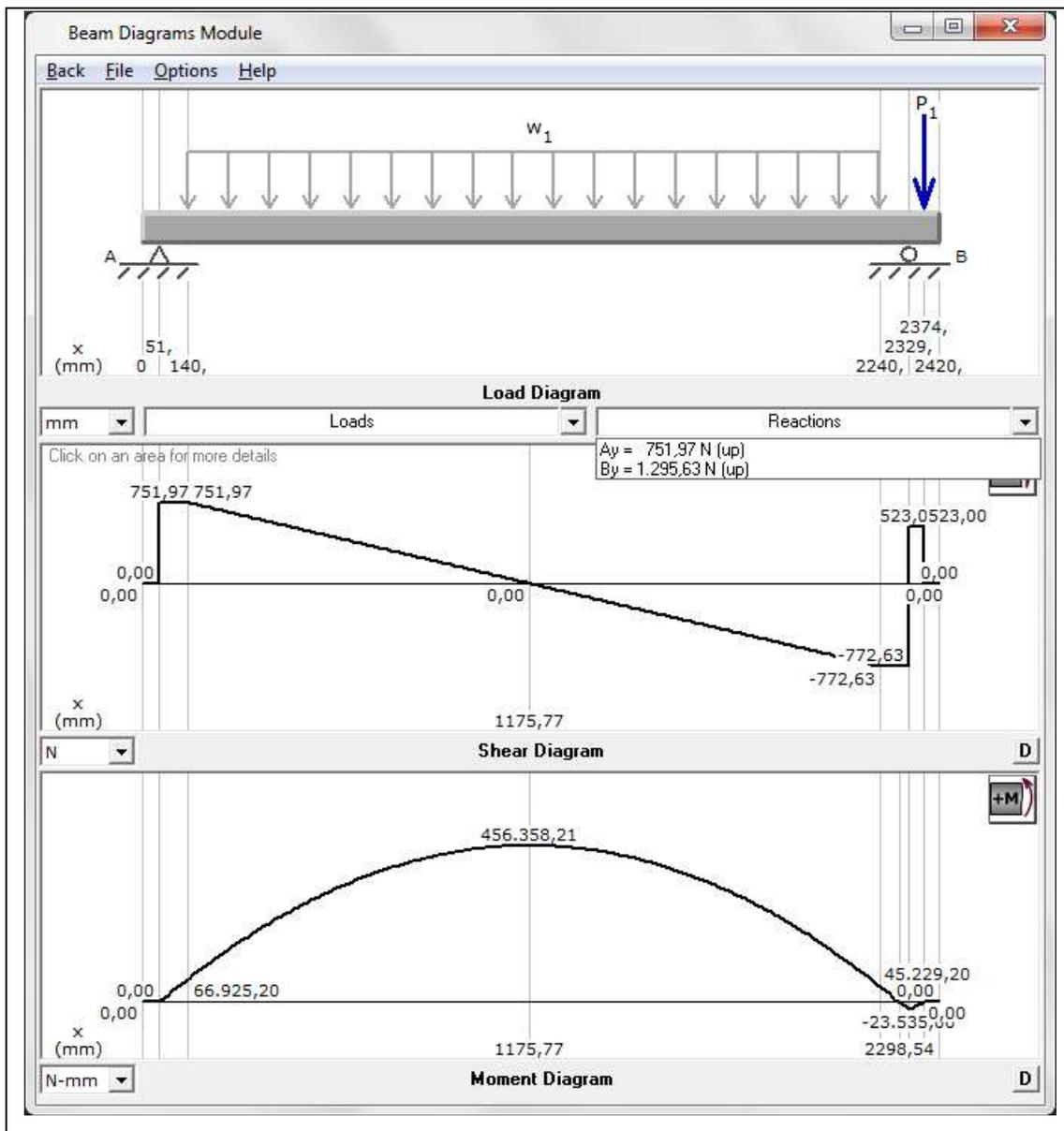
Por medio del programa MDSolids3.5, y utilizando los siguientes datos:

$$F_y = 530 \text{ N}$$

$$W_{cilindro-p} = 726 \text{ N/m}$$

$$L = 2420 \text{ mm}$$

Se obtendrán los diagramas de la fuerza cortante y el momento flexionante, que actúan sobre cilindro térmico planchador, En la siguiente figura se muestran los diagramas en el **PLANO X-Y**



**Figura 3.10. Diagrama de cortante y momento flexionante, en el plano X-Y**

*Fuente: Cálculo de esfuerzos de cilindros realizado en el programa MDSolids.*

Momento flexionante máximo en el plano X-Y, se encuentra en

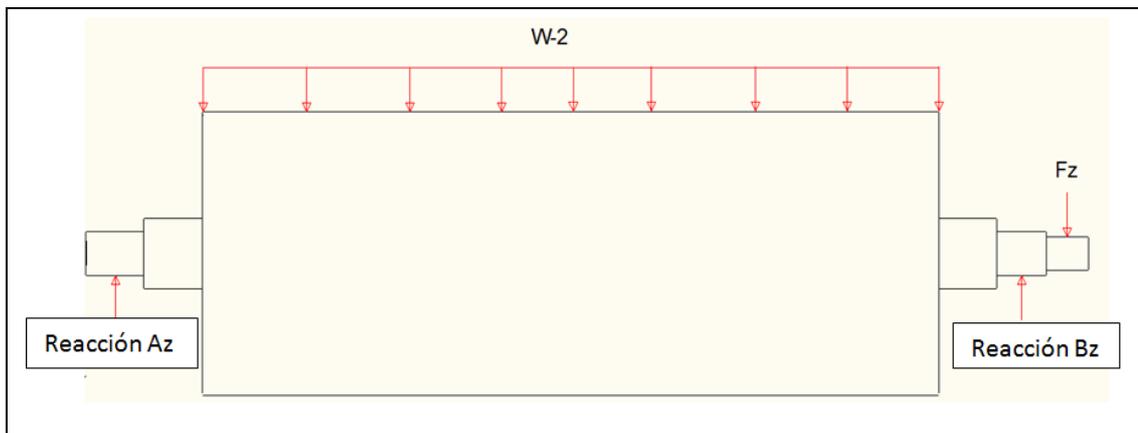
$$X = 1175.77 \text{ mm}; \quad M_{max-z} = 456.35 \text{ N.m}$$

## REACCIONES RESULTANTES

$$R_{AY} = 751.97 \text{ N} \quad R_{BY} = 1295.63 \text{ N}$$

### 3.7.3.- Diagrama de cuerpo libre del cilindro térmico planchador plano x - z.

En la siguiente figura se observan las cargas que actúan sobre el cilindro térmico planchador.



**Figura 3.11. Cilindro térmico planchador en el plano X - Z.**

*Fuente: Diagrama de cuerpo libre realizado en el programa Autocad 2010.*

### 3.7.4.- Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y par de torsión en el plano X - Z.

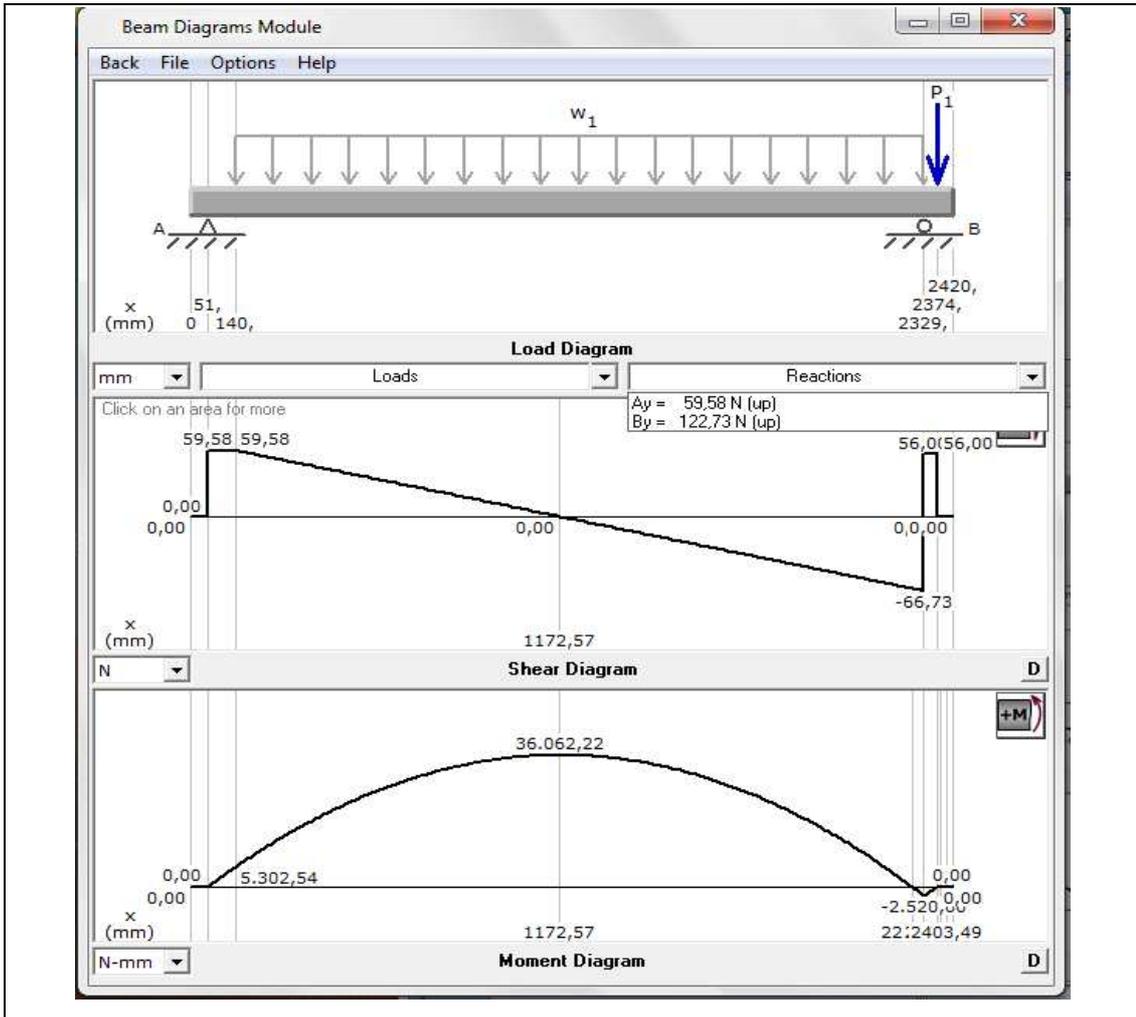
Por medio del programa MDSolids3.5, y utilizando los datos anteriormente calculados tenemos los siguientes resultados.

$$F_{Bz} = 56 \text{ N}$$

$$W_1 = 57.70 \text{ N/m}$$

$$L = 2420 \text{ mm}$$

En la siguiente figura se muestran los diagramas de la fuerza cortante y el momento flexionante, que actúan sobre cilindro térmico planchador, en el PLANO X-Z



**Figura 3.12. Diagrama de cortante y momento flexionante, en el plano X-Z**

*Fuente: Cálculo de esfuerzos de cilindros realizado en el programa MDSolids.*

Momento flexionante máximo en el plano X-Z, se encuentra en

$$X = 1172,57 \text{ mm}$$

$$M_{\max-z} = 36,062 = 36 \text{ N.m}$$

$$X = 1175,77 \text{ mm}$$

$$M_z = 36,061 = 36 \text{ N.m}$$

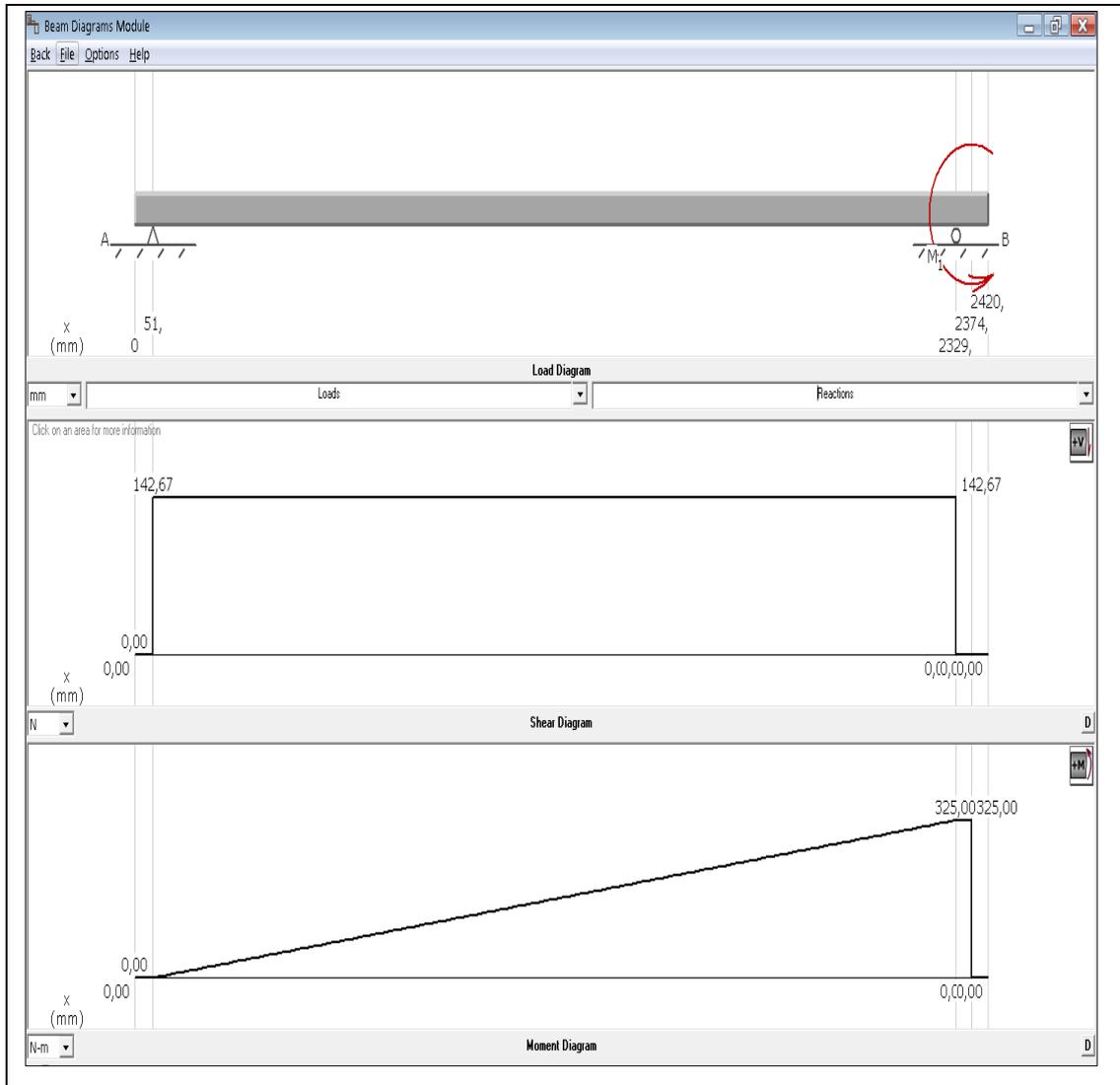
Reacciones resultantes en Newton (N)

$$R_{AZ} = 59,58 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = 122,73 \text{ N.}$$

En la siguiente figura se muestran el torque que se le aplica al cilindro térmico planchado, así como los diagramas de la fuerza cortante y el momento flexionante.

### DIAGRAMA DE TORSIÓN



**Figura 3.13. Diagrama del momento torsor.**

*Fuente: Cálculo de esfuerzos de cilindros realizado en el programa MDSolids.*

Momento torsor en el punto de análisis es:

$$X = 2329 \text{ mm} \quad T_{\max} = 325 \text{ Nm}$$

$$X = 1175.77 \text{ mm} \quad T = 160.47 \text{ Nm}$$

Reacciones resultantes en Newton (N)

$$R_A = 142.67 \text{ N}$$

$$R_B = 142.67 \text{ N}$$

Con los datos obtenidos por medio del programa MDSolids3.5, se procede al cálculo del diseño del eje central del cilindro térmico planchador.

### **3.7.5.- Diseño del eje central de transmisión del cilindro térmico planchador.**

Se debe establecer el diámetro mínimo del eje para soportar adecuadamente las cargas que actúan sobre el eje, o el factor de seguridad para un diseño específico. Se presentan las ecuaciones para ambos casos.

El punto crítico se encuentra cuando  $x = 1175.77 \text{ mm}$ , entonces el momento flector máximo es:

$$M_{\max A} = \sqrt{M_{\max Y}^2 + M_Z^2}$$

$$M_{\max A} = \sqrt{456.35^2 + 36^2}$$

$$M_{\max A} = 457.76 = 458 \text{ N.m}$$

El par torsor en el punto  $x = 1175.77 \text{ mm}$  es:

$$T_{x=1175.77} = 160.47 \text{ N.m}$$

### 3.7.6.- Diseño estático del eje central de transmisión del cilindro térmico planchador.

Se tiene:

$$M_{\max A} = 458 \text{ N.m}$$

$$T_{x=1175.77} = 160.47 \text{ N.m}$$

Estimando un factor de seguridad  $n_s = 2$

Para el cilindro calentador de tubería de acero al carbono ASTM A53, con las propiedades mecánicas utilizadas del catálogo de VEMACERO, (Anexo 5).

$$S_y = 240 \text{ MPa}$$

Según la MSST, predice el diámetro mínimo requerido donde la falla empezará a ocurrir, utilizando la ecuación 2.19:

$$d = \left( \frac{32 * n_s}{\pi * S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right)^{1/3}$$

$$d = \left( \frac{32 * 2}{\pi * 240 * 10^6} \sqrt{458^2 + 160.47^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0345 \text{ m} = 34,5 \text{ mm}$$

Para la construcción se utiliza un cilindro con un diámetro de:

$$d = 42 \text{ mm}$$

Con este diámetro calculamos el factor de seguridad y comparamos con el factor de seguridad estimado, utilizando la ecuación 2.20:

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$n_s = \frac{\pi * 0.042^3 * 240 * 10^6}{32 \sqrt{458^2 + 160.47^2}}$$

$$n_s = 3.6$$

Este coeficiente de seguridad obtenido de  $n_s = 3.6$  expresa que el eje está sobredimensionado y que no va a fallar.

Según la DET podemos predecir el diámetro mínimo requerido donde la falla empezará a ocurrir, utilizando la ecuación 2.22:

$$d = \left( \frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right)^{1/3}$$

$$d = \left( \frac{32 * 2}{\pi * 240 * 10^6} \sqrt{458^2 + \left( \frac{3}{4} * 160.47^2 \right)} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0345 \text{ m} = 34.5 \text{ mm}$$

El diámetro del eje que se va a maquinar tiene un diámetro de 42 mm, con este diámetro calculamos un nuevo factor de seguridad y comparamos con el factor de seguridad estimado, utilizamos la ecuación 2.23:

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}}$$

$$n_s = \frac{\pi * 0.042^3 * 240 * 10^6}{32 \sqrt{458^2 + \left( \frac{3}{4} * 160.47^2 \right)}}$$

$$n_s = 3.6$$

El factor de seguridad obtenido nos confirma que el eje no va a fallar con el diámetro de 42 mm.

### **3.8.-DISEÑO DEL CILINDRO TÉRMICO PLANCHADOR EN CONDICIONES CRÍTICAS.**

Para este cálculo la suposición fue que el cilindro se llene completamente de agua, por lo cual su peso aumentaría y se verificaría la resistencia de las partes como son las chumaceras y pernos.

$$\text{Volumen} = 168 \text{ lts} = 168 \text{ Kg}$$

$$W_{\text{cilindro-p}} = 155.6 \text{ Kg} + 168 \text{ Kg} = 324 \text{ Kg}$$

$$W_{\text{total}} = \frac{3175 \text{ N}}{2.1 \text{ m}}$$

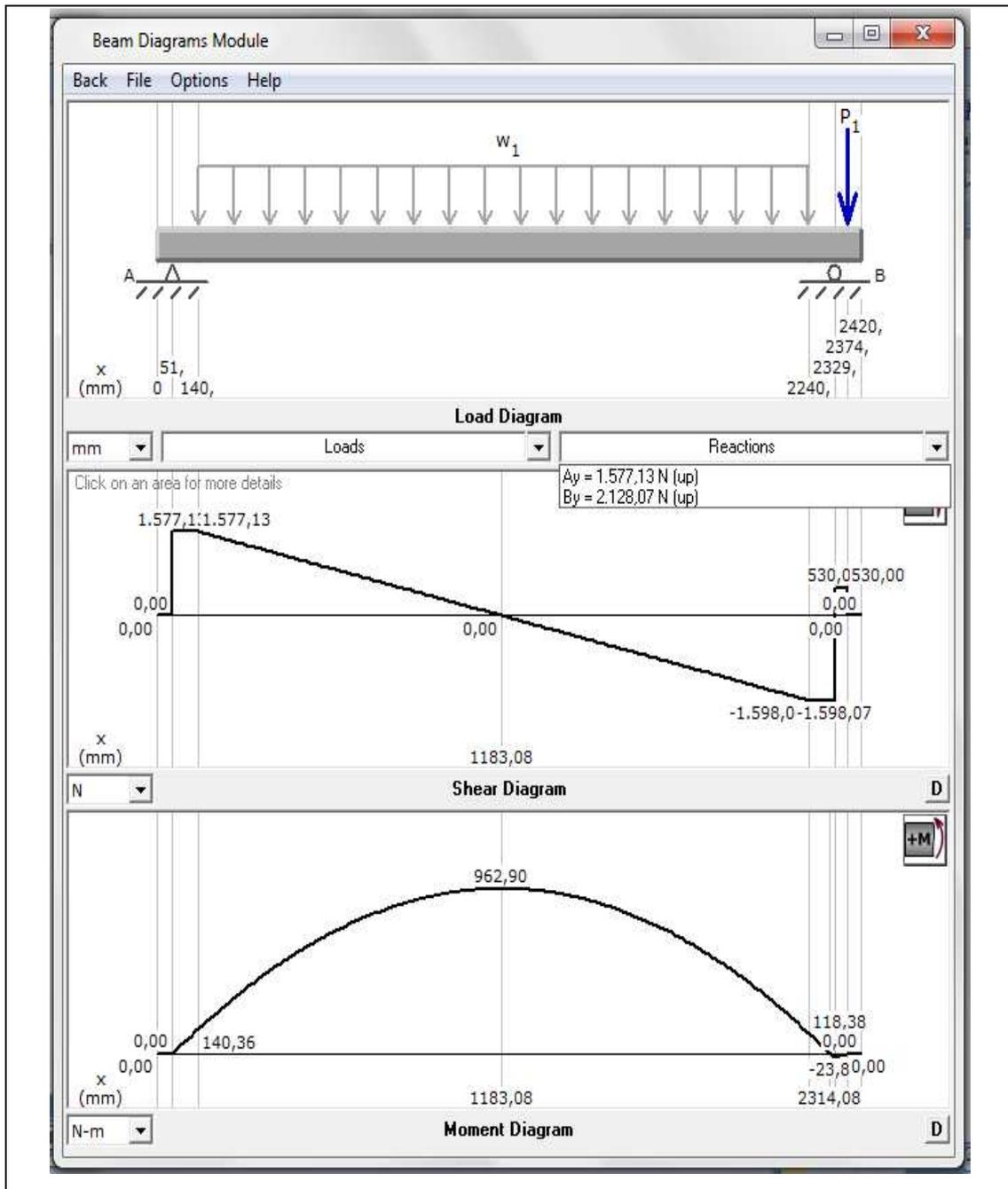
$$W_{\text{carga distribuida}} = 1512 \text{ N/m}$$

$$W_{\text{del tubo que temple las bandas}} = 57.70 \text{ N/m}$$

$$F_y = 530 \text{ N}$$

$$L = 2420 \text{ mm}$$

En la siguiente figura se muestran los diagramas de la fuerza cortante y el momento flexionante, que actúan sobre cilindro térmico planchador, en el PLANO X-Y.



**Figura 3.14. Diagrama de cortante y momento flexionante, en el plano X-Y**

*Fuente: Cálculo de esfuerzos de cilindros realizado en el programa MDSolids.*

Momento flexionante máximo en el plano X-Y, se encuentra en:

$$X = 1183,08 \text{ mm}$$

$$M_y = 962,90 \text{ N.m}$$

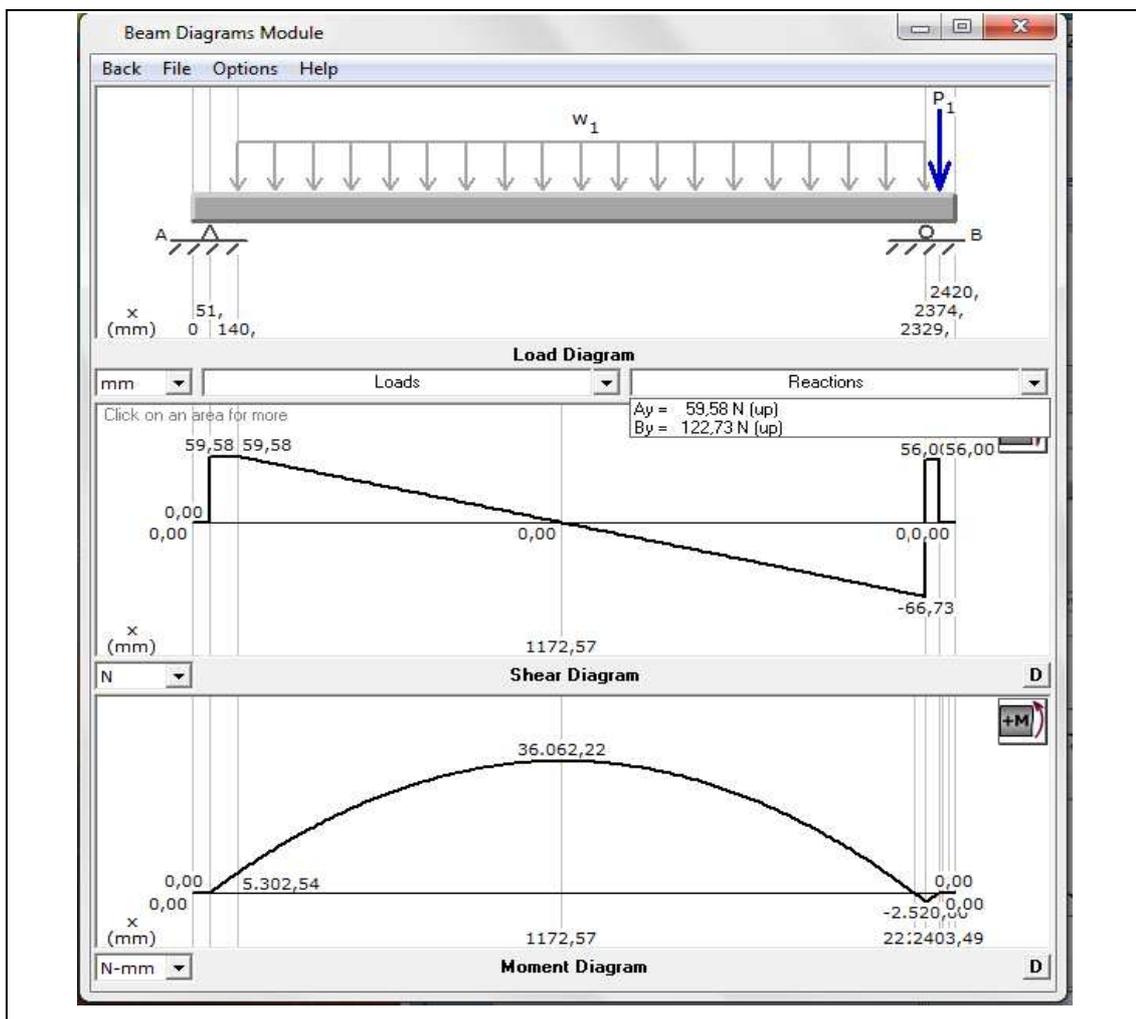
Por medio del programa MDSolids3.5, y utilizando los datos anteriormente calculados tenemos los siguientes resultados.

$$F_z = 56 \text{ N}$$

$$W_1 = 57.70 \text{ N/m (tensión de bandas)}$$

$$L = 2420 \text{ mm}$$

En la siguiente figura se muestran los diagramas de la fuerza cortante y el momento flexionante, que actúan sobre cilindro térmico planchador, en el PLANO X-Z



**Figura 3.12. Diagrama de cortante y momento flexionante, en el plano X-Z**

*Fuente: Cálculo de esfuerzos de cilindros realizado en el programa MDSolids.*

Momento flexionante máximo en el plano X-Z, se encuentra en

$$X = 1172.57 \text{ mm}$$

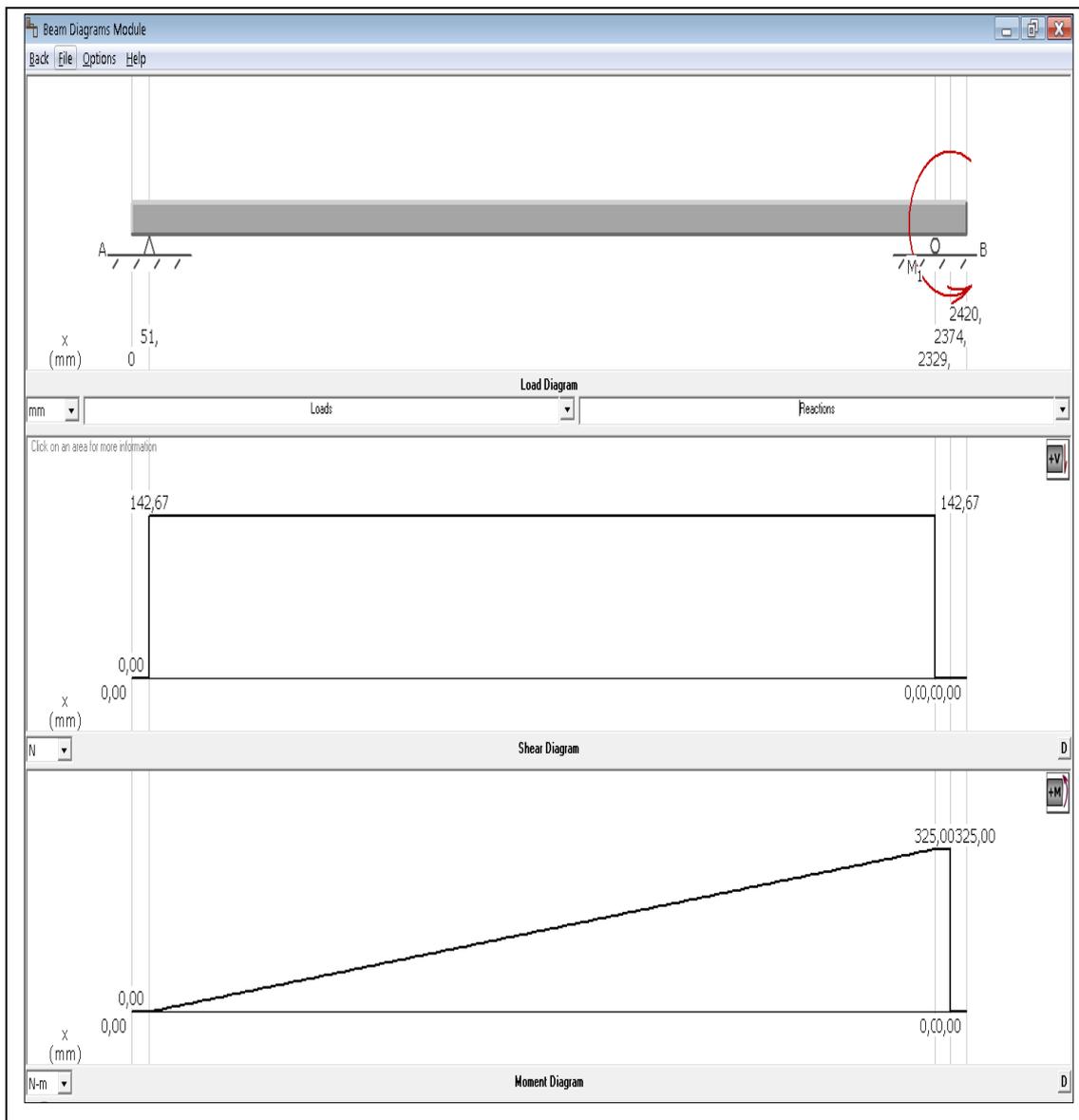
$$M_{\max -z} = 36.062 = 36 \text{ N.m}$$

$$X = 1175.77 \text{ mm}$$

$$M_z = 36.061 = 36 \text{ N.m}$$

En la siguiente figura se muestran el torque que se le aplica al cilindro térmico planchado, así como los diagramas de la fuerza cortante y el momento flexionante.

### DIAGRAMA DE TORSIÓN



**Figura 3.13. Diagrama del momento torsor.**

*Fuente: Cálculo de esfuerzos de cilindros realizado en el programa MDSolids.*

Momento torsor en el punto de análisis es:

$$X = 2329 \text{ mm} \quad T_{\max} = 325 \text{ Nm}$$

$$X = 1175.77 \text{ mm} \quad T = 160.47 \text{ Nm}$$

### **3.8.1.-Diseño del eje central de transmisión del cilindro térmico planchador.**

Se debe establecer el diámetro mínimo del eje para soportar adecuadamente las cargas que actúan sobre el eje, o el factor de seguridad para un diseño específico. Se presentan las ecuaciones para ambos casos.

El punto crítico se encuentra cuando  $x = 1128,79$  mm, entonces el momento flector máximo es:

$$M_{\max A} = \sqrt{M_{\max Y}^2 + M_Z^2}$$

$$M_{\max A} = \sqrt{962.90^2 + 36^2}$$

$$M_{\max A} = 963.5 = 964 \text{ N.m}$$

El par Torsor en el punto  $x = 1175.77$  mm es:

$$T_{x=1175.77} = 160.47 \text{ N.m}$$

### **3.8.2.- Diseño estático del eje central de transmisión del cilindro térmico planchador.**

Se tiene:

$$M_{\max A} = 964 \text{ N.m}$$

$$T_{x=1175.77} = 160.47 \text{ N.m}$$

Estimando un factor de seguridad  $n_s = 2$

Para el cilindro calentador de tubería de acero al carbono ASTM A53, con las propiedades mecánicas utilizadas del catálogo de VEMACERO

$$S_y = 240 \text{ MPa}$$

Según la MSST, podemos predecir el diámetro mínimo requerido donde la falla empezará a ocurrir, utilizando la ecuación 2.19:

$$d = \left( \frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right)^{1/3}$$

$$d = \left( \frac{32 * 2}{\pi * 240 * 10^6} \sqrt{964^2 + 160.47^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0436 \text{ m} = 43.6 \text{ mm}$$

Para la construcción se utiliza un eje con un diámetro mínimo de:

$$d = 42 \text{ mm}$$

Con este diámetro calculamos el factor de seguridad y lo comparamos con el factor de seguridad estimado, utilizando la ecuación 2.20:

$$n_s = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$n_s = \frac{\pi * 0.042^3 * 240 * 10^6}{32 \sqrt{964^2 + 160.47^2}}$$

$$n_s = 1.78$$

El coeficiente de seguridad obtenido confirma que el eje con un diámetro de 42 mm no va a fallar, debido a sus esfuerzos y cargas que actúan sobre este.

Según la DET podemos predecir el diámetro mínimo requerido donde la falla empezará a ocurrir, utilizando la ecuación 2.22:

$$d = \left( \frac{32 * n_s}{\pi * S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right)^{1/3}$$

$$d = \left( \frac{32 * 2}{\pi * 240 * 10^6} \sqrt{964^2 + \left( \frac{3}{4} * 160.47^2 \right)} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0437 \text{ m} = 43,7 \text{ mm}$$

El diámetro del eje que se va a maquinar tiene un diámetro de 42 mm, con este diámetro se calcula un nuevo factor de seguridad y se compara con el factor de seguridad estimado, utilizamos la ecuación 2.23:

$$n_s = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}}$$

$$n_s = \frac{\pi * 0.042^3 * 240 * 10^6}{32 \sqrt{964^2 + \left( \frac{3}{4} * 160.47^2 \right)}}$$

$$n_s = 1.79$$

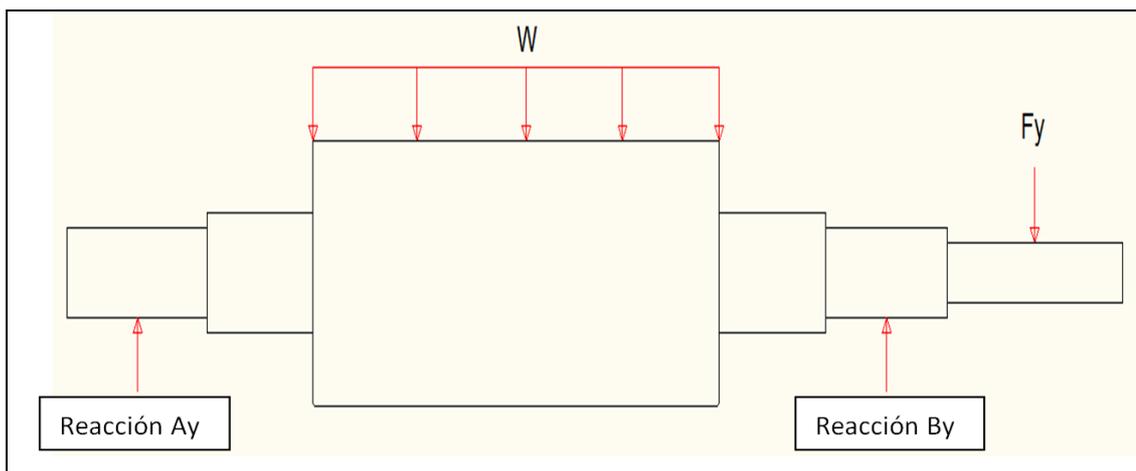
El factor de seguridad obtenido nos confirma que el eje no va a fallar con el diámetro de 42 mm

### 3.9.-DISEÑO DE EJES PARA EL RODILLO AUXILIAR (TRANSPORTADOR).

Para el diseño del eje central del rodillo transportador, se realiza un diagrama de cuerpo libre, reemplazando los diversos elementos que sobre el existen, por su carga estáticamente equivalente o de torsión.

#### 3.9.1.- Diagrama de cuerpo libre del rodillo transportador en el plano X - Y.

En la siguiente figura se observan las cargas y las reacciones que actúan sobre el rodillo.



**Figura 3.17. Rodillo transportador en el plano X - Y.**

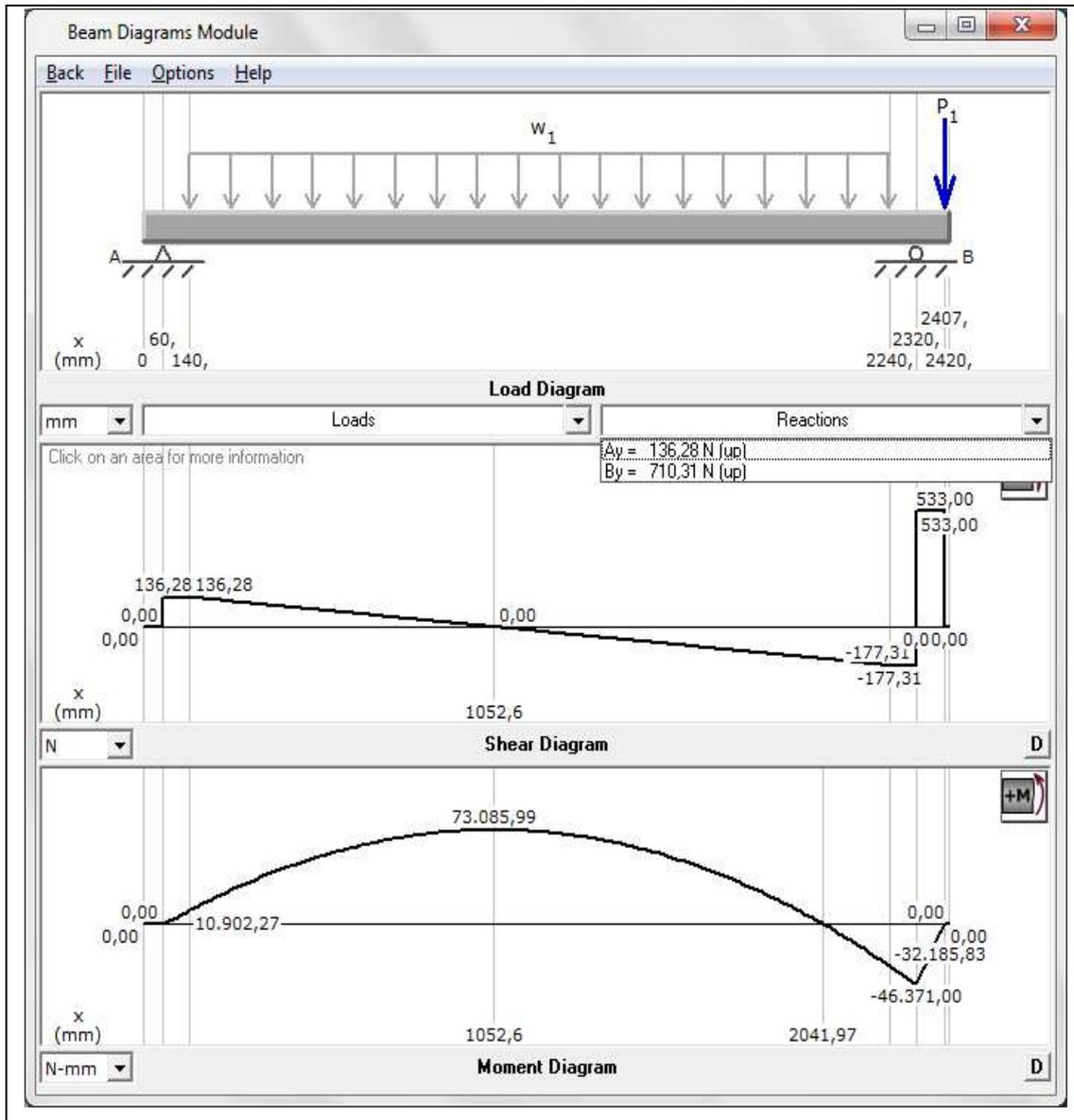
*Fuente: Diagrama de cuerpo libre realizado en el programa Autocad 2010.*

#### 3.9.2.- Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y par de torsión en el plano X - Y.

Por medio del programa MDSolids3.5, y utilizando los datos anteriormente calculados tenemos los siguientes resultados.

## RODILLO AUXILIAR (TRANSPORTADOR).

En la siguiente figura se muestran las cargas así como los diagramas de la fuerza cortante y el momento flexionante, esto en el PLANO X-Y.



**Figura 3.18. Diagrama de cortante y momento flexionante.**

*Fuente: Cálculo de esfuerzos de cilindros realizado en el programa MDSolids.*

Momento flexionante máximo en el plano X-Y, se encuentra en

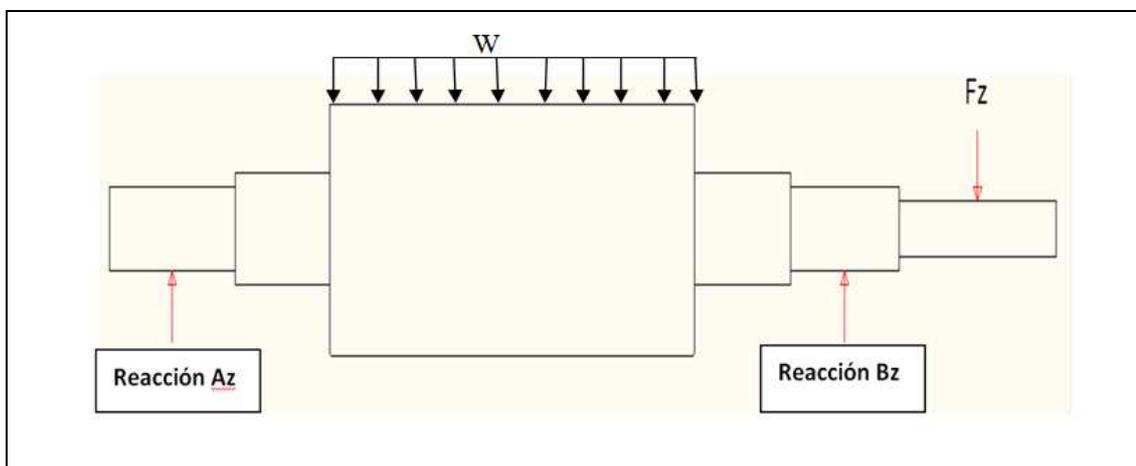
$$X = 1052.6 \text{ mm} \quad M_{\max} = 73.085 \text{ N.m}$$

## REACCIONES RESULTANTES

$$R_{Ay} = 136.28 \text{ N} \quad R_{By} = 710.31 \text{ N}$$

### 3.9.3.- Diagrama de cuerpo libre del rodillo auxiliar (transportador), en el plano X-Z.

En la siguiente figura se observan las cargas y las reacciones que actúan sobre el rodillo.



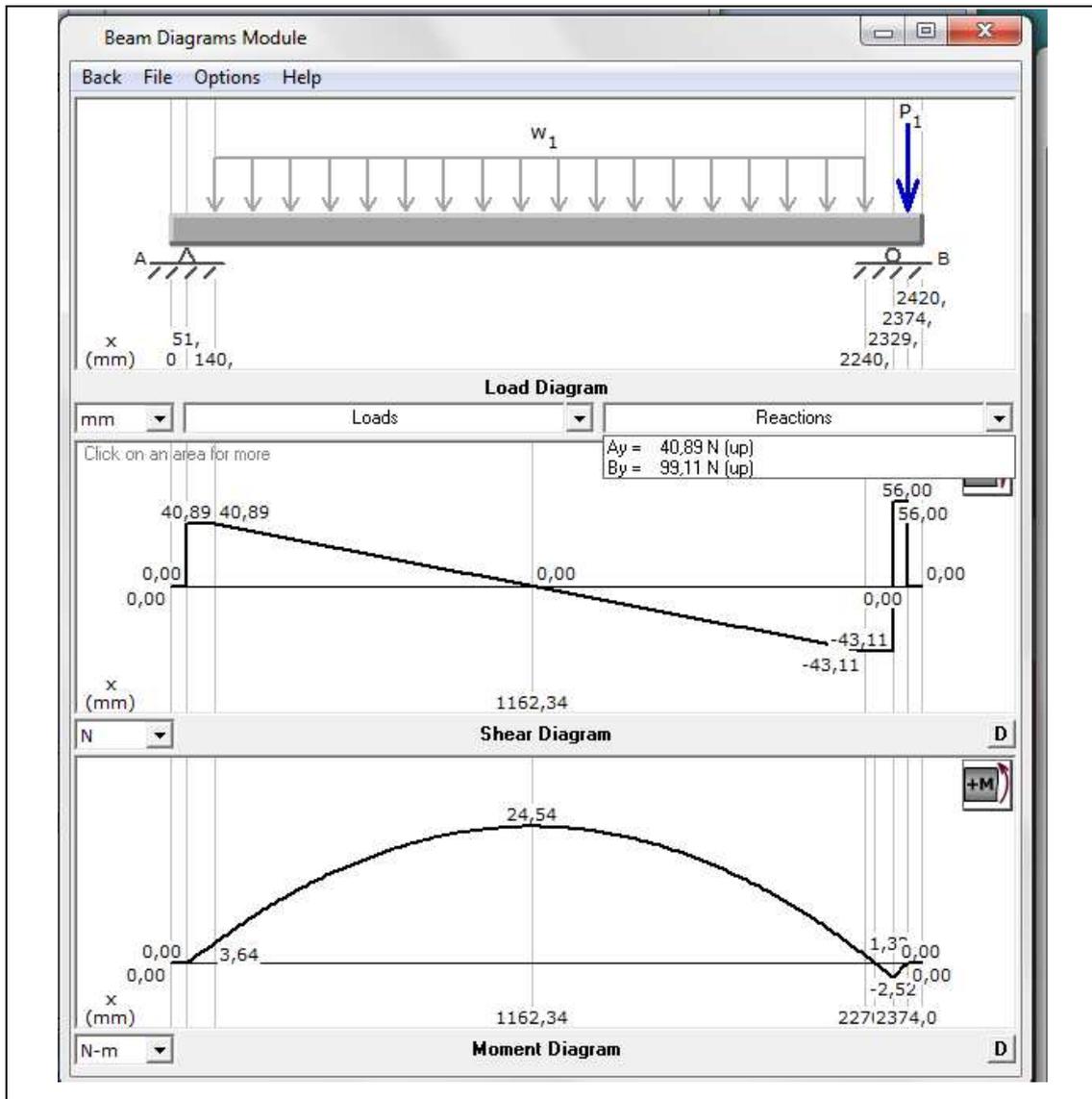
**Figura 3.19. Rodillo auxiliar (transportador) en el plano X - Z.**

*Fuente: Diagrama de cuerpo libre realizado en el programa Autocad 2010.*

### 3.9.4.- Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante y par de torsión en el plano X - Z.

Por medio del programa MDSolids3.5, y utilizando los datos anteriormente calculados tenemos los siguientes resultados.

En la siguiente figura se muestran las cargas así como los diagramas de la fuerza cortante y el momento flexionante, esto en el PLANO X-Z.



**Figura 3.20. Diagrama de cortante y momento flexionante, en el plano X-Z.**

*Fuente: Cálculo de esfuerzos de cilindros realizado en el programa MDSolids.*

Momento flexionante máximo en el plano X-Z, se encuentra en

$$X = 1162.34 \text{ mm} \quad M_{\max - z} = 24.54 \text{ N.m}$$

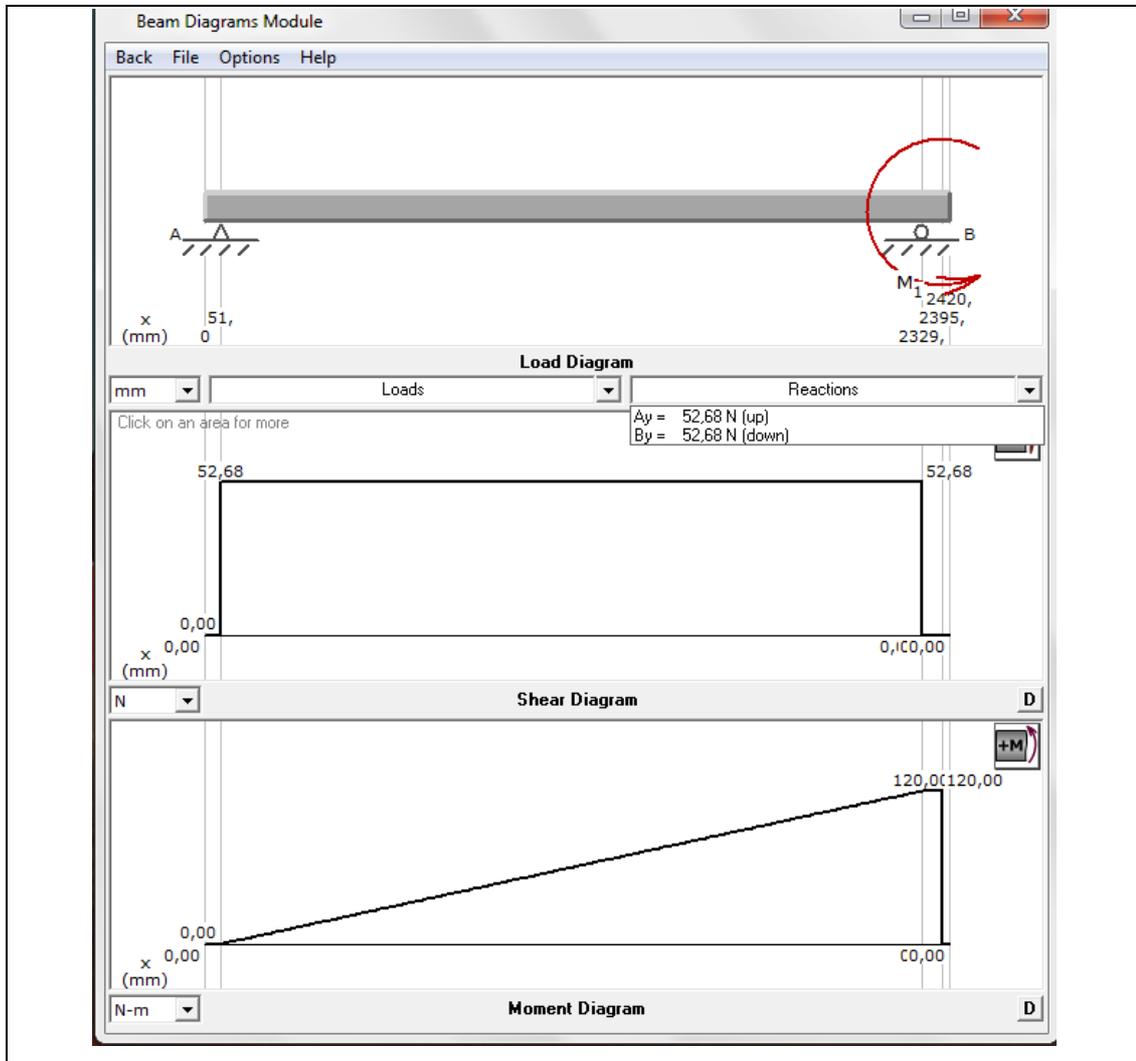
$$X = 1052.6 \text{ mm} \quad M_z = 24.30 \text{ N.m}$$

REACCIONES RESULTANTES

$$R_{AZ} = 40.89 \text{ N} \quad R_{BZ} = 90.11 \text{ N}$$

En la siguiente figura se muestran el torque que se le aplica al eje del rodillo auxiliar, así como los diagramas de la fuerza cortante y el momento flexionante.

### DIAGRAMA DE TORSIÓN



**Figura 3.21. Diagrama del momento torsor.**

*Fuente: Cálculo de esfuerzos de cilindros realizado en el programa MDSolids.*

Momento torsor en el punto de análisis es:

$$X = 2329 \text{ mm}$$

$$T = 120 \text{ N.m}$$

$$X = 1052.6 \text{ mm}$$

$$T = 52.76 \text{ N.m}$$

### 3.9.5.- Diseño del eje central de transmisión del rodillo auxiliar.

Se debe establecer el diámetro mínimo del eje para soportar adecuadamente las cargas que actúan sobre el eje, o el factor de seguridad para un diseño específico. Se presentan las ecuaciones para ambos casos.

El punto crítico se encuentra cuando  $x = 2329,00$  mm, entonces el momento flector máximo es:

$$X = 1052.6 \text{ mm} \quad M_{\max Y} = 73.085 \text{ N.m}$$

$$X = 1052.6 \text{ mm} \quad M_z = 24.30 \text{ N.m}$$

$$M_{\max A} = \sqrt{M_{\max Y}^2 + M_z^2}$$

$$M_{\max A} = \sqrt{73.085^2 + 24.30^2}$$

$$M_{\max A} = 77 \text{ N.m}$$

El par torsor en el punto  $x = 1052.6$  mm es:

$$T_{x=1052.6} = 52.76 \text{ N.m}$$

### 3.9.6.- Diseño estático del eje central de transmisión del rodillo auxiliar.

Se tiene:

$$M_{\max A} = 77 \text{ N.m}$$

$$T_{x=1052.6} = 52.76 \text{ N.m}$$

Estimando un factor de seguridad  $n_s = 2$

Para el cilindro auxiliar de tubería de acero estructural, ASTM A501, con las propiedades mecánicas utilizadas del catálogo de structural steel shapes, (Anexo 5).

$$S_y = 240 \text{ MPa}$$

Según la MSST, se puede predecir el diámetro mínimo requerido donde la falla empezará a ocurrir, utilizando la ecuación 2.19:

$$d = \left( \frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right)^{1/3}$$

$$d = \left( \frac{32 * 2}{\pi * 240 * 10^6} \sqrt{77^2 + 52.76^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0200 \text{ m} = 20 \text{ mm}$$

Para la construcción se utiliza un eje con un diámetro de:

$$d = 22 \text{ mm}$$

Con este diámetro calculamos el factor de seguridad y comparamos con el factor de seguridad estimado, utilizando la ecuación 2.20:

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$n_s = \frac{\pi * 0.022^3 * 240 * 10^6}{32 \sqrt{77^2 + 52.76^2}}$$

$$n_s = 2,6$$

Este coeficiente de seguridad obtenido de  $n_s = 2,6$  expresa que el eje está sobredimensionado y que no va a fallar.

Según la DET podemos predecir el diámetro mínimo requerido donde la falla empezará a ocurrir, utilizando la ecuación 2.22:

$$d = \left( \frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.019 \text{ m} = 19 \text{ mm}$$

El diámetro del eje que se va a maquinar tiene un diámetro de 22 mm, con este diámetro calculamos un nuevo factor de seguridad y comparamos con el factor de seguridad estimado, utilizamos la ecuación 2.23:

$$n_s = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}}$$

$$n_s = \frac{\pi * 0.022^3 * 240 * 10^6}{32 \sqrt{77^2 + \left(\frac{3}{4} * 52.76^2\right)}} = 2,8$$

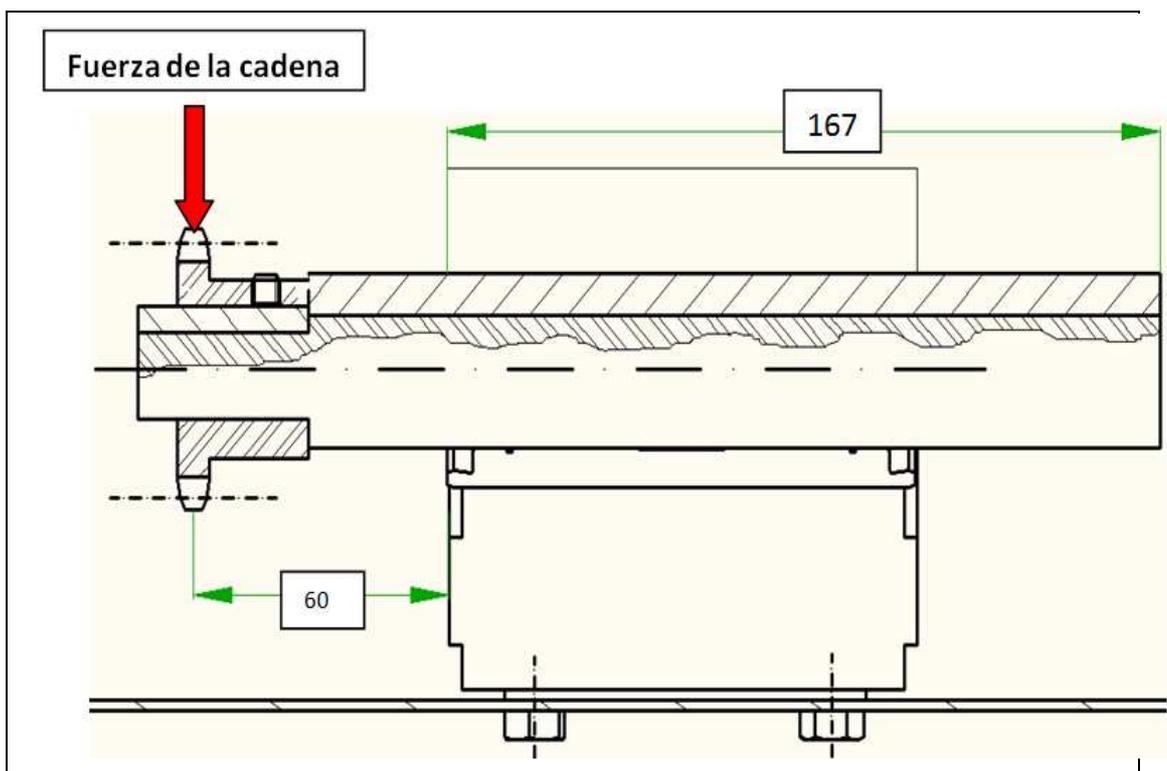
El factor de seguridad obtenido nos confirma que el eje no va a fallar con el diámetro de 22 mm.

### 3.10.-DISEÑO DEL EJE PARA LA TRANSMICIÓN DE POTENCIA EN LA SALIDA DEL MOTOREDUCTOR.

Para el diseño del eje central de la transmisión de potencia en la salida del motoreductor, se realiza un diagrama de cuerpo libre, reemplazando los diversos elementos que sobre el existen, por su carga estáticamente equivalente o de torsión.

#### 3.10.1- Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión de potencia de la salida del motorreductor.

En la siguiente figura se observan la fuerza que actúa sobre el eje.



**Figura 3.22.** Eje de transmisión de potencia de la salida del motorreductor.

*Fuente: Diagrama de cuerpo libre realizado en el programa Autocad 2010.*

Para este cálculo se determinara la fuerza que actúa sobre la catarina en la salida del motorreductor.

$$F = \frac{T}{D/2}$$

Donde:

F: fuerza de la cadena.

T: torque del motorreductor.

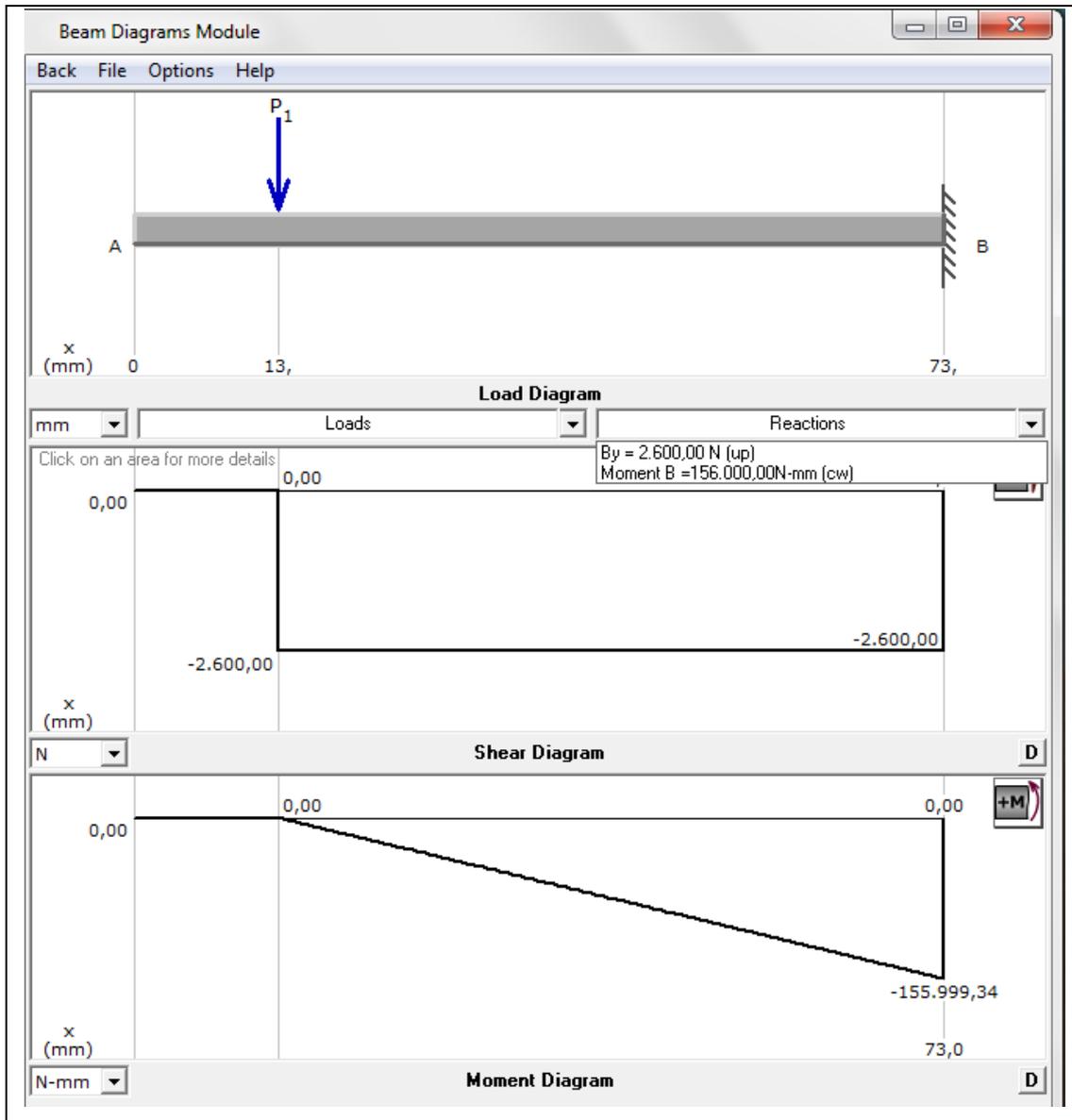
D: diámetro de la catarina.

$$F = \frac{65 \text{ N.m}}{0.050 \text{ m}/2}$$

$$F = 2600 \text{ N}$$

Por medio del programa MDSolids3.5, y utilizando los datos anteriores tenemos los siguientes resultados.

### 3.10.2.- Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante.



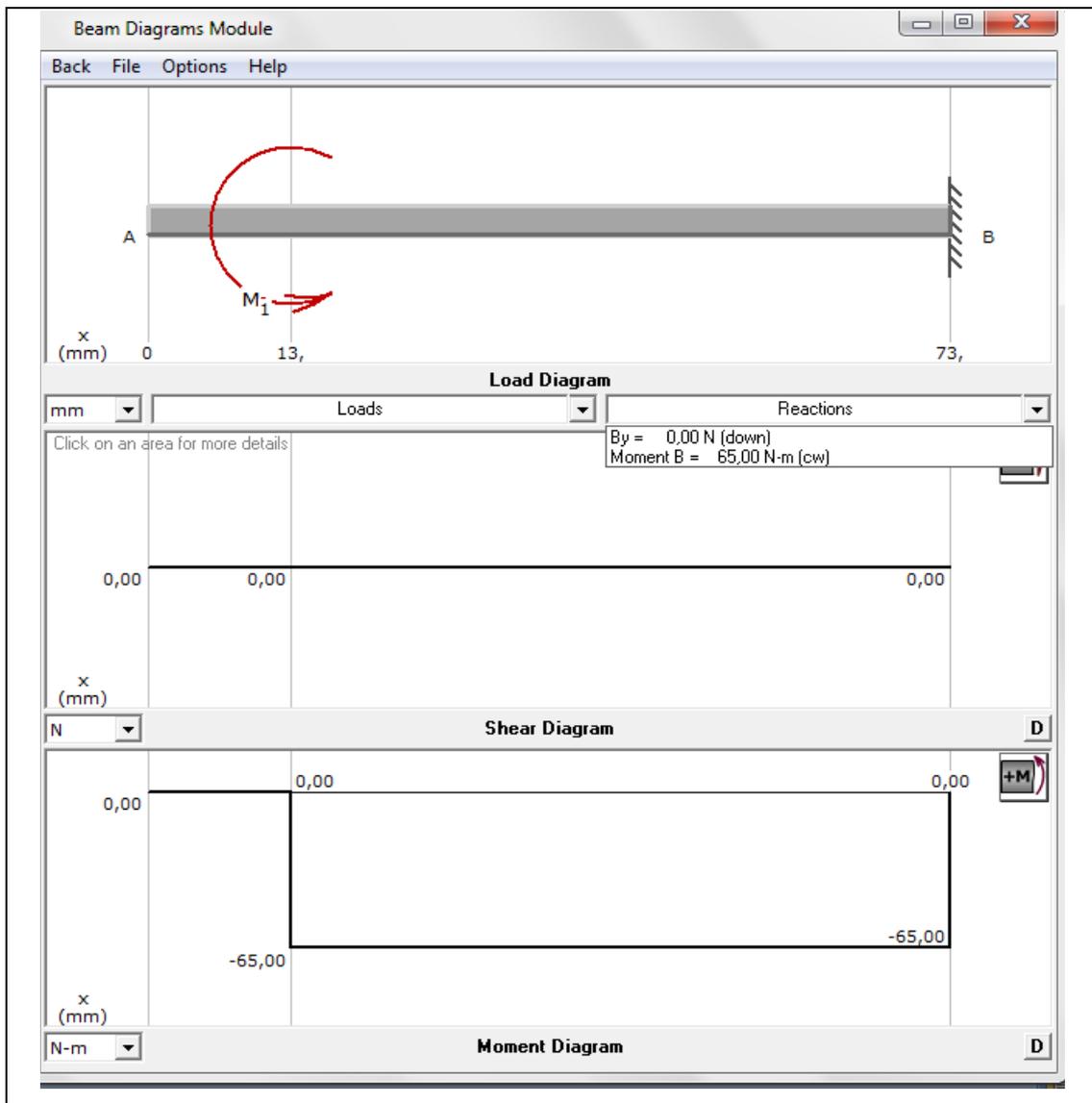
**Figura 3.23.** Diagramas de fuerza cortante, momento flexionante.

*Fuente: Cálculo de esfuerzos del eje de transmisión realizado en el programa MDSolids.*

Momento flexionante máximo se encuentra en

$$X = 73 \text{ mm} \quad M_{\max} = 150 \text{ N.m}$$

## DIAGRAMA DE TORSIÓN



**Figura 3.24. Diagrama del momento torsor.**

*Fuente: Cálculo de esfuerzos del eje realizado en el programa MDSolids.*

Momento torsor en el punto de análisis es:

$$X = 73 \text{ mm}$$

$$T = 65 \text{ N.m}$$

### 3.10.3.- Diseño del eje central de transmisión a la salida del motorreductor.

Se debe establecer el diámetro mínimo del eje para soportar adecuadamente las cargas que actúan sobre el mismo, o el factor de seguridad para un diseño específico. Se presentan las ecuaciones para ambos casos.

El punto crítico se encuentra cuando  $x = 73\text{mm}$ , entonces el momento flector máximo es:

$$X = 73 \text{ mm} \qquad M_{\max Y} = 156 \text{ N.m}$$

El par torsor en el punto  $x = 73 \text{ mm}$  es:

$$T_{x=1052.6} = 65 \text{ N.m}$$

### 3.10.4.- Diseño estático del eje central de transmisión a la salida del motorreductor.

**Se tiene:**

$$M_{\max A} = 156 \text{ N.m}$$

$$T_{x=73} = 65 \text{ N.m}$$

Estimando un factor de seguridad  $n_s = 2$

El esfuerzo a la fluencia del acero AISI 1018 es de 220 MPa

$$S_y = 240 \text{ MPa}$$

Según la MSST, se puede predecir el diámetro mínimo requerido donde la falla empezará a ocurrir, utilizando la ecuación 2.19:

$$d = \left( \frac{32 * n_s}{\pi * S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right)^{1/3}$$

$$d = \left( \frac{32 * 2}{\pi * 220 * 10^6} \sqrt{156^2 + 65^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.025 \text{ m} = 25 \text{ mm}$$

Para la construcción se utiliza un eje con un diámetro de:

$$d = 24 \text{ mm}$$

Con este diámetro calculamos el factor de seguridad y comparamos con el factor de seguridad estimado, utilizando la ecuación 2.20:

$$n_s = \frac{\pi d^3 S_y}{32 \sqrt{M^2 + T^2}}$$

$$n_s = \frac{\pi * 0.024^3 * 220 * 10^6}{32 \sqrt{156^2 + 65^2}}$$

$$n_s = 1.87 = 2$$

Este coeficiente de seguridad obtenido de  $n_s = 2$  expresa que el eje no fallara a los esfuerzos sometidos.

Según la DET podemos predecir el diámetro mínimo requerido donde la falla empezará a ocurrir, utilizando la ecuación 2.22:

$$d = \left( \frac{32 n_s}{\pi S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0248 \text{ m} = 24.8 \text{ mm}$$

El diámetro del eje que se va a maquinar tiene un diámetro de 24 mm, con este diámetro calculamos un nuevo factor de seguridad y lo comparamos con el factor de seguridad estimado, utilizamos la ecuación 2.23:

$$n_s = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2}}$$

$$n_s = \frac{\pi * 0.024^3 * 220 * 10^6}{32 \sqrt{156^2 + \left(\frac{3}{4} * 65^2\right)}} = 1.8$$

$$n_s = 2$$

El factor de seguridad obtenido nos confirma que el eje no va a fallar con el diámetro de 24 mm.

### 3.11.- SELECCIÓN DE CHAVETAS

#### 3.11.1.-Selección de las chavetas para el eje del cilindro termico planchador

Se requiere una transmisión de par completo del torque por lo que se analizará la cuña de tipo plana.

Utilizaremos Acero AISI 1020 el cual tiene las siguientes características: (Anexo 5)

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 420 \text{ MPa}$$

$$n_s = 3$$

$$T = 320 \text{ N.m}$$

$$D = 50 \text{ mm} = 0.050 \text{ m}$$

$$W = H = 8 \text{ mm}$$

Se obtiene la longitud mediante la teoría de falla por esfuerzo cortante utilizando la Ecuacion 2.22.

$$l = \frac{2 * T * n_s}{0.5 * S_y * D * W}$$

$$l = 0.0272 \text{ m} = 27.27 \text{ mm}$$

Por medio de la Ecuacion 2.20, se calcula el esfuerzo cortante máximo utilizando una longitud de 100mm.

$$\tau = \frac{2 * T}{D * W * L}$$

$$\tau = 16 \text{MPa}$$

Se calcula un factor de seguridad.

$$n_s = \frac{0.5 * S_y}{\tau}$$

$$n_s = 11$$

Analizamos la falla por esfuerzo de compresión, con esto obtenemos una longitud utilizando la ecuación 2.24.

$$l = \frac{4 * T * n_s}{S_y * D * H}$$

$$L = 0.0272 \text{ m} = 27.27 \text{ mm}$$

Calculamos el esfuerzo a compresión utilizando una longitud de 100mm.

$$\sigma = \frac{4 * T}{D * W * L}$$

$$\sigma = 32 \text{MPa}$$

Calculamos un factor de seguridad, ( $n_s$ ).

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n_s = 11$$

Este factor de seguridad nos indica que la chaveta determinada no va a fallar.

### 3.11.2.- Selección de las chavetas para el eje del rodillo auxiliar (transportador).

Se requiere una transmisión de par completo del torque por lo que se analizará la cuña de tipo plana.

Calculo de la chaveta para el eje del cilindro térmico planchador.

Utilizaremos Acero AISI 1020 el cual tiene las siguientes características: (Anexo 5)

$$S_y = 352 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 420 \text{ MPa}$$

$$n_s = 3$$

$$T = 320 \text{ N.m}$$

$$D = 30 \text{ mm} = 0.030 \text{ m}$$

$$W = H = 5 \text{ mm}$$

Obtenemos la longitud mediante la teoría de falla por esfuerzo cortante:

$$l = \frac{2 * T * n_s}{0.5 * S_y * D * W}$$

$$l = 0.0727 \text{ m} = 72.7 \text{ mm}$$

Calculamos el esfuerzo cortante máximo.

$$\tau = \frac{2 * T}{D * W * L}$$

$$\tau = 4.2 \text{ MPa}$$

Calculamos el factor de seguridad por medio de la ecuación

$$n_s = \frac{0.5 * S_y}{\tau}$$

$$n_s = 42$$

Analizamos la falla por esfuerzo de compresión, con esto obtenemos la longitud.

$$l = \frac{4 * T * n_s}{S_y * D * H}$$

$$L = 0.0727 \text{ m} = 72.7 \text{ mm}$$

Calculamos el esfuerzo a compresión utilizando una longitud de 100mm.

$$\sigma = \frac{4 * T}{D * W * L}$$

$$\sigma = 85.33 \text{ MPa}$$

Calculamos el factor de seguridad por medio de la ecuación, ( $n_s$ ).

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n_s = 4$$

Este factor de seguridad nos indica que la chaveta determinada no va a fallar.

### 3.12.- SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

#### 3.12.1.- Selección de rodamientos para el eje del cilindro térmico planchador

Se realiza el análisis de esfuerzos en el punto donde existe mayor concentración de los mismos, esto se puede observar en la figura 3.20, ya que estos esfuerzos son los que soportara el rodamiento, realizamos el análisis en el punto B del eje del cilindro térmico planchador.

$$R_{BY} = 3487.82 \text{ N}$$

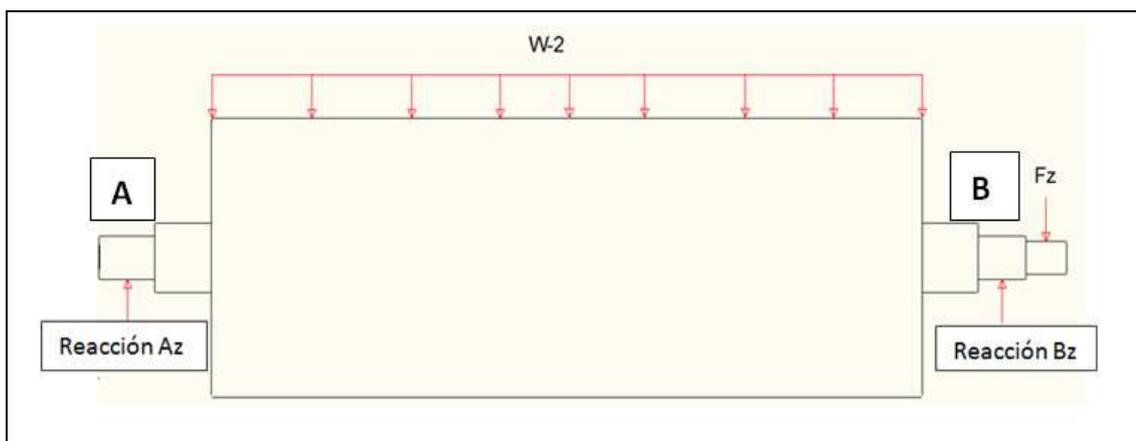
$$R_{BZ} = 662.13 \text{ N}$$

La fuerza radial resultante que se aplicara sobre los rodamientos será la siguiente:

$$F_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2}$$

$$F_B = \sqrt{3487.82^2 + 662.13^2}$$

$$F_B = 3550 \text{ N} = P_D$$



**Figura 3.25. Cilindro térmico planchador con extremos A-B.**

*Fuente: Diagrama de cuerpo libre realizado en el programa Autocad 2010.*

### 3.12.1.1.- Cálculo de la capacidad dinámica del rodamiento.

Por medio de la Ecuación 2.19, se calcula la carga dinámica para la selección del rodamiento.

$$C = P_D * \left( \frac{h * \text{rpm} * 60}{10^6} \right)^{1/k}$$

Donde:

$$h = 30000$$

$$K = 4$$

$$C = 3550 * \left( \frac{30000 * 7 * 60}{10^6} \right)^{1/4}$$

$$C = 3761.2 \text{ N}$$

Del catálogo de rodamientos rígidos de bolas SKF, (Anexo 5) seleccionamos el rodamiento **6210/VA210**, el cual tiene la capacidad de soportar una carga dinámica de **23200 N**.

### 3.12.2.- Selección de rodamientos para el eje del rodillo auxiliar (transportador).

Se realiza el análisis de esfuerzos en el punto donde existe mayor concentración de los mismos ya que estos esfuerzos son los que soportara el rodamiento, realizamos el análisis en el punto B del eje del cilindro.

$$R_{BY} = 2677.23 \text{ N}$$

$$R_{BZ} = 1034.07 \text{ N}$$

La fuerza radial resultante que se aplicara sobre los rodamientos será la siguiente:

$$F_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2}$$

$$F_B = \sqrt{2667.23^2 + 1034.07^2}$$

$$F_B = 2860.66 \text{ N} = P_D$$

### 3.12.2.1.- Cálculo de la capacidad dinámica del rodamiento.

Por medio de la Ecuación 2.19, se calcula la carga dinámica para la selección del rodamiento.

$$C = P_D * \left( \frac{h * \text{rpm} * 60}{10^6} \right)^{1/k}$$

De donde:

$$h = 30000$$

$$K = 4$$

$$C = 2860.66 \text{ N} * \left( \frac{30000 * 7 * 60}{10^6} \right)^{1/4}$$

$$C = 3030.8 \text{ N}$$

Del catálogo de rodamientos rígidos de bolas SKF, (Anexo 5) seleccionamos el rodamiento **6206/VA210**, el cual tiene la capacidad de soportar una carga dinámica de **11200 N**.

### 3.13.- SELECCIÓN DE PERNOS

#### 3.13.1.- Selección de pernos para el cilindro térmico planchador

Los pernos seleccionados son 8 pernos M16x35, para el cilindro térmico.

El peso del rodillo planchador es  $133.807\text{Kg} = 1311.30\text{ N}$

#### 3.13.2.- Selección de pernos a cargas de tensión

8 Pernos M16x35 Determinamos la carga que va a soportar cada uno.

$$P = \frac{\text{Peso}}{\#\text{Pernos}} = \frac{1311.30\text{N}}{8} = 163.875\text{ N}$$

Obtenemos  $K_m$  (módulo de rigidez de los miembros de la junta atornillada)

$$K_m = \frac{\pi * E * D}{2 * \ln\left(5 \left(\frac{1+0.5D}{1+2.5D}\right)\right)}$$

$$K_m = \frac{\pi * 207 \times 10^9 * 0.016}{2 * \ln\left(5 \left(\frac{0.035+0.5(0.016)}{0.035+2.5(0.016)}\right)\right)}$$

$$K_m = 4.93 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Obtenemos el valor de  $K_B$  (Constante de rigidez del perno)

$$K_B = \frac{A * E}{L} = \frac{\pi * E * D^2}{4 * L}$$

$$K_B = \frac{\pi * 0.016^2 \text{m}^2 * 207 \times 10^9 \text{ Pa}}{4 * L}$$

$$K_B = 1.18 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

El valor de la constante de rigidez C es de:

$$C = \frac{K_B}{K_m + K_B}$$

$$C = \frac{1.18 \times 10^9}{4.93 \times 10^9 + 1.18 \times 10^9} = 0.193$$

Utilizando un factor de seguridad de 3 determinamos la precarga, y con esto concluimos si el perno soporta o no la carga a tensión.

$$n = 3$$

La resistencia a prueba y el área de esfuerzo a la tensión los obtenemos de tablas que se encuentran en el (Anexo 5)

$$S_p = 600 \text{ MPa} \quad [\text{Resistencia a prueba}]$$

$$S_y = 660 \text{ MPa} \quad [\text{Resistencia a la fluencia}]$$

$$S_u = 830 \text{ MPa} \quad [\text{Resistencia a la rotura a tensión}]$$

$$A_t = 1.57 * 10^{-4} \text{ m}^2 \quad [\text{Área de esfuerzo a la tensión}]$$

### 3.13.3.- Cálculo de la precarga ( $F_i$ )

$$F_i = 0.75(A_t * S_y - C * n * P)$$

$$F_i = 77643.84 \text{ N}$$

### 3.13.3.1.- La condición de seguridad para ( $F_i$ )

$F_i$  . Se debe encontrar en el siguiente intervalo:

$$[0.6F_p < F_i < 0.9F_p] \quad (\text{Condición de seguridad})$$

Se determina el valor de la precarga de prueba  $F_p$  por medio de la ecuación 2.38:

$$F_p = A_t * S_p$$

$$F_p = 94200 \text{ N}$$

Nuestra relación quedaría de la siguiente manera:

$$[56520\text{N} < 77643.84\text{N} < 84780\text{N}]$$

$F_i = 77643.84 \text{ N}$  por lo tanto el perno resistirá la carga a tensión con un factor de seguridad de 3.

### 3.13.4.- Selección de pernos para soportar cargas a corte

Determinamos el esfuerzo cortante al que va estar sometido el perno.

$$\tau = \frac{F_{\text{perno}}}{A} = \frac{4 * F_{\text{perno}}}{\pi * D^2}$$

La fuerza que ejerce la cadena sobre los rodillos es de:

$$f_r = 2613.2 \text{ N}$$

Para sostener el cilindro en las bases laterales utilizamos 8 pernos por lo que determinamos la fuerza en cada perno.

$$F_{\text{perno}} = \frac{f_r}{\# \text{ pernos}}$$

$$F_{\text{perno}} = \frac{2613.2\text{N}}{8} = 326.65\text{N}$$

$$\tau = \frac{4 * 326.2\text{N}}{\pi * 0.016^2 \text{ m}^2}$$

$$\tau = 1.62 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Determinamos la resistencia de fluencia al corte de la siguiente manera:

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 380.82 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Es posible determinar un factor de seguridad con los datos obtenidos:

$$n_{\text{seg-per}} = \frac{380.82 \times 10^6 \text{ Pa}}{1.62 \times 10^6 \text{ Pa}} = 235$$

Es decir que los pernos que hemos seleccionado van a soportar cargas a tensión y cargas a corte.

### **3.13.5.- Selección de pernos del rodillo auxiliar, (transportador).**

Los pernos seleccionados son 4 pernos M12x35, para los cilindros auxiliares.

El peso del rodillo auxiliar es  $32\text{Kg} = 313.92 \text{ N}$

### **3.13.6.- Selección de pernos a cargas de tensión.**

4 Pernos M12x35

$$P = \frac{\text{Peso}}{\#\text{Pernos}} = \frac{313.92 \text{ N}}{4} = 78.48 \text{ N}$$

Obtenemos  $K_m$  (módulo de rigidez de los miembros de la junta atornillada)

$$K_m = \frac{\pi * E * D}{2 * \ln\left(5\left(\frac{1+0.5D}{1+2.5D}\right)\right)}$$

$$K_m = \frac{\pi * 207 \times 10^9 * 0.012}{2 * \ln\left(5\left(\frac{0.035+0.5(0.012)}{0.035+2.5(0.012)}\right)\right)}$$

$$K_m = 4.58 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Obtenemos el valor de  $K_B$  (Constante de rigidez del perno)

$$K_B = \frac{A * E}{L} = \frac{\pi * E * D^2}{4 * L}$$

$$K_B = \frac{\pi * 0.012^2 \text{ m}^2 * 207 \times 10^9 \text{ Pa}}{4 * 0.035}$$

$$K_B = 0.66 \times 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

El valor de la constante de rigidez es de:

$$C = \frac{K_B}{K_m + K_B}$$

$$C = \frac{0.66 \times 10^9}{4.58 \times 10^9 + 0.66 \times 10^9} = 0.12$$

Utilizando un factor de seguridad de 3 determinamos la precarga.

$$n = 3$$

La resistencia a prueba y el área de esfuerzo a la tensión los obtenemos de tablas:

$$S_p = 600 \text{ MPa} \quad [\text{Resistencia a prueba}]$$

$$S_y = 660 \text{ MPa} \quad [\text{Resistencia a la fluencia}]$$

$$S_u = 830 \text{ MPa} \quad [\text{Resistencia a la rotura a tensión}]$$

$$A_t = 9.21 * 10^{-5} \text{ m}^2 \quad [\text{Área de esfuerzo a la tensión}]$$

### 3.13.7.- Cálculo de la precarga ( $F_i$ )

$$F_i = 0.75(A_t * S_y - C * n * P)$$

$$F_i = 45568.3 \text{ N}$$

Para la condición de seguridad  $F_i$  se debe encontrar en el siguiente intervalo:

$$[0.6F_p < F_i < 0.9F_p]$$

Se determina el valor de la precarga de prueba  $F_p$  por medio de la ecuación 2.38:

$$F_p = A_t * S_p$$

$$F_p = 55260 \text{ N}$$

Nuestra relación quedaría de la siguiente manera:

$$[33156\text{N} < 45568.3 \text{ N} < 49734\text{N}].$$

El intervalo nos demuestra que  $F_i$  es óptimo para nuestro análisis y que por lo tanto el perno resistirá la carga a tensión con un factor de seguridad de 3.

### 3.13.8.- Selección de pernos para soportar cargas a corte.

Determinamos el esfuerzo cortante al que va estar sometido el perno.

$$\tau = \frac{F_{\text{perno}}}{A} = \frac{4 * F_{\text{perno}}}{\pi * D^2}$$

La fuerza que ejerce la cadena sobre los rodillos es de:

$$f_r = 2613.2 \text{ N}$$

Para sostener el cilindro en las bases laterales utilizamos 4 pernos por lo que determinamos la fuerza en cada perno.

$$F_{\text{perno}} = \frac{f_r}{\# \text{ pernos}}$$

$$F_{\text{perno}} = \frac{2613.2\text{N}}{4} = 653.3\text{N}$$

$$\tau = \frac{4 * 653.3\text{N}}{\pi * 0.012^2 \text{ m}^2}$$

$$\tau = 5.77 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Determinamos la resistencia de fluencia al corte de la siguiente manera:

$$S_{sy} = 0.577 S_y$$

$$S_{sy} = 380.82 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Es posible determinar un factor de seguridad con los datos obtenidos:

$$n_{\text{seg-per}} = \frac{380.82 \times 10^6 \text{ Pa}}{5.77 \times 10^6 \text{ Pa}} = 63$$

Es decir que los pernos que hemos seleccionado van a soportar cargas a tensión y cargas a corte.

### 3.14.- SELECCIÓN DE LA CADENA

De acuerdo al cálculo realizado se requiere una potencia de 0.0774 HP, y una velocidad angular de 7rpm, con estos dos factores seleccionamos la cadena que necesitamos.

La cadena seleccionada es del catalogo Roller Chains ANSI B29.1-1975. (Anexo 5)

#### 3.14.1.- Longitud de la cadena.

$$L = \left( 2 C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4 \pi^2 C} \right) * P_t$$

$$C = \frac{C_p}{P_t}$$

$$C_p = 1.44\text{m}$$

$$P_t = 0.0127\text{m}$$

$$N_1 = 12$$

$$N_2 = 60$$

$$L = \left( 2 (113.38) + \frac{60+12}{2} + \frac{(60-12)^2}{4 \pi^2 (113.38)} \right) * 0.0127\text{m} = 3.34\text{m} .$$

### **3.15.- DISEÑO DE SOLDADURA.**

Como se detallo en la teoría de diseño, existen algunos tipos y métodos para realizar la soldadura, de acuerdo al estudio realizado se decidió realizar la el diseño de la soldadura, con soldadura MIG.

Este proceso está adaptado para soldar distintos tipos de materiales, con requisitos estrictos de calidad y acabados.

La soldadura que se empleara para soldar los cilindros con los ejes seleccionados para la transmisión, será la soldadura MIG, se ha determinado esta soldadura debido a sus características, entre esas se encuentran, calidad, acabados, mencionadas anteriormente, una de sus principales características es tener mayor continuidad en su proceso.

El alambre sólidos que se empleara es el **ER-70S-6**, debido a sus propiedades físicas, ver anexo 5, y de acuerdo a la presión que se va a emplear para el funcionamiento del cilindro térmico planchador. La resistencia mínima a la tensión del electrodo seleccionado es de 70 Ksi = 480 MPa, esto quiere decir que la soldadura resistirá sin ningún tipo de inconvenientes el trabajo a realizar.

## CAPITULO IV CÁLCULO DE COSTOS

### 4. ANÁLISIS DE COSTOS

El presente capítulo se muestra el costo de construcción de la máquina calandra, obtenido a través de cotizaciones realizadas en el taller "Mecánica Industrial Rojas", y otros establecimientos proveedores de partes y piezas para la industria.

#### 4.1. Costos directos

##### 4.1.1. Costos de materiales e insumos utilizados

<i>Ítem</i>	<i>Descripción</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Especificaciones</i>	<i>Valor total USD</i>
1	Moto reductor SIEMENS ½ HP- 3F -1590 RPM	1	41300	208
2	Reductor Angular I 50A – 30/1 PAM14/160	1	43360	244.61
3	Chumaceras UCF 211- 32	2	24150	38.91
4	Chumaceras UCFL 207	8	24300	55.36
5	Piñón sencillo Z=12	1	47420	4.38
6	Piñón sencillo Z=16	1	47420	5.90
7	Piñón sencillo Z=18	2	47420	15.07
8	Piñón sencillo Z=24	1	47420	10.66
9	Piñón sencillo Z=60	1	47420	32.12
10	Cadena de trans. Paso 40 (1/2")	1	23660	24.14
11	Variador de frecuencia ½ Hp 220 V- 3F	1	28280	201.90
12	Rodamientos NKE- 6200-2RS2-C3	2	54010	3.97
13	Polea 3" hierro fundido	1	49900	7.32
14	Polea 3,5" hierro fundido	1	49900	8.80
15	Perno Allen	2	M12 x 50	0.72
16	Perno Allen	4	M8 x 30	0.52

17	Perno Allen	12	M8 x 20	0.96
18	Perno Allen	2	M8 x 80	0.48
19	Perno Allen	16	M12 x 35	4.00
20	Perno Allen	26	M6 x 16	1.04
21	Perno Allen	2	M10 x 75	0.76
22	Perno prisionero	4	M8 x 16	0.40
23	Perno prisionero	2	M6 x 10	0.08
24	Perno prisionero	2	M8 x 8	0.10
25	Perno prisionero	2	M10 x 25	0.42
26	Pasador tubular	2	6 x 26	0.40
27	Tuerca GR 8.8 paso normal	2	M12 x1.75	0.21
28	Tuerca GR 8.8 paso normal	2	M24 x3.00	2.20
29	Tuerca GR 8.8 paso normal	10	M8 x 1.25	0.50
30	Tuerca GR 8.8 paso normal	10	M16 x 2.00	3.20
31	Tuerca GR 8.8 paso normal	16	M12 x 1.75	1.68
32	Perno Allen	4	M16 x 60	6.00
33	Angulo	1	50 x 3	14.26
34	Tubo redondo	2	4"x 2	73.40
35	Tubo redondo	1	1.25"x 2	18.35
36	Tubo redondo	2	1.5" x 2	27.42
37	Plancha tol	2	2 mm	93.78
38	Plancha tol	3	3 mm	211.02
39	Tapas cilindro planchador	2	Øe 315 x Øi 60 x10	32.56
40	Tapas cilindros auxiliares	8	Øe 100 Øi 20 x 6	16.00
41	Bocines	8	Øe 65xØi 40 x 20	22.00
42	Placa soporte	1	160x30x12	1.50
43	Placa soporte	1	240x40x8	2.00
44	Placa soporte	1	60x40x15	1.10
45	Junta rotatoria JOHNSON	1	2200 SB	392
46	Banda de Nomex	14	150 x 3000	846.02
47	Banda de algodón	27	76 x 1000	366.66
48	Tubo CED 40 grado b - 12"	1	5800mm	815.43

49				
			<b>Subtotal</b>	2972.29
			<b>IVA 12%</b>	356.67
			<b>Total</b>	<b>3328.96</b>

**Tabla 4. 1 Costos de partes utilizadas.**

*Fuente: Cotizaciones realizadas por los autores. ANEXOS*

El total de las partes utilizadas es USD 3328,96.

## 4.2 Costos por carga fabril

### 4.2.1 Costos de fabricación bocines, cilindro térmico y cilindros auxiliares.

<i>Ítem</i>	<i>Descripción</i>	<i>Cantidad</i>	<i>Especificación</i>	<i>Valor Total USD</i>
1	Maquinado de partes	1	Cilindro planchador	500
2		4	Cilindros auxiliares	600
3		1	Cilindro templador	120
4		14	Carretes porta bandas	280
5		4	Tubo tensores	200
7		1	Sistema de seguridad	100
8		4	Bocines para catalinas	60
9		1	Eje para moto reductor	100
			<b>Subtotal</b>	1960
			<b>IVA 12%</b>	235.20
			<b>Total</b>	<b>2195.20</b>

**Tabla 4. 2 Costos de fabricación cilindros: térmico y auxiliares.**

*Fuente: Cotizaciones realizadas por los autores. ANEXOS*

**4.2.2. Costos de fabricación para: bases, bandejas, soportes y tapas de protección.**

<i>Ítem</i>	<i>Descripción</i>	<i>Cant</i>	<i>Especificación</i>	<i>Valor Total USD</i>	
1	Angulo para templador de cadena	1	Corte Perforaciones	10,00	
2	Placa sujeción catalina loca	1	Corte Perforaciones roscado	10,00	
3	Templador cadena	1	Corte torneado Perforaciones soldadura	30,00	
4	Base perno tensor bandas de alimentación	1	Corte Perforaciones roscado	10,00	
5	Placa guía de bandas alimentación	1	Corte Dobleza	120,00	
6	Bandeja inferior	1	Corte Dobleza Soldadura Perforaciones	20,00	
7	Tapa bandeja superior	1	Corte Dobleza Perforaciones	50,00	
8	Bases laterales	2	Corte Dobleza Perforaciones Soldadura	300,00	
9	Tapas para bases laterales	2	Corte Perforaciones	80,00	
10	Ángulos de soporte	4	Corte Perforaciones	60,00	
				<b>Subtotal</b>	690,00
				<b>IVA 0%</b>	82,80
				<b>Total</b>	<b>772.80</b>

**Tabla 4. 3 Costos de fabricación de bases, bandejas, soportes y tapas de protección.**

*Fuente: Cotizaciones realizadas por los autores. ANEXOS*



#### 4.5. Resumen de costos

<i>Descripción</i>	<i>Valor Total USD</i>
Costos directos	3328.96
Costos indirectos	1008,00
Costos carga fabril	3976,00
<b>TOTAL COSTOS</b>	<b>8312.96</b>

**Tabla 4. 6 Resumen de costos**

**El costo total de construcción para la máquina calandra es de USD 8312,96.**

De acuerdo a este costo se planea un valor de venta al cliente de **USD 12000,00** con el cual se obtendría un 30 % de ganancia.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### CONCLUSIONES

- El diseño de la máquina calandra está basado en la capacidad de evaporación de agua; el cilindro planchador está diseñado para secar correctamente las prendas procesadas que se obtienen de las lavadoras industriales.
- Se consideró el diámetro exterior, el espesor, y el sistema de transmisión del cilindro planchador como factores principales, los que intervienen para la eficiencia y la calidad del planchado de las prendas procesadas.
- La tela entra en contacto con el cilindro alimentador, que traslada la prenda al cilindro tensor el cual con su diferencia de velocidad estira la prenda y esto hace que cuando entra en contacto con el cilindro térmico planchador, el planchado sea uniforme.
- Por medio de la elaboración de los planos se pudo desarrollar la simulación y calcular el costo total de la máquina, además de verificar que los cálculos para el dimensionamiento son correctos.
- Se realizó el sistema de calentamiento del cilindro térmico planchador por medio de vapor de agua saturado, el cual nos permite alcanzar una temperatura de 160°C, adecuada para el secado y planchado de las prendas.
- Se utiliza un variador de frecuencia para lograr un mejor control sobre la velocidad requerida en el cilindro térmico planchador, la cual variará de 0 a 10 RPM y con ello obtener un planchado eficiente de acuerdo a la necesidad.
- El sistema de seguridad diseñado permite minimizar accidentes con un mecanismo especial, protegiendo la integridad física de la persona y maximizando la operatividad de la máquina.

## RECOMENDACIONES

- Es muy importante que el operario tenga conocimiento de qué tipo de fibras se compone las prendas y a que temperatura se puede planchar, para poder seleccionar la velocidad adecuada, y así evitar inconvenientes que retrasen el trabajo y comprometan el buen funcionamiento de la máquina.
- Antes de poner en marcha la calandra, se debe leer y comprender el manual de funcionamiento y mantenimiento, para maximizar su productividad y minimizar el desgaste de la máquina, asegurando la vida útil de la misma.
- Se debe realizar una inspección de las prendas que van a ser procesadas, ya que estas por su procedencia pueden estar con elementos metálicos, que pueden causar daños en las bandas de transmisión y planchado, provocando gastos innecesarios a la empresa.
- En caso de necesitar una regulación avanzada de temperatura en el cilindro se puede adaptar un regulador de presión en la entrada de vapor, ésto solo es necesario en casos extraordinarios en los cuales se trabaje mayormente con prendas delicadas.
- Se recomienda que al momento de introducir las prendas, que no ocuparan toda la superficie del cilindro térmico planchador, se las introduzca en una forma alternada para aprovechar las partes calientes del cilindro y evitar sobrecalentamiento. Por ejemplo primero ingresar una prenda en la parte derecha, posteriormente al centro y finalmente en la parte izquierda.
- En caso de que el proceso de centrifugado de las lavadoras no sea bueno se debe de secar un poco las prendas y luego trasladar a la calandra. Este tipo de ropa debe tener una humedad de un 30 a 50%.
- Se recomienda implementar un sistema de control digital, para programar y controlar automáticamente encendidos y apagados según la necesidad requerida.

- Se recomienda la investigación de máquinas complementarias como dobladoras o plegadoras, para optimizar el proceso de planchado para lencería y optimizar el sistema de empaque y distribución.

## BIBLIOGRAFÍA

- HALL, A.J, A Handbook of textile dyeing and printing, Editorial The National Trade Press Ltd, Año 1955.
- ELECTROLUX, Partner Program Guide 2009. Basics on Ironing.
- DE PERINAT, MARÍA. Tecnología de la confección textil. EDYM. España 2007.
- ARTOLA, JOSÉ ÁNGEL. Camarero, técnicas de lavado y planchado. Escuela Nacional de Hotelería. Managua, Nicaragua. Diciembre 2008.
- ZEMANSKI.Mark W/DITTMAN.Richard H, Calor y Termodinámica, McGraw-Hill, MADRID1984, Sexta edición.
- GUDIÑO MARTINES Juan Carlos/LOGROÑO LEON Jorge Orlando, Diseño de una Torre de Enfriamiento para el Laboratorio de Transferencia de Calor de la UPS, Tesis Previa a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, UPS, 2008, pág. 9.
- PERRY.ROBERT H, Manual del Ingeniero Químico, Mc.Graw Hill, sexta edición tomo 1.
- B.V.KARLEKAR, R.M.DESMOND, Transferencia de Calor, McGraw-Hill, México 1995, Segunda Edición.
- YUNUS CENGEL, transferencia de calor y masa un enfoque práctico, Mc.GRAW HILL/INTERAMERICANA EDITORES,S.A,Mexico 2007.
- DONALD Q. KERN. "PROCESOS DE TRNASFERENCIA DE CALOR". McGraw-Hill. Trigésima primera edición.

- ENRIQUES BAHAMONDE Fausto/SORIA ERAZO Camilo; Diseño y Construcción de una Caldera de Vapor con GLP DE 6BHP de Potencia para los laboratorios de la UPS Proyecto Previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, UPS, 2007.
- BASKAKOV V.A.P, TERMOTECNIA, Editorial MIR Moscú. Año 1985.
- HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo; SCHMID, Steven, Elementos de máquinas, Primera Edición, McGRAW-HILL/ Interamericana Editores, Año 2000, México.
- SHIGLEY, Joseph; MISCHKE, Charles, “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Sexta edición, McGRAW-HILL/Interamericana editores, Año 2002, México.
- IES Villalba Hervás, ”Procedimientos de Fabricación”, Tecnología Industrial I.
- GALVERY William, Guía de soldadura para el técnico profesional, Editorial LIMUSA, México 2009.
- Código ASME, Sección VIII, división I.

## DE PÁGINAS ELECTRÓNICAS (WEB)

- <http://www.laundrysystems.electroluxusa.com/Files/Partner/Basics%20on%20Ironing.pdf>
- <http://www.consul.cl/pdf/lavado/CWM65SSW.pdf>
- [http://www.cienciapopular.com/n/Experimentos/Globo\\_Incombustible/Globo\\_Incombustible.php](http://www.cienciapopular.com/n/Experimentos/Globo_Incombustible/Globo_Incombustible.php)
- <http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/what-is-steam.html>
- <http://www.cronicadelcorrugado.com/anillo-hidraulico#more-150>
- <http://andresmurillo-murillo.blogspot.com/2008/08/soldadura-por-arco-electrico.html>
- [http://www.infra.com.mx/servicio\\_atencion/libreria/eisa/documentos/manual\\_electrodos/introduccion.pdf](http://www.infra.com.mx/servicio_atencion/libreria/eisa/documentos/manual_electrodos/introduccion.pdf)
- [http://www.potenciaelectromecanica.com/variadores\\_frecuencia.phpinternet](http://www.potenciaelectromecanica.com/variadores_frecuencia.phpinternet)
- <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia43/HTML/Articulo05.htm>
- [http://prof.usb.ve/jaller/Guia\\_Maq\\_pdf/cat\\_motores\\_ind.pdf](http://prof.usb.ve/jaller/Guia_Maq_pdf/cat_motores_ind.pdf)



# ANEXO 1

PLANOS

# ANEXO 2

**Manual de operación y  
mantenimiento**

## **MANUAL DE OPERACIÓN.**

En este instructivo se indica las operaciones básicas que debe usar el operario para el buen funcionamiento de la calandra.

### **1.- INSTRUCCIONES GENERALES.**

#### **Contraindicaciones de empleo**

- Prohibido el uso a los niños.
- Este rodillo debe utilizarse exclusivamente para los textiles apropiados al planchado en máquina y previamente lavados con agua y pre secados.
- Cuidado con los tejidos sintéticos y con la ropa estampada, es posible se derritan y queden pegados al cilindro.
- No planchar objetos de espuma de caucho, ni materias cauchutadas.

#### **Reglas de seguridad**

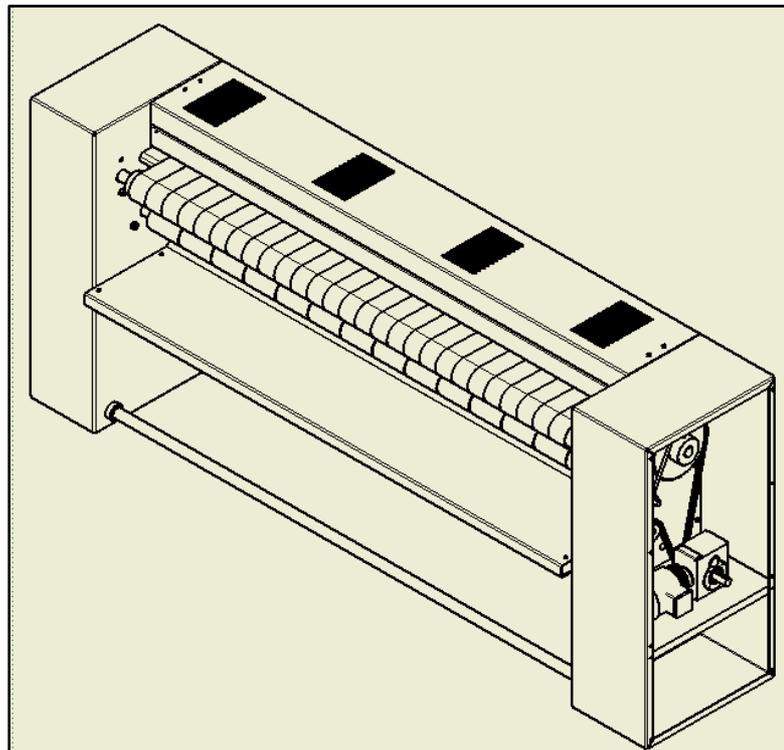
- Antes de cualquier utilización es imperativo leer las instrucciones de utilización.
- Los usuarios deben conocer el funcionamiento de la máquina.
- No llevar ropa suelta durante el planchado (por ejemplo, mangas anchas, cintas, corbatas, etc.).
- No planchar nunca si no funciona la barra de seguridad de las manos.
- No planchar tejidos impregnados con solventes, pintura, cera, grasa ni cualquier otro producto fácilmente inflamable.

- Para estirar la ropa, no sujetar nunca los ángulos interiores de las fundas de edredones o de almohadas, ni los tirantes de la ropa interior o cualquier otra sujeción. No meter las manos en los bolsillos de la ropa.
- Para evitar riesgos de incendio o de explosión, no utilizar nunca productos inflamables para limpiar la máquina.

## 2.- GENERALIDADES.

- La máquina descrita en este manual es del tipo planchadora de rodillo térmico y su longitud efectiva de planchado es de 2,10 m
- El calentamiento del rodillo se obtiene con vapor a una presión de 90 a 120 psi.
- Las bandas de alimentación son de algodón y las bandas de planchado son de Nomex.
- También dispone de un variador de velocidad de planchado.

**Nota: esta máquina no contiene amianto.**



### 3. Modo de empleo.

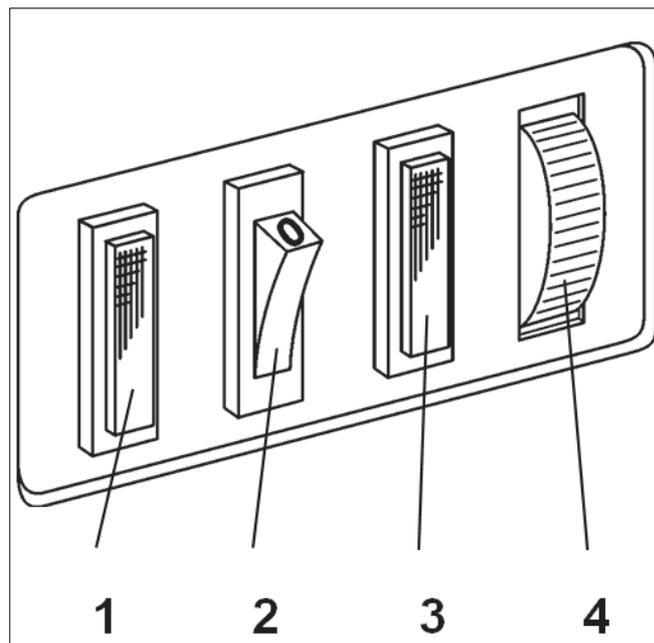
#### Descripción de la máquina.

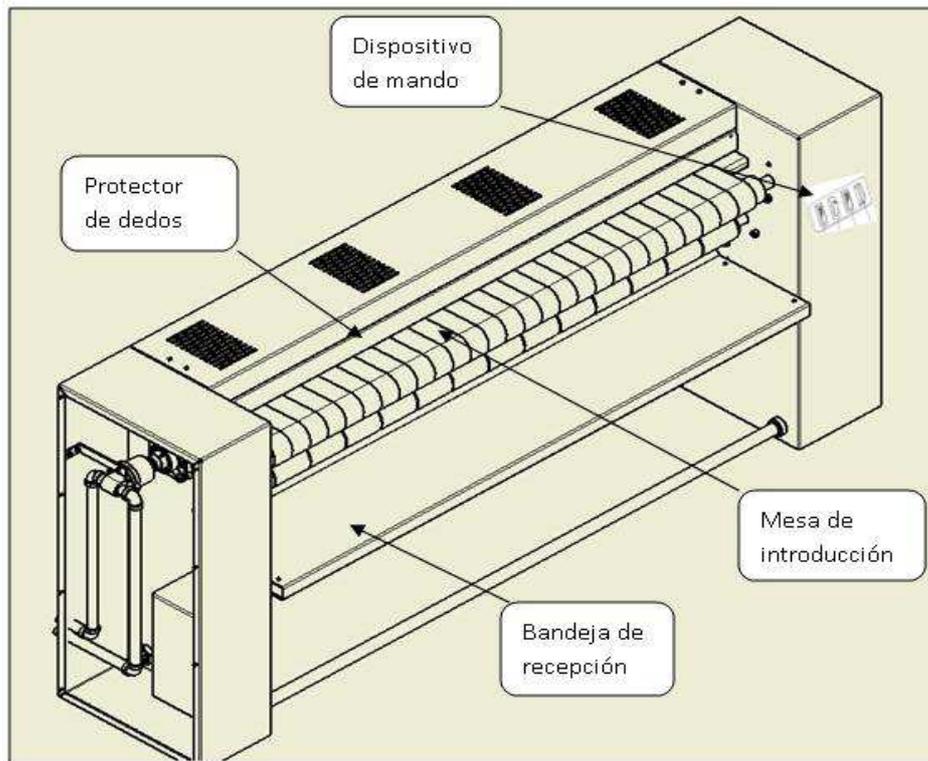
1.-Indicador luminoso "Marcha"

2.-Interruptor "Marcha-Parada"

3.- Indicador luminoso "Calentamiento"

4.- Botón de potenciómetro (opción con variador de velocidad; velocidad ajustable de 1 hasta 4 m/min)



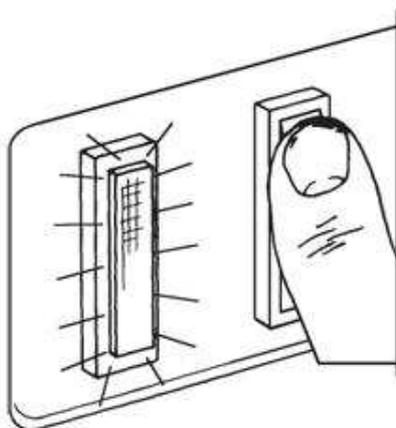


### 3. MODO DE EMPLEO

#### Dispositivo de mando

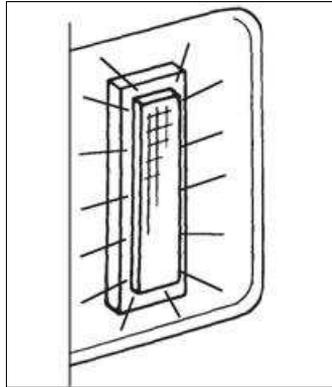
Interruptor "MARCHA-PARADA". Este interruptor activa y corta la alimentación del rodillo.

El indicador luminoso verde se enciende cuando se activa el interruptor.

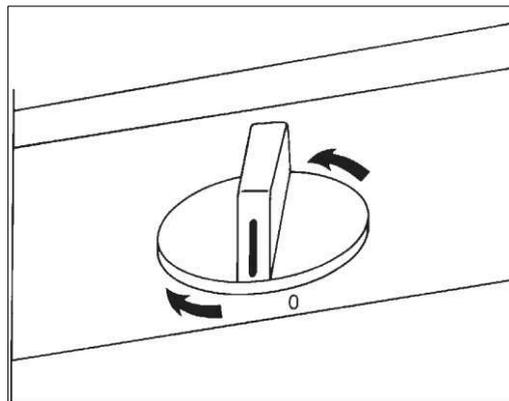


El indicador luminoso amarillo "MARCHA-CALENTAMIENTO" indica que el calentamiento está en funcionamiento. Este indicador luminoso se apagará al cabo de

unos minutos, cuando se alcance la temperatura de trabajo deseada.



El botón del termostato "SELECCIÓN TEMPERATURA" permite regular la temperatura de planchado en función de la ropa que se va a planchar.



### Para calentamiento.

- 0 hasta  50°C Templado
- 50 hasta  100°C Nylon
- 100 hasta  150°C Seda, Lana
- 150 asta  170°C Algodón, Lino, Poliéster/Algodón

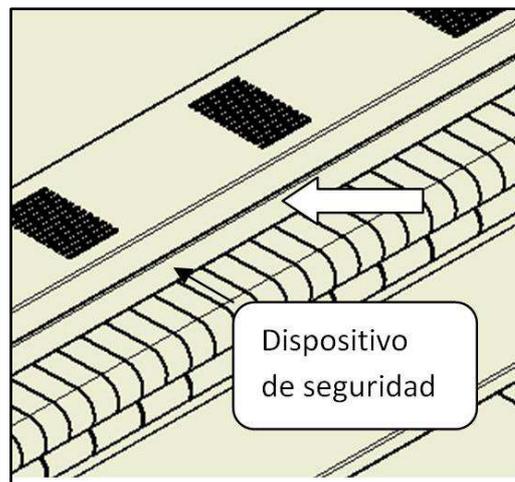
A partir del momento en que se apaga el indicador luminoso amarillo "marcha calentamiento", se puede comenzar a planchar.

### 3.1.-Modo de empleo

#### Dispositivo protector de dedos.

Controlar la eficacia del protector de dedos antes de cada utilización.

Cuando se acciona este dispositivo, el rodillo se para, el cilindro se inmoviliza y se debe resetear para reanudar el trabajo.



#### Dispositivo de liberación

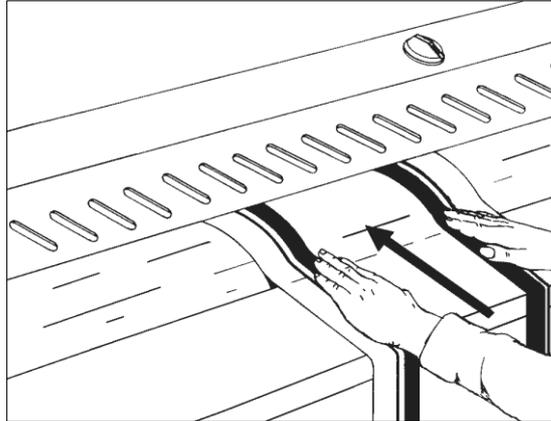
En caso de corte de corriente durante el planchado, se debe retirar la prenda manualmente, con el dispositivo ubicado en el moto reductor y con ayuda de una manivela.

### 3.2.-Introducción de prendas.

- Poner la prenda sobre la mesa de introducción y empujarla para que sea arrastrada por el cilindro alimentador.
- Estirar la prenda partiendo del centro hacia los bordes.
- Cuando la prenda lleve botones, éstos deben ser colocados contra el cilindro

para protegerlos.

- Cubrir con un paño las cremalleras y los botones metálicos para proteger el cilindro.



### **3.3.-Parada de la máquina**

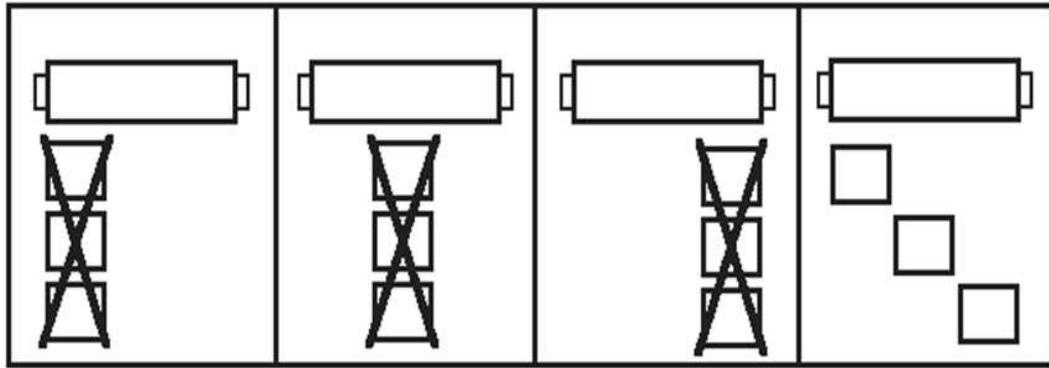
Para prolongar la vida de la guarnición del cilindro, terminar el planchado de la siguiente manera:

- Poner el termostato en 0 para cortar el calentamiento.
- Dejar girar el cilindro en contacto con las bandas durante unos minutos para eliminar la humedad.
- Apretar el interruptor para parar la máquina
- Poner el interruptor general en parada.

## **4. Consejos de utilización**

- Controlar que la prenda tolera el planchado y verificar la temperatura a la que debe ser planchada.

- Tener cuidado con los tejidos sintéticos y la prendas que tenga motivos estampados, ya que pueden fundirse y quedar pegados en el rodillo.
- Es conveniente comenzar el planchado tratando en primer lugar las prendas más delicada y terminar con la más resistente al calor, aumentando progresivamente la temperatura con el botón del termostato.
- Planchar las prendas pequeñas utilizando toda la anchura del cilindro, para repartir uniformemente el calor, y no utilizar la guarnición sólo por un lado.
- No planchar mantas o piezas demasiado gruesas.
- No planchar botones no resistentes al calor ni botones muy altos (botones-bola, por ejemplo).
- Introducir cuidadosamente la prenda que se va a planchar. Se mejorará la calidad de planchado.
- Procurar que la anchura de la prenda no supere la anchura útil de la máquina.
- Si se planchan pequeñas piezas, introducirlas utilizando alternativamente toda la anchura del rodillo (y no sólo el centro) para evitar que se forme un hueco en el centro de la guarnición. Esto podría perjudicar los resultados de planchado (véase el dibujo que **figura** a continuación).
- Al final del trabajo, dejar girar el cilindro durante unos minutos para que se evapore la humedad absorbida durante el planchado.



#### **4.1 Consejos de utilización.**

- Es obligatorio que la máquina no funcione durante mucho sin calentamiento, el esfuerzo de fricción demasiado importante entre la cubeta y el guarnecido textil del cilindro puede ocasionar un desgaste prematuro del guarnecido textil y un deterioro de la rueda libre.
- La no observación de esta consigna ocasionaría un cuestionamiento de la garantía de las piezas concernidas.
- Como el guarnecido textil es una pieza de desgaste, es normal reemplazar este componente periódicamente.

### **5.-Dispositivos de seguridad**

#### **Seguridad de introducción**

El espacio entre el protector de dedos y el cilindro de planchado no permite el paso de los dedos. Cuando el dispositivo está accionado, el cilindro se detiene completamente.

#### **Accesibilidad**

- Las guardas sólo pueden desmontarse con una herramienta especializada.

## Seguridad calentamiento

- 2 termostatos de seguridad limitan la temperatura del cilindro.

## Protecciones eléctricas

- El motor está protegido por un contacto térmico.
- Un fusible protege el circuito eléctrico de mando de la máquina.



**ATENCION**

Cortar la alimentación eléctrica de la máquina antes de cualquier intervención de reparación o de mantenimiento.



**ATENCION**

Antes de toda utilización, la máquina debe ser conectada a una toma de tierra eficaz y conforme a las normas vigentes.



**ATENCION**

Cualquier intervención para reparar una avería o de mantenimiento debe ser efectuada por una persona competente.



**ATENCION**

Después de su utilización, la temperatura de la cubeta de planchado puede estar próxima a los 200°C (392°F) y provocar quemaduras graves en caso de contacto. Dejarla enfriar antes de cualquier intervención de reparación o de mantenimiento.

## SÍMBOLOS DE SEGURIDAD.



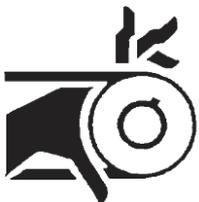
### SEGURIDAD

Nunca planche si no funciona el protector móvil de seguridad (barra de seguridad manos).



### ATENCION

Para su seguridad, no utilice nunca la máquina sin los cárteres de protección



### ATENCION

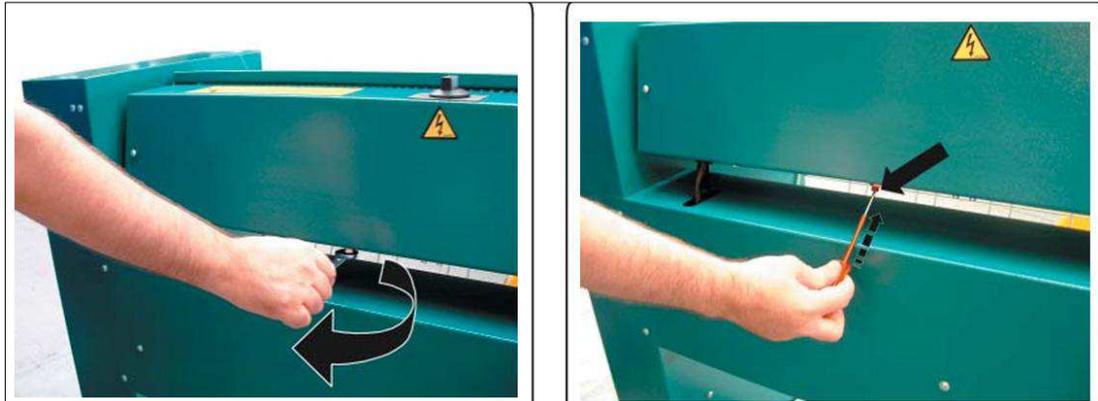
Dentro de la máquina existen mecanismos peligrosos capaces de provocar graves heridas. Antes de intervenir en la máquina, cumplir todas las consignas de SEGURIDAD. Volver a montar los guardas de protección después de cada intervención.

## 6. Incidentes de funcionamiento.

### El calentamiento no funciona o lo hace incorrectamente.

- Controlar la preselección de temperatura.
- Controlar el termostato de regulación.
- Controlar el accionamiento del contactor de calentamiento.
- Controlar la intensidad de los elementos térmicos.

- Controlar las conexiones de los elementos térmicos.
- Controlar las fases (tensión e intensidades).
- Controlar y rearmar el termostato de seguridad (mirar los dibujos de la figura a continuación).



### **6.1.-La máquina se para repentinamente**

- Controlar el fusible de protección.
- Controlar la alimentación eléctrica.
- Controlar los interruptores de posición.
- Controlar el funcionamiento del motor movimiento.

### **6.2.-La temperatura del cilindro es demasiado elevada.**

- Controlar el termostato midiendo la temperatura del cilindro con un termómetro.
- Cerciorarse de que la sonda del termostato está en contacto con el cilindro.

## **7. Mantenimiento.**

### **Atención.**

- Desconectar la alimentación eléctrica y dejar enfriar el cilindro de planchado antes de intervenir en la máquina.
- Para que la máquina le preste un servicio y una seguridad óptimos, respete todas estas consignas de mantenimiento.

### **Atención.**

- El cilindro de planchado deberá recibir un mantenimiento cuidadoso para que el planchado sea fácil y de buena calidad.
- Deberá retirar los restos de detergente o de calcáreo cuando Ud. observe que la calidad de planchado no es óptima.
- No se recomienda en lo absoluto la utilización de tela esmerilada ni de fibra de metal. Le recomendamos que utilice únicamente un producto 3M del tipo Scotch-Briteref.: CFR AMEDIO.

### **Todos los días**

- Controlar el funcionamiento del protector de dedos. Este dispositivo de seguridad debe ser controlado antes de cada utilización.
- Si se acciona este dispositivo, el cilindro debe inmovilizarse. Resetear el sistema para volver a poner en marcha el rodillo.

### **Todas las semanas**

- Limpiar las rejillas de ventilación de la guarda superior.

### **Cada seis meses**

- Para obtener buenos resultados de planchado, es absolutamente necesario que la guarnición del cilindro esté limpia y en buen estado. Lavar la tela de algodón con agua caliente. Volver a colocar la tela ligeramente húmeda sin plancharla (véase la página siguiente).
- Controlar la circunferencia del cilindro (véase la página siguiente).
- Limpiar el exterior y el interior de la máquina.

### **Todos los años**

- Controlar el funcionamiento del termostato.
- Controlar los elementos calentadores, los cables y las conexiones.
- Engrasar la cadena de transmisión (véase el cuadro de lubricantes).
- El reductor no requiere ningún mantenimiento, ya que es estanco y está lubricado de por vida.

### **Mantenimiento de la guarnición NOMEX**

La guarnición NOMEX de calidad MNF / F3 (opcional) puede ser lavada con productos detergentes de pH neutro, a 60 °C, evitando efectos mecánicos importantes y largos. Para extraer el agua absorbida, la guarnición puede escurrirse ligeramente, o colgarse para que escurra. Esta guarnición se coloca en el rodillo cuando todavía está húmeda, con una ligera presión y un ligero calentamiento.

# ANEXO 3

**Norma ISO 9398-1 Specifications for industrial  
laundry machines – definitions and of capacity and  
consumption characteristics**

**International standard iso9398-1 /second edition / 2003-01-15**

**Specifications for industrial laundry machines – definitions and of capacity and consumption characteristics.**

**Flatwork ironing machines.**

This part of iso 9398 define characteristics the flatwork ironing machine and gives the usual test methods for determinen these characteriscs with regard to machine capacity power comsumplion and hourly productivity it is aplicable for use as a refernce in the drafting of purchasing orders for flatwork ironing machines having a contact surface area greater than 0.25m<sup>2</sup> it does not cover safety requeriments

**3-1 flatwork ironing machine**

**Capacidad normal**

Maximum water quantity expressed in kg per hour which may be extracted from the citizen cotton articles mangled an a machine under the specified test conditions

Nota: the value of this evaporetions capacity can be given of the rating plate of the machine

**3-2 capacidadmormal**

(dimencion) maxim,un value of the dimencion of passage of the catized cotton articles mangled an a machine under the specified test conditions

**3.3 dried mass**

Mass of a load of the catized cotton articles be appropriate methods.

**3-4 moisture content**

Mass of water determined be appropriate methods containeds in a load of catized cotton articles in relation to the dried mass of the same load and expressed as a percentage of this dried mass

3-5 Mass at  $(8 + \frac{1}{0})$  % moisture

Mass of a load of the decatized cotton articles whose moisture content is  $(8 + \frac{1}{0})\%$

### **3-6 residual moisture content**

(after extraction) mass of the water contained in a load of decatized cotton articles after suitable rinsing and extraction in relation to the dried mass of the same load and expressed as a percentage of this dried mass

### **3-7 residual moisture content**

(after drying) mass of water contained in a load of decatized cotton articles after suitable rinsing and extraction in relation to the dried mass of the same load and expressed as a percentage of this dried mass

## **4.- general test conditions**

### **4.1- machine load**

#### **Amount of load**

The test load shall correspond to 200 sheets or the number of sheets necessary to allow the machine to operate for 30 min at the linear speeds specified by the manufacturer

#### **Nature of load**

The test load shall comprise sheets made of white decatized cotton with a mass per unit area of  $(140 \pm 20)\text{g/m}^2$  and dimensions of  $(140 \pm 20)\text{cm}$  by  $(140 \pm 20)\text{cm}$ .

#### **Conditioning**

The residual moisture content of the test load shall be  $(55 \pm 2)\%$  after rinsing in water and suitable extraction.

This moisture level may also be expressed as level of 51% with respect to a dried mass which has regained moisture to a level of  $(8 + \frac{1}{0})\%$

#### **Number of loads**

Two identical loads as defined in 4.1.1, shall be tested if the test loads conditioned in accordance with 4.1.3, have to be kept for a period of time in the area where the test is carried out they shall be stored under a cover which prevents any evaporation.

### **Energy supply**

Energy for the test shall be supplied by steam, gas, electric, or heat transport fluid as specified by the manufacturer.

### **Temperature of rinse water before extraction**

The temperature of the rinse water used in the test shall be  $(17 \pm 3)^\circ\text{C}$  before extraction

For tropical countries a temperature of  $(25 \pm 5)^\circ\text{C}$  is allowed

### **Ambient air**

The ambient air temperature during the test shall be  $(24 \pm 3)^\circ\text{C}$

### **Condition of machine**

The machine shall be clean

5.-determination of residual moisture content after flatwork ironing

### **Test method**

Under the general test conditions specified in clause 4, condition the flatwork ironing machine for 30 min so that thermal equilibrium of the machine is attained.

5.1.2- flat iron a first test load (see 4.1) adjusting the linear speed to  $0.85V_0$ , where  $V_0$  in metres per minute is the speed specified by the manufacturer, record the value of the mass of the load thus treated.

5.1.3- flat iron a second test load (see 4.1) adjusting linear speed to  $1.15V_0$ , record the value of the mass of the load thus treated.

5.1.4- repeat the operation given in 5.1.3, record the mean value of the mass of the load for each of the linear speeds specified ( $0.85V_0$  and  $1.15V_0$ )

.expression of result

5.2.1- plot the values found in 5.1.4 on a graph and draw the curve of the residual moisture content after flat ironing as a function of the linear speeds specified.

5.2.2- determine from the graph the linear speed  $V_1$ , flat permits drying of the test load (see 4.1) to give a residual moisture value after flat ironing of  $(8 \pm \frac{1}{0})\%$ .

Energy consumption of machine

### 6.1- general

The Energy consumption of a flatworking ironing machine is defined as the number of KJ or kw hour steam, gas, electricity, or heat –transport fluid energid required for flat ironing one test load (see 4.1) having a residual moisture level on discharger from the flatworking ironing machine  $(8 \pm \frac{1}{0})\%$  (see 6.3)

6.2.2 carry out two series of operations in successions pausing 15min between one operations and the next at the linear speed  $V_1$ , determined 5.2.2, se that the load when discharged from the machine has a residual moisture contnt of  $(8 \pm \frac{1}{0})\%$  corresponding to a “dry feel”. The sheets shall be spaced about 0.20m apart on passage through the machine.

6.2.3- calculate the mean value be the machine to produce the heat necessary may expressed in two ways:

a) as the consumption in KJ or Kw hour per kg required for the flat ironing load of decatized cotton sheets as specified in 4.1, the residual moisture content of which has ben reduced from  $(55 \pm 1)\%$  to  $(8 \pm \frac{1}{0})\%$  after flat ironing .

b) as the consumption expressed as KJ or Kw hour per kg water evaporated in 1h from decatized cotton sheets as specified in 4.1, the residual moisture content of which has ben reduced from  $(55 \pm 1)\%$  to  $(8 \pm \frac{1}{0})\%$  after flat ironing .

6.3.2- record the energy consumption required be the motor or motor for the mechanical drive.

6.3.3- the total energy consumption required be a flatwork ironing machine is t6he sum of the mechanical and thermal energy required

Example	motor	KW h
	Hating	KW h
	Total	KW h

## **7 hourly productivity of machine**

### **7.1- general**

The hourly productivity of flatwork ironing machine shall be controlled simultaneously with its energy consumption the flatwork ironing machine in an industrial laundry can be part of a production chain comprising.

-a preparations sections (smoothing out).

-a feeding section

-the actual flatwork ironing, and

-a folding section.

The rapidity with which the operators work throughout the feed in (with laundry articles) and collection points of this chain has a very marked effect on the efficiency of the machine. Therefore, the method proposed for measuring the production is intended to permit comparison between the productivity of different machines

### **7.2- throughput**

The hourly productivity, or throughput of a flatwork ironing machine is defined as the number of sheets which may be flat ironed in 1h under the test conditions specified in this part of ISO 9398.

### **7.3—test method**

The test conditions for determining the hourly productivity are identical to those specified in 6.2.

### **7.4—expression of results**

The hourly productivity at a flatwork ironing machine shall be expressed as:

The mass of water evaporated from the test load in 1h under the test conditions specified in 6.2, and

b) the number of sheets as specified in 4.1 discharged from the machine in 1h and under the test conditions specified in 6.2

the productivity may also be expressed as.

c) the mass in kg, of decatized cotton sheets (as specified in 4.1) that can be flat ironed within 1h to a residual moisture content  $(8 + \frac{1}{0})\%$ .

# ANEXO 4

**VIII CÁLCULOS A PARTIR DEL CÓDIGO ASME.**

**(Para recipientes a presión)**

## VIII.11.- CÁLCULOS A PARTIR DEL CÓDIGO ASME

La complejidad de las normas contenidas en el Código ASME para el Diseño y Construcción de Calderas y Recipientes a Presión, depende de los factores de seguridad que se apliquen a las propiedades de los materiales empleados, para establecer las tensiones admisibles.

Cuando el análisis de tensiones es muy simplificado, el factor de seguridad se hace mucho más relevante.

Cuanto más completo sea el análisis de tensiones, tanto menor puede ser el factor de seguridad.

Para aquellos casos en los que la resistencia a la tracción establezca el valor de la tensión admisible, el Código ASME, Sección IV Normas para la Construcción de Calderas Calefactoras requiere calcular únicamente el espesor, con un coeficiente de seguridad igual a 5, aplicado sobre el valor de la resistencia a la tracción.

El Código ASME en la Sección I Normas para Calderas Energéticas y en la Sección VIII, división 1 Normas para Construcción de Recipientes a Presión, requiere un análisis más complejo, junto con otras consideraciones; el factor de seguridad que afecta a la resistencia a la tracción es igual a 4.

El Código ASME, en la Sección III, Normas para la Construcción de Componentes Nucleares y en la Sección VIII, división 2, Normas para la Construcción de Recipientes a Presión, requiere análisis extremos; el coeficiente de seguridad sobre la resistencia a la tracción es igual a 3.

Cuando el espesor de la pared es muy pequeño respecto al diámetro del recipiente, la formulación relativa a membranas se puede utilizar con suficiente exactitud.

Cuando el espesor de la pared es importante respecto al diámetro del recipiente, las fórmulas se modifican según las aplicaciones correspondientes del Código ASME, para adaptarse a las presiones de diseño más altas.

El espesor mínimo de pared para una carcasa cilíndrica se establece resolviendo la ecuación de la tensión circunferencial, suponiendo que no hay más cargas que la de la presión interna; otras cargas adicionales se tendrán en cuenta, si se tiene que aumentar el espesor mínimo inicial requerido por la pared, para mantener las tensiones calculadas por debajo de los valores de las admisibles.

**Ejemplo.** Si se considera la Sección VIII, división 1 del Código ASME y se supone un recipiente a presión sin aberturas reforzadas, ni cargas adicionales, con presión de diseño interna de 1200 psi a 500°F, diámetro interior de 10", material acero al C, SA-516, Grado 70, y asumiendo que no hay sobreespesor de corrosión, que las juntas se sueldan a tope y se radiografían al 100%, el espesor mínimo requerido de pared se calcula como sigue:

$$e = \frac{p R}{(S E) - (0.6 p)} = \frac{1200 \cdot 5}{(17500 - 1.0) - (0.6 \cdot 1200)} = 0.355$$

en la que:  $\left\{ \begin{array}{l} e \text{ es el espesor mínimo requerido, en } (") \\ p \text{ es la presión interna de diseño} = 1200 \text{ psi} \\ R \text{ es el radio exterior} = 5" \\ S \text{ es la tensión admisible a la temperatura de diseño} = 17500 \text{ psi} \\ E \text{ es la eficiencia menor de junta soldada o ligamento} = 1 \end{array} \right.$

El tamaño comercial superior más próximo es 0,375"

Si para calcular el espesor de la chapa se emplea la ecuación de tensión circunferencial simple, utilizando la mínima resistencia a la tracción 70.000 psi del SA-516, Grado 70, el espesor sería entonces:

$$e = \frac{1200 \cdot 5}{70000} = 0.0857$$

y el coeficiente de seguridad, relativo a la resistencia a la tracción:  $FS = \frac{0.355}{0.0857} = 4.2$

## SEGÚN SECCIÓN VIII, DIVISIÓN I, DEL CÓDIGO ASME

# ANEXO 5

## TABLAS

**TABLA A-3E**

Propiedades de líquidos, sólidos y alimentos comunes  
a) Líquidos

Sustancia	Datos de ebullición a 1 atm		Datos de congelación		Propiedades de líquido		
	Punto normal de ebullición, °F	Calor latente de vaporización, $h_{fg}$ Btu/lbm	Punto de congelación, °F	Calor latente de fusión, $h_f$ Btu/lbm	Temperatura, °F	Densidad, $\rho$ lbm/ft <sup>3</sup>	Calor específico, $c_p$ Btu/lbm · R
Aceite (ligero)	—	—			77	56.8	0.430
Agua	212	970.1	32	143.5	32	62.4	1.01
					90	62.1	1.00
					150	61.2	1.00
					212	59.8	1.01
Alcohol etílico	173.5	368	-248.8	46.4	68	49.3	0.678
Amoniaco	-27.9	24.54	-107.9	138.6	-27.9	42.6	1.06
					0	41.3	1.083
					40	39.5	1.103
					80	37.5	1.135
Argón	-302.6	69.5	-308.7	12.0	-302.6	87.0	0.272
Benceno	176.4	169.4	41.9	54.2	68	54.9	0.411
n-Butano	31.1	165.6	-217.3	34.5	31.1	37.5	0.552
Dióxido de carbono	-109.2*	99.6 (at 32°F)	-69.8	—	32	57.8	0.583
Etanol	172.8	360.5	-173.6	46.9	77	48.9	0.588
Etilén glicol	388.6	344.0	12.6	77.9	68	69.2	0.678
Glicerina	355.8	419	66.0	86.3	68	78.7	0.554
Helio	-452.1	9.80	—	—	-452.1	9.13	5.45
Hidrógeno	-423.0	191.7	-434.5	25.6	-423.0	4.41	2.39
Isobutano	10.9	157.8	-255.5	45.5	10.9	37.1	0.545
Mercurio	674.1	126.7	-38.0	4.90	77	847	0.033
Metano	-258.7	219.6	296.0	25.1	-258.7	26.4	0.834
					-160	20.0	1.074
Metanol	148.1	473	-143.9	42.7	77	49.1	0.609
Nitrógeno	-320.4	85.4	-346.0	10.9	-320.4	50.5	0.492
					-260	38.2	0.643
Octano	256.6	131.7	-71.5	77.9	68	43.9	0.502
Oxígeno	-297.3	91.5	-361.8	5.9	-297.3	71.2	0.408
Petróleo	—	99-165			68	40.0	0.478
Propano	-43.7	184.0	-305.8	34.4	-43.7	36.3	0.538
					32	33.0	0.604
					100	29.4	0.673
Salmuera (20% de cloruro de sodio por masa)	219.0	—	0.7	—	68	71.8	0.743
Queroseno	399-559	108	-12.8	—	68	51.2	0.478
Refrigerante 134a	-15.0	93.3	-141.9	—	-40	88.5	0.283
					-15	86.0	0.294
					32	80.9	0.318
					90	73.6	0.348

\*Temperatura de sublimación. (A presiones por debajo de la presión de punto triple de 75.1 psia, el dióxido de carbono existe como sólido o como gas. También, la temperatura de punto de congelamiento del dióxido de carbono es la temperatura de punto triple de -69.8°F.)

**Tabla A.1. Propiedades de líquidos y sólidos**

APENDICE C-1. Valores de propiedades para metales (Sistema inglés de unidades)\*

Metales	Propiedades a 68°F				k, conductividad térmica, Btu/h pie°F													
	$\rho$ lb/pie <sup>3</sup>	$\sigma_p$ Btu lb°F	$\frac{k}{h}$ pie F	$\frac{\alpha}{l}$ $\frac{ft^2}{hr}$	-148 F -100 C	32 F 0 C	212 F 100 C	392 F 200 C	572 F 300 C	752 F 400 C	932 F 500 C	1112 F 600 C	1292 F 700 C	1472 F 800 C	1652 F 900 C	1832 F 1000 C	2012 F 1100 C	2192 F 1200 C
Aluminio:																		
Puro	169	0.214	114	3.852	124	117	119	124	132	144								
Al-Cu (Duraluminio) 94-96 Al, 3-5 Cu, pizca Mg	174	0.211	94	2.887	73	92	105	112										
Al-Mg (Hydroalium) 91-95 Al, 5-9 Mg	163	0.216	65	1.846	54	63	73	82										
Al-Si (Silumin) 87 Al, 13 Si	166	0.208	85	2.751	86	94	101	107										
Al-Si (Silumin, con cobre) 86.5 Al, 12.5 Si, 1 Cu	166	0.207	79	2.290	69	79	83	88	93									
Al-Si (Alual) 78-80 Al, 20-22 Si	164	0.204	93	2.779	83	91	97	101	103									
Al-Mg-Si 97 Al, 1 Mg, 1 Si, 1 Mn	169	0.213	102	2.833	101	109	118											
Pb	710	0.081	20	0.208	21.3	20.3	19.3	18.2	17.2									
Hierro:																		
Puro	493	0.108	42	0.788	50	42	39	35	32	28	23	21	20	21	20	21	20	21
Hierro forjado (C < 0.5%)	490	0.11	34	0.330	.....	34	33	30	28	26	21	19	19	19	19	19	19	19
Hierro fundido (C = 4%)	454	0.10	30	0.160	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
Acero (C máx = 1.5%)																		
Carbono endurecido C = 0.5%	489	0.111	31	0.371	.....	32	30	28	25	24	20	18	17	18	17	18	17	17
1.0%	487	0.113	25	0.154	.....	25	25	24	23	21	19	17	16	17	16	17	16	17
1.5%	484	0.116	21	0.376	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
Niquel endurecido Ni = 0%	493	0.108	42	0.785	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
10%	495	0.11	15	0.279	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
20%	499	0.11	11	0.304	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
30%	504	0.11	7	0.126	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
40%	510	0.11	6	0.108	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
50%	516	0.11	8	0.140	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
60%	523	0.11	11	0.191	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
70%	531	0.11	15	0.258	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
80%	538	0.11	20	0.338	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
90%	547	0.11	27	0.448	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....
100%	558	0.106	52	0.882	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....

Tabla A.2. Valores de propiedades para los metales

**APENDICE G-1.** Valores de propiedades de gases a presión atmosférica  
(continúa)

$T,$ F	$\rho,$ lb/pie <sup>3</sup>	$c_p,$ Btu/lb F	$\mu,$ lb/seg pie	$\nu,$ pie <sup>2</sup> /seg	$k,$ Btu/h pie °F	$\alpha,$ pie <sup>2</sup> /h	Pr
Vapor (vapor de H <sub>2</sub> O)							
224	0.0366	0.492	8.54	2.33	0.0142	0.789	1.060
260	0.0346	0.481	9.03	2.61	0.0151	0.906	1.040
350	0.0306	0.473	10.25	3.35	0.0173	1.19	1.010
440	0.0275	0.474	11.45	4.16	0.0196	1.50	0.996
530	0.0250	0.477	12.66	5.06	0.0219	1.84	0.991
620	0.0228	0.484	13.89	6.09	0.0244	2.22	0.986
710	0.0211	0.491	15.10	7.15	0.0268	2.58	0.995
800	0.0196	0.498	16.30	8.31	0.0292	2.99	1.000
890	0.0183	0.506	17.50	9.56	0.0317	3.42	1.005
980	0.0171	0.514	18.72	10.98	0.0342	3.88	1.010
1070	0.0161	0.522	19.95	12.40	0.0368	4.38	1.019

**Tabla A.3.** Valores de propiedades para gases a presión atmosférica

**APENDICE G-1.** Valores de propiedades de gases a presión atmosférica (Sistema inglés de unidades)\*

$T,$ F	$\rho,$ lb/pie <sup>3</sup>	$c_p,$ Btu/lb F	$\mu,$ lb/seg pie	$\nu,$ pie <sup>2</sup> /seg	$k,$ Btu/h pie <sup>2</sup> F	$\alpha,$ pie <sup>2</sup> /h	Pr
Aire							
-280	0.2248	0.2452	0.4653	2.070	0.005342	0.09691	0.770
-190	0.1478	0.2412	0.6910	4.675	0.007936	0.2226	0.753
-100	0.1104	0.2403	0.8930	8.062	0.01045	0.3939	0.739
-10	0.0882	0.2401	1.074	10.22	0.01287	0.5100	0.722
80	0.0735	0.2402	1.241	16.88	0.01516	0.8587	0.708
170	0.0623	0.2410	1.394	22.38	0.01735	1.156	0.697
260	0.0551	0.2422	1.536	27.88	0.01944	1.457	0.689
850	0.0489	0.2438	1.669	31.06	0.02142	1.636	0.683
440	0.0440	0.2459	1.795	40.80	0.02333	2.156	0.680
530	0.0401	0.2482	1.914	47.73	0.02519	2.531	0.680
620	0.0367	0.2520	2.028	55.26	0.02692	2.911	0.680
710	0.0339	0.2540	2.135	62.98	0.02862	3.324	0.682
800	0.0314	0.2568	2.239	71.31	0.03022	3.748	0.684
890	0.0294	0.2593	2.339	79.56	0.03183	4.175	0.686
980	0.0275	0.2622	2.436	88.58	0.03339	4.631	0.689
1070	0.0259	0.2650	2.530	97.68	0.03483	5.075	0.692
1160	0.0245	0.2678	2.620	106.9	0.03628	5.530	0.696
1250	0.0232	0.2704	2.703	116.5	0.03770	6.010	0.699
1340	0.0220	0.2727	2.790	126.8	0.03901	6.502	0.702
1520	0.0200	0.2772	2.955	147.8	0.04178	7.536	0.706
1700	0.0184	0.2815	3.109	169.0	0.04410	8.514	0.714
1880	0.0169	0.2860	3.258	192.8	0.04641	9.602	0.722
2060	0.0157	0.2900	3.398	216.4	0.04880	10.72	0.726
2240	0.0147	0.2939	3.533	240.3	0.05098	11.80	0.734
2420	0.0138	0.2982	3.668	265.8	0.05348	12.88	0.741
2600	0.0130	0.3028	3.792	291.7	0.05550	14.00	0.749
2780	0.0123	0.3075	3.915	318.3	0.05750	15.09	0.759
2960	0.0116	0.3128	4.029	347.1	0.0591	16.40	0.767
3140	0.0110	0.3196	4.168	378.8	0.0612	17.41	0.783
3320	0.0105	0.3278	4.301	409.9	0.0632	18.36	0.803
3500	0.0100	0.3390	4.398	439.8	0.0646	19.05	0.831
3680	0.0096	0.3541	4.513	470.1	0.0663	19.61	0.863
3860	0.0091	0.3759	4.611	506.9	0.0681	19.92	0.916
4160	0.0087	0.4031	4.750	546.0	0.0709	20.21	0.972

Tabla A.4. Valores de propiedades para gases a presión atmosférica

**APENDICE E-1.** Valores de propiedades para fluidos en estado saturado  
(Sistema inglés de unidades)\*

$t,$ F	$\rho,$ lb/pie <sup>3</sup>	$c_p,$ $\frac{\text{Btu}}{\text{lb F}}$	$\nu,$ pie <sup>2</sup> /seg	$k,$ $\frac{\text{Btu}}{\text{h-pie}^{\circ}\text{F}}$	$\alpha,$ $\frac{\text{pie}^2}{\text{h}}$	Pr	$\beta,$ $\frac{1}{R}$
Agua (H <sub>2</sub> O)							
32	62.57	1.0074	1.925	0.319	5.07	13.6	$0.10 \times 10^{-3}$
68	62.46	0.9988	1.083	0.345	5.54	7.02	
104	62.09	0.9980	0.708	0.363	5.86	4.34	
140	61.52	0.9994	0.514	0.376	6.02	3.02	
176	60.81	1.0023	0.392	0.386	6.34	2.22	
212	59.97	1.0070	0.316	0.393	6.51	1.74	
248	59.01	1.015	0.266	0.396	6.62	1.446	
284	57.95	1.023	0.230	0.395	6.68	1.241	
320	56.79	1.037	0.204	0.393	6.70	1.099	
356	55.50	1.055	0.186	0.390	6.68	1.004	
392	54.11	1.076	0.172	0.384	6.61	0.937	
428	52.59	1.101	0.161	0.377	6.51	0.891	
464	50.92	1.136	0.154	0.367	6.35	0.871	
500	49.06	1.182	0.148	0.353	6.11	0.874	
537	46.98	1.244	0.145	0.335	5.74	0.910	
572	44.59	1.368	0.145	0.312	5.13	1.019	

**Tabla A.5.** Valores de propiedades para fluidos en estado saturado

**APENDICE D-1. Valores de propiedades para no metales (Sistema inglés de unidades)**

Material	$t, F$	$\rho, \text{lb/pie}^3$	$c_p, \frac{\text{Btu}}{\text{lb F}}$	$k, \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 F}$	$\alpha, \frac{\text{pie}^2}{\text{h}}$
Aerogel, silica	248	8.5	.....	0.013	
Asbestos	-328	29.3	.....	0.043	
Asbestos	32	29.3	.....	0.090	
Asbestos	32	36.0	0.195	0.087	
Asbestos	212	36.0	0.195	0.111	
Asbestos	392	36.0	.....	0.120	
Asbestos	752	36.0	.....	0.129	
Asbestos	-328	43.5	.....	0.090	
Asbestos	32	43.5	.....	0.135	
Ladrillo, seco	68	110-113	0.20	0.22-0.30	0.011-0.013
Baquelita	68	79.5	0.38	0.134	0.0044
Cartón corrugado	.....	.....	.....	0.037	
Arcilla	68	91.0	0.21	0.739	0.039
Carbón, antracita	68	75-94	0.30	0.15	0.005-0.006
Carbón, pulverizado	86	46	0.31	0.067	0.005
Concreto	68	119-144	0.21	0.47-0.81	0.019-0.027
Algodón	68	5	0.31	0.034	0.075
Corcho, tabla	86	10	.....	0.025	
Corcho, raspadura expandida	68	2.8-7.4	0.45	0.021	0.006-0.017
Corcho, triturado	86	9.4	.....	0.025	
Tierra fina	100	20.0	.....	0.036	
Tierra fina	1600	20.0	.....	0.082	
Tierra, arena ordinaria	68	128	0.44	0.30	0.0054
Fieltro, lana	86	20.6	.....	0.03	
Fibra, tabla aislante	70	14.8	.....	0.028	
Fibra, roja	68	80.5	.....	0.27	
Placa de vidrio	68	169	0.2	0.44	0.013
Vidrio, borosilicato	86	139	.....	0.63	
Vidrio, lana	68	12.5	0.16	0.023	0.011
Granito	.....	.....	.....	1.0-2.3	
Hielo	32	57	0.46	1.28	0.048
Mármol	68	158-169	0.103	1.6	0.054
Caucho, duro	32	74.8	.....	0.087	
Piedra arenisca	68	135-144	0.17	0.94-1.2	0.041-0.049
Seda	68	3.6	0.33	0.021	0.017
Madera, radial de roble	68	38-50	0.57	0.10-0.12	0.0043-0.0047
Madera, radial de pino (20% de humedad)	68	26.0-26.3	0.65	0.08	0.0048

\*De Heat & Mass Transfer por Eckert y Drake, Copyright 1959 por McGraw-Hill Book Company, Inc. Usado con autorización de McGraw-Hill Book Co.

**Tabla A.6. Valores de propiedades para los no metales**

# Industrial Ironers

IC44819, IC44821, IC44825, IC44828, IC44832 R/LF



## Features and benefits

- Easy-to-use electronic control panel, RABC\* compatible
- DIAMMS\*\* system; Automatic speed adjustment with moisture sensors to ensure a perfect result
- Pressure roll with tightener springs, prevents wrinkling
- Return feed, can be installed close to a wall for maximum space utilisation (LF model)
- Labour saving automatic length-folding device (LF model)
- Rear delivery (R model)
- Finger guard protection provides additional security for operators
- Durable ironing belts made of Nomax® which can withstand temperatures above 200°C
- Nickel-plated cylinder prevents rust and improves lifetime
- Maintenance free ceramic gas burner increases reliability for gas heated ironers
- Air circulation device on electric heated and stainless steel cylinder machines for an homogenous temperature and an increased production

## Main options

- Multi-layer cylinder Dubixium™ for increased production on electric and gas heated machines
- CMIS\*\*\* connection for traceability according to European Standard EN14005

\* Risk Analysis and Discontamination Control - EN 14005  
 \*\* Direct Ironer Advanced Moisture Management System  
 \*\*\* Carfax Management Information System

Main specifications			IC44819	IC44821	IC44825	IC44828	IC44832
Capacity <sup>1</sup> , max. water evaporation**	l/h		38/57/35	40/63/37	48/75/46	51/81/51	59/93/59
Cylinder	diameter (oil/gas/steam)	mm	479/457	479/457	479/457	479/457	479/457
	length	mm	1910	2120	2540	2750	3170
Ironing speed	m/min		1,5-9	1,5-9	1,5-9	1,5-9	1,5-9
Heating	electricity	kW	33	37	44	47	54
	steam (900 kPa)	kg/h	83	92	110	123	141
	gas	Btu/h (kW)	133100(39)	150100(44)	177400(52)	191100(56)	221800(65)

<sup>1</sup> 50% residual moisture content cotton 1x012+ and 100% cylinder use (ISO 4045-1)  
<sup>2</sup> (l) steam / (g) gas

Electrolux

Tabla A.7. Datos de calandras existentes

## Selecting an Ironer

*Thinking of you*  
**Electrolux**

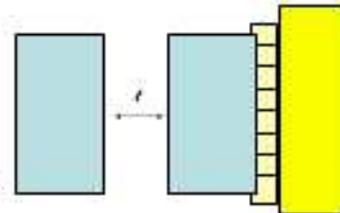
- In order to select suitable equipment, the laundry needs are determined in kg/hour
- As such, the water evaporation rate of an ironer in litres/hour (obtained from the product datasheet) has to be changed to kg/hour output capacity

Kg/hour capacity is equal to :

**(Evaporation potential in litres/hour x 80% usage (average))**

-----  
**(Residual moisture content of the linen)**

- The usage factor (or bed factor) describes the actual usage of the ironer contact surface. As linen is not normally of the same length as the entire width, and as linen is fed leaving certain gaps, a value of 80% is recommended for use in this calculation.



- The residual moisture level depends on:
  - The applied G-force of the washer during final extration
  - Possible pre-drying of the linen in dryer
  - Type of textile processed
- Example using IC44832, gas heating  
(59 litres/hour x 80% usage) / 50% residual moisture = approx. 95 kg "dry weight"/hour

**Tabla A.8. Capacidad de evaporación**

**FABRICAMOS TODO TIPO DE BANDAS**  
Para fabricación de diferentes tipos de gramaje, consultar.

**BANDAS DE INTRODUCCIÓN PARA TODO TIPO DE CALANDRAS**

**Banda con grapas**

- Estructura 100% Poliéster
- Peso 1.000 g/m<sup>2</sup>
- Espesor 2 mm
- Tejido básico 100% Poliéster
- Permeabilidad al aire DIN 30 mín - 50 máx L/dm<sup>2</sup>. mín. 20 mm W.G.
- Resistencia a la temperatura 160° - 180° C
- Resistencia a la ruptura DIN 550 kg/5cm 240 kg/5cm
- Alargamiento a la ruptura DIN 24% - 45%

Ref. 1 BT/1000/TG (grapa)



**Banda continua**

- Estructura 100% Poliéster
- Peso 1000 g/m<sup>2</sup>
- Espesor 2 mm
- Tejido básico 100% Poliéster
- Permeabilidad al aire DIN 30 mín - 50 máx L/dm<sup>2</sup>. mín. 20 mm W.G.
- Resistencia a la temperatura 160° - 180° C
- Resistencia a la ruptura DIN 550 kg/5cm 240 kg/5cm
- Alargamiento a la ruptura DIN 24% - 45%

Ref. 1 BT/1000/TC (continua)



**MEDIDAS SEGÚN PEDIDO**  
Para fabricación de diferentes tipos de gramaje, consultar.

**Tabla A.9. Datos de bandas de introducción para calandras**




**TUBERÍA DE ACERO AL CARBONO**  
API 5L / ASTM A53 / A106  
[www.vemacero.com](http://www.vemacero.com)

**Propiedades Mecánicas**

Norma de Fabricación	Grado del Acero	Limite de Fluencia		Resistencia a la Tracción			
		Mpa	psi	Mínimo		Máximo	
				Mpa	psi	Mpa	psi
ASTM A53 Tipo E (ERW)	A	205	30,000	330	48,000	--	--
	B	240	35,000	415	60,000	--	--

**Requerimientos Químicos**

Norma de Fabricación	Grado del Acero	Porcentaje Máximo de los Elementos			
		C	Mn	P	S
		Carbono	Manganeso	Fósforo	Azufre
ASTM A53 Tipo E (ERW)	A	0,25	0,95	0,05	0,045
	B	0,30	1,20	0,05	0,045

**Tabla A.10. Datos de la tubería para el cilindro planchador**



TUBERIA DE ACERO AL CARBONO  
API 5L / AS1M A53 / A106

[www.vemacero.com](http://www.vemacero.com)

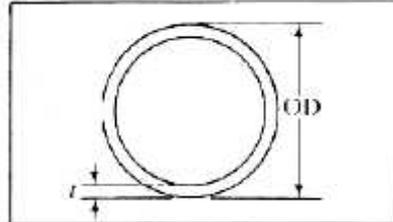
Diámetro Nominal NPS		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRESION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	mm.	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Schedule	lb/ft	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm <sup>2</sup>	psi	Kg/cm <sup>2</sup>
8	200	8.625	219.1	0.188	4.78	-	-	16.94	25.26	780	55	920	65
				0.203	5.16	-	-	18.26	27.22	850	60	1000	70
				0.219	5.56	-	-	19.66	29.28	910	64	1070	75
				0.250	6.35	-	20	22.36	33.31	1040	73	1220	86
				0.277	7.04	-	30	24.70	36.81	1160	82	1350	95
				0.312	7.92	-	-	27.70	41.24	1300	91	1520	107
				0.322	8.18	STD	40	28.55	42.55	1340	94	1570	110
				0.344	8.74	-	-	30.42	45.34	1440	101	1680	118
				0.375	9.52	-	-	33.04	49.20	1570	110	1830	129
				0.406	10.31	-	60	35.64	53.08	1700	120	2000	141
				0.438	11.13	-	-	38.30	57.08	1830	129	2130	150
				0.500	12.70	XS	80	43.39	64.64	2090	147	2430	171
				0.594	15.09	-	100	50.95	75.92	2500	176	2800	197
				0.719	18.26	-	120	60.71	90.44	2800	197	2800	197
				0.812	20.62	-	140	67.76	100.92	2800	197	2800	197
				0.875	22.22	XXS	-	72.42	107.88	2800	197	2800	197
0.906	23.01	-	160	74.69	111.27	2800	197	2800	197				
10	250	10.750	273.0	0.188	4.78	-	-	21.21	31.62	630	44	730	51
				0.203	5.16	-	-	22.87	34.08	680	48	800	56
				0.219	5.56	-	-	24.63	36.67	730	51	860	60
				0.250	6.35	-	20	28.04	41.75	840	59	980	69
				0.279	7.09	-	-	31.20	46.49	930	65	1090	77
				0.307	7.80	-	30	34.24	51.01	1030	72	1200	84
				0.344	8.74	-	-	38.23	56.96	1150	81	1340	94
				0.365	9.27	STD	40	40.48	60.29	1220	86	1430	101
				0.438	11.13	-	-	48.19	71.87	1470	103	1710	120
				0.500	12.70	XS	60	54.71	81.52	1670	117	1950	137
				0.594	15.09	-	80	64.43	95.97	1990	140	2320	163
				0.719	18.26	-	100	77.03	114.70	2410	169	2800	197
				0.844	21.44	-	120	89.29	133.00	2800	197	2800	197
				1.000	25.40	XXS	140	104.13	155.09	2800	197	2800	197
				1.125	28.57	-	160	115.65	172.21	2800	197	2800	197
				12	300	12.750	323.8	0.203	5.16	-	-	27.20	40.55
0.219	5.56	-	-					29.31	43.63	620	44	720	51
0.250	6.35	-	20					33.38	49.71	710	50	820	58
0.281	7.14	-	-					37.42	55.75	790	56	930	65
0.312	7.92	-	-					41.45	61.69	880	62	1030	72
0.330	8.38	-	30					43.77	65.18	930	65	1090	77
0.344	8.74	-	-					45.58	67.90	970	68	1130	79
0.375	9.52	STD	-					49.52	73.78	1060	75	1240	87
0.406	10.31	-	40					53.52	79.70	1150	81	1340	94
0.438	11.13	-	-					57.59	85.82	1240	87	1440	101
0.500	12.70	XS	-					65.42	97.43	1410	99	1650	116
0.562	14.27	-	60					73.15	108.92	1590	112	1850	130
0.688	17.28	-	80					88.63	132.04	1940	136	2270	160
0.844	21.44	-	100					107.32	159.86	2390	168	2780	195

Tabla A.10.1. Datos de la tubería para el cilindro planchador

# TS

## Tubería estructural ASTM A501

Dimensiones y  
propiedades para diseño



Tamaño nominal (1)	Espesor de la pared t	Peso por pie	Área	I	Z		Ubicación de la especificación que lo fabrica
ulg.	ulg.	Lbs.	ulg. <sup>2</sup>				
<b>TS<math>\frac{1}{2}</math></b> (1.840)	109 147	.85 1.09	.250 .320	.017 .020	.041 .048	.261 .250	*Véase a pie de página
<b>TS<math>\frac{3}{4}</math></b> (1.050)	113 154	1.13 1.47	.333 .433	.037 .045	.071 .085	.334 .321	*Véase a pie de página
<b>TS1</b> (1.315)	133 179	1.68 2.17	.494 .639	.087 .106	.133 .161	.421 .407	*Véase a pie de página
<b>TS1<math>\frac{1}{4}</math></b> (1.660)	140 191	2.27 3.00	.669 .881	.195 .242	.235 .291	.540 .524	*Véase a pie de página
<b>TS1<math>\frac{1}{2}</math></b> (1.900)	145 200	2.72 3.65	.799 1.07	.310 .391	.326 .412	.623 .605	*Véase a pie de página
<b>TS2</b> (2.375)	154 218	3.65 5.02	1.07 1.48	.666 .868	.561 .731	.787 .766	*Véase a pie de página
<b>TS2<math>\frac{1}{2}</math></b> (2.875)	203 276	5.79 7.66	1.70 2.25	1.53 1.92	1.06 1.34	.947 .924	*Véase a pie de página
<b>TS3</b> (3.500)	216 300	7.56 10.25	2.23 3.02	3.02 3.89	1.72 2.23	1.16 1.14	*Véase a pie de página
<b>TS3<math>\frac{1}{2}</math></b> (4.000)	226 318	9.11 12.50	2.68 3.68	4.79 6.28	2.39 3.14	1.34 1.31	*Véase a pie de página
<b>TS4</b> (4.500)	237 337	10.79 14.98	3.17 4.41	7.23 9.61	3.21 4.27	1.51 1.48	*Véase a pie de página

\*Fabricado en Fairless, Pensilvania.

Sólo está disponible en acero al carbón. Para tamaños más grandes, favor de solicitar información.

La tubería estructural ASTM A501 se puede ordenar en color negro o con recubrimiento galvanizado de alta penetración. Cuando se especifica con

Tabla A.11. Datos de la tubería estructural



**Flecha de Acero**

**DIMENSINES Y PESOS EN KGS. DE FLECHAS PARA TRANSMISION**

DIAMETRO	DIAMETRO EN MM.	PESO EN KGS. POR METRO	PESO EN KGS. TRAMO 20"	DIAMETRO	DIAMETRO EN MM.	PESO EN KGS. POR METRO	PESO EN KGS. TRAMO 20"
1/4	6.350	0.248	1.512	3 11/16	93.662	54.058	329.538
5/16	7.938	0.388	2.365	3 3/4	95.250	55.907	340.809
3/8	9.525	0.559	3.208	3 13/16	96.838	57.787	352.270
7/16	11.112	0.751	4.639	3 7/8	98.425	59.969	363.907
1/2	12.700	0.994	6.059	3 15/16	100.012	61.770	376.550
9/16	14.288	1.258	7.669	4"	101.600	63.610	387.767
5/8	15.975	1.552	9.461	4 1/16	103.188	65.614	399.983
11/16	17.462	1.878	11.448	4 1/8	104.775	67.647	412.376
3/4	19.050	2.236	13.631	4 3/16	106.362	69.712	424.964
13/16	20.638	2.624	15.996	4 1/4	107.950	71.809	437.748
7/8	22.225	3.043	18.550	4 5/16	109.538	73.938	450.726
15/16	23.812	3.494	21.299	4 3/8	111.125	76.096	463.881
1"	25.400	3.975	24.232	4 7/16	112.712	78.285	477.226
1 1/16	26.988	4.482	27.322	4 1/2	114.300	80.506	490.765
1 1/8	28.575	5.031	30.669	4 9/16	115.888	82.759	504.499
1 3/16	30.162	5.606	34.174	4 5/8	117.475	85.041	518.410
1 1/4	31.750	6.211	37.862	4 11/16	119.026	87.354	532.510
1 5/16	33.338	6.848	41.745	4 3/4	120.650	89.700	546.811
1 3/8	34.925	7.516	45.818	4 13/16	122.238	92.077	561.301
1 7/16	36.512	8.215	50.079	4 7/8	123.825	94.483	575.968
1 1/2	38.100	8.945	54.529	4 15/16	125.412	96.920	590.824
1 9/16	39.688	9.706	59.168	5"	127.000	99.390	605.881
1 5/8	41.275	10.490	63.947	5 1/8	128.588	101.891	621.128
1 11/16	42.862	11.320	69.007	5 1/4	130.175	104.419	636.538
1 3/4	44.450	12.175	74.219	5 3/8	131.762	106.982	652.162
1 13/16	46.038	13.060	79.614	5 1/2	133.350	109.577	669.078
1 7/8	47.625	13.976	85.198	5 5/8	134.938	112.202	683.081
1 15/16	49.212	14.923	90.971	5 3/4	136.525	114.858	701.272
2"	50.800	15.902	96.939	5 7/8	138.112	117.538	717.609
2 1/16	52.388	16.912	103.095	5 1/2	139.700	120.262	734.214
2 1/8	53.975	17.952	109.435	5 9/16	141.288	123.010	750.966
2 3/8	55.562	19.023	115.964	5 5/8	142.875	125.789	767.907
2 1/4	57.150	20.126	122.688	5 11/16	144.462	128.508	784.482
2 5/16	58.738	21.262	129.601	5 3/4	146.050	131.262	802.356
2 3/8	60.325	22.433	136.703	5 13/16	147.638	134.047	819.863
2 7/16	61.912	23.640	143.988	5 7/8	149.225	136.862	837.590
2 1/2	63.500	24.884	151.467	5 15/16	150.812	139.700	855.470
2 9/16	65.088	26.166	159.142	5 6"	152.400	142.562	873.539
2 5/8	66.675	27.484	166.944	6 1/8 6.0625	153.988	145.445	891.500
2 11/16	68.262	28.837	175.041	6 1/4 6.250	155.575	148.350	909.561
2 3/4	69.850	30.226	183.246	6 1/2 6.500	157.162	151.275	927.622
2 13/16	71.438	31.650	191.707	6 3/4 6.750	158.750	154.220	945.683
2 7/8	73.025	33.109	200.321	7 7.00	160.338	157.185	963.744
2 15/16	74.612	34.603	209.117	7 1/4 7.250	161.925	160.160	981.805
3"	76.200	36.132	218.115	7 1/2 7.500	163.512	163.155	1000.000
3 1/16	77.788	37.697	227.302	7 3/4 7.750	165.100	166.170	1018.205
3 1/8	79.375	39.298	236.671	8" 8.000	166.688	169.205	1036.410
3 3/16	80.962	40.935	246.230	8 1/4 8.250	168.275	172.260	1054.615
3 1/4	82.550	41.992	255.983	8 1/2 8.500	169.862	175.335	1072.820
3 5/16	84.138	43.078	265.926	8 3/4 8.750	171.450	178.430	1091.025
3 3/8	85.725	44.194	276.051	9" 9.000	173.038	181.545	1109.230
3 7/16	87.312	45.340	286.372	9 1/4 9.250	174.625	184.680	1127.435
3 1/2	88.900	46.516	296.881	9 1/2 9.500	176.212	187.835	1145.640
3 9/16	90.488	47.722	307.580	9 3/4 9.750	177.800	191.010	1163.845
3 5/8	92.075	48.958	318.487	10" 10.000	179.388	194.205	1182.050

Tabla A.12. Pesos de las flechas de acero



**Planchas Diamantadas**

Espesor mm.	Peso teórico kg/m <sup>2</sup>
2,0	17,87
2,5	21,30
3,0	25,20
4,0	33,00
5,0	43,90
6,0	51,70
8,0	67,40

Ancho: 1000 mm.  
Se entrega en plancha de largos de 3 y 6 m.

**Planchas Gruesas**

Espesor mm.	Peso teórico kg/m <sup>2</sup>
6,0	48,00
8,0	64,00
10,0	80,00
12,0	96,00
14,0	112,00
16,0	128,00
18,0	144,00
20,0	160,00
22,0	176,00
25,0	200,00
28,0	224,00
32,0	256,00
35,0	280,00
38,0	304,00
45,0	360,00
50,0	400,00
63,0	504,00
75,0	600,00
100,0	800,00



Calidades: Acaço Barco.  
ASTM A - 36, T - 500  
Anchos : 2000, 2440, 3000  
Largos : 6 y 12 m. y largos especiales.



**Tabla A.13. Pesos de las planchas de acero**

<b>PALMEXICO</b>	<b>1018</b>
AISI, SAE, ASTM, NMX.	1018
UNS	G10180

**Tipo:** Acero de bajo contenido de carbón

**Aplicaciones:** Se utiliza en la fabricación de partes para maquinaria; automotriz, línea blanca, equipo de proceso, etc.; que no estén sujetas a grandes esfuerzos. Por su ductilidad es ideal para procesos de transformación en frío como doblar, estampar, recalcar, etc. Sus usos típicos son flechas, tornillos, pernos, sujetadores, etc., ya cementado en engranes, piñones, etc.

**Propiedades mecánicas mínimas estimadas según SAE J1397:**

TIPO DE PROCESO Y ACABADO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN			LÍMITE DE FLUENCIA			ALARGAMIENTO EN 2" %	REDUCCIÓN DE ÁREA %	DUREZA BRINELL	RELACIÓN DE MAQUINABILIDAD 1212 EF = 100%
	MPa (kgf/mm <sup>2</sup> )	Ksi		MPa (kgf/mm <sup>2</sup> )	Ksi					
CALIENTE Y MAQUINADO	400	41	58	220	22	32	25	50	116	70
ESTIRADO EN FRÍO	440	45	64	370	38	54	15	40	126	

**NOTAS:**

- Las propiedades arriba listadas, corresponden a barras de 20mm a 30mm de sección, probadas conforme a las prácticas estándar con probeta de 50 mm según norma nacional NMX B - 172.
- En barras más delgadas de 20mm, deben esperarse valores ligeramente mayores en los datos de resistencia.
- En barras con diámetros mayores de 30mm, existe un efecto de masa que tiene una influencia directa sobre las propiedades mecánicas resultando en una disminución ligera de las mismas.

**Tabla A.14. Propiedades del acero AISI 1018**

**Tabla 15.5** Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en milímetros.

Grado métrico	Diámetro de la cresta $d_c$ , mm	Resistencia a la rotura por tensión, $S_u$ , MPa	Resistencia a la fluencia, $S_y$ , MPa	Resistencia de prueba, $S_p$ , Mpa
4.6	M5-M36	400	240	225
4.8	M1.6-M16	420	<sup>a</sup> 340	310
5.8	M5-M24	520	<sup>a</sup> 415	380
8.8	M17-M36	830	660	600
9.8	M1.6-M16	900	<sup>a</sup> 720	650
10.9	M6-M36	1 040	940	830
12.9	M1.6-M36	1 220	1 100	970

<sup>a</sup> Resistencias a la fluencia aproximada y no se incluyen en las resistencias estándar.

**Tabla A.15. Valores de resistencia de los pernos****Tabla 15.7** Dimensiones y áreas de esfuerzo a tensión para roscas métricas bastas y finas.

Diámetro de la cresta, $d_c$ , mm	Roscas bastas (MC)		Roscas finas (MF)	
	Paso, $p$ , mm	Área del esfuerzo de tensión, $A_s$ , mm <sup>2</sup>	Paso, $p$ , mm	Área del esfuerzo de tensión, $A_s$ , mm <sup>2</sup>
1	0.25	0.460	—	—
1.6	.35	1.27	0.20	1.57
2	.4	2.07	.25	2.45
2.5	.45	3.39	.35	3.70
3	.5	5.03	.35	5.61
4	.7	8.78	.5	9.79
5	.8	14.2	.5	16.1
6	1	20.1	.75	22
8	1.25	36.6	1	39.2
10	1.5	58.0	1.25	61.2
12	1.75	84.3	1.25	92.1
16	2	157	1.5	167
20	2.5	245	1.5	272
24	3	353	2	384
30	3.5	561	2	621
36	4	817	3	865
42	4.5	1 121	—	—
48	5	1 473	—	—

**Tabla A.16. Dimensión y áreas de esfuerzo a tensión**

Material	Esfuerzo de fluencia $\sigma_f$		Esfuerzo último $\sigma_u$		Elongación porcentual (longitud calibrada 2 p/g)
	ksi	MPa	ksi	MPa	
Hule	0.2-1.0	1-7	1-3	7-20	100-800
Acero					
Alta resistencia	50-150	340-1,000	80-180	550-1,200	5-25
Máquina	50-100	340-700	80-125	550-860	5-25
Resorte	60-240	400-1,600	100-270	700-1,900	3-15
Inoxidable	40-100	280-700	60-150	400-1,000	5-40
Herramientas	75	520	130	900	8
Acero estructural	30-100	200-700	50-120	340-830	10-40
ASTM-A36	36	250	60	400	30
ASTM-A572	50	340	70	500	20
ASTM-A514	100	700	120	830	15
Alambre de acero	40-150	280-1,000	80-200	550-1,400	5-40
Piedra (compresión)					
Granito			10-40	70-280	
Piedra caliza			3-30	20-200	
Mármol			8-25	50-180	
Titanio (puro)	60	400	70	500	25
Aleaciones	110-130	760-900	130-140	900-970	10
Tungsteno			200-600	1,400-4,000	0-4
Madera (flexión)					
Fresno	6-10	40-70	8-14	50-100	
Abeto rojo	5-8	30-50	8-12	50-80	
Roble	6-9	40-60	8-14	50-100	
Pino del sur	6-9	40-60	8-14	50-100	
Madera (compresión paralela a la veta)					
Fresno	4-6	30-40	5-8	30-50	
Abeto rojo	4-8	30-50	6-10	40-70	
Roble	4-6	30-40	5-8	30-50	

Tabla A.17. Propiedades mecánicas de los materiales

**1 Información del producto**

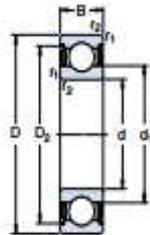
Página ..... 3

**2 Recomendaciones**

Página ..... 8

**3 Datos del producto**

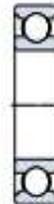
Rodamiento rígidos de bolas para temperaturas extremas d 10 – 35 mm



2Z/VA228



2Z/VA208



VA201



2Z/VA201

Dimensiones principales			Capacidad de carga estática $C_0$	Juego interno radial		Masa kg	Designación
d	D	B		min.	máx.		
mm			N	$\mu\text{m}$			-
10	35	11	3 400	80	150	0,053	6300-2Z/VA201
12	32	10	3 100	100	180	0,037	6201/VA201
	32	10	3 100	100	180	0,037	6201-2Z/VA201
	32	10	3 100	100	180	0,037	6201-2Z/VA208
	32	10	3 100	100	180	0,037	6201-2Z/VA228
15	35	11	3 750	100	180	0,045	6202/VA201
	35	11	3 750	100	180	0,043	6202-2Z/VA208
	35	11	3 750	100	180	0,043	6202-2Z/VA228
17	35	10	3 250	100	180	0,039	6003/VA201
	40	12	4 750	100	180	0,065	6203/VA201
	40	12	4 750	100	180	0,060	6203-2Z/VA208
	40	12	4 750	100	180	0,060	6203-2Z/VA228
20	47	14	6 550	110	190	0,11	6204/VA201
	47	14	6 550	110	190	0,11	6204-2Z/VA201
	47	14	6 550	110	190	0,10	6204-2Z/VA208
	47	14	6 550	110	190	0,10	6204-2Z/VA228
	52	15	7 800	110	190	0,13	6304/VA201
	52	15	7 800	110	190	0,13	6304-2Z/VA208
25	47	12	6 550	120	210	0,080	6005/VA201
	47	12	6 550	120	210	0,080	6005-2Z/VA208
	52	15	7 800	120	210	0,13	6205/VA201
	52	15	7 800	120	210	0,13	6205-2Z/VA201
	52	15	7 800	120	210	0,12	6205-2Z/VA208
	52	15	7 800	120	210	0,12	6205-2Z/VA228
30	62	17	11 600	120	210	0,23	6305/VA201
	62	16	11 200	120	210	0,20	6206/VA201
	62	16	11 200	120	210	0,20	6206-2Z/VA201
	62	16	11 200	120	210	0,19	6206-2Z/VA208
	62	16	11 200	120	210	0,19	6206-2Z/VA228
35	72	19	16 000	120	210	0,35	6306/VA201
	72	19	16 000	120	210	0,34	6306-2Z/VA208
	72	17	15 300	160	255	0,29	6207/VA201
80	72	17	15 300	160	255	0,28	6207-2Z/VA208
	72	17	15 300	160	255	0,28	6207-2Z/VA228
80	80	21	19 000	160	255	0,46	6307/VA201
	80	21	19 000	160	255	0,44	6307-2Z/VA208

Tabla A.18. Cargas estáticas de los rodamientos

**1 Información del producto**

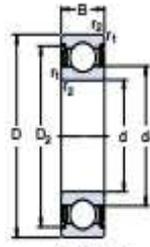
Página ..... 3

**2 Recomendaciones**

Página ..... 10

**3 Datos del producto**

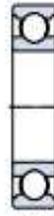
Rodamiento rígidos de bolas para temperaturas extremas d 40 – 70 mm



2Z/VA228



2Z/VA208



VA201



2Z/VA201

Dimensiones principales		Capacidad de carga estática $C_0$	Juego interno radial		Masa kg	Designación	
d	D		B	min			máx
mm		N	$\mu\text{m}$			-	
40	80	18	19 000	160	255	0,37	6208/VA201
	80	18	19 000	160	255	0,35	6208-2Z/VA208
	80	18	19 000	160	255	0,35	6208-2Z/VA228
	90	23	24 000	160	255	0,63	6308/VA201
	90	23	24 000	160	255	0,60	6308-2Z/VA208
45	85	19	21 600	180	290	0,41	6209/VA201
	85	19	21 600	180	290	0,41	6209-2Z/VA201
	85	19	21 600	180	290	0,39	6209-2Z/VA208
	85	19	21 600	180	290	0,39	6209-2Z/VA228
	100	25	31 500	180	290	0,83	6309/VA201
	100	25	31 500	180	290	0,79	6309-2Z/VA208
50	90	20	23 200	180	290	0,46	6210/VA201
	90	20	23 200	180	290	0,46	6210-2Z/VA201
	90	20	23 200	180	290	0,45	6210-2Z/VA208
	90	20	23 200	180	290	0,45	6210-2Z/VA228
	110	27	38 000	180	290	1,05	6310/VA201
	110	27	38 000	180	290	1,00	6310-2Z/VA208
55	100	21	29 000	220	360	0,61	6211/VA201
	100	21	29 000	220	360	0,59	6211-2Z/VA208
	120	29	45 000	220	360	1,35	6311/VA201
60	110	22	36 000	220	360	0,78	6212/VA201
	110	22	36 000	220	360	0,74	6212-2Z/VA208
	130	31	52 000	220	360	1,70	6312/VA201
	130	31	52 000	220	360	1,60	6312-2Z/VA208
65	120	23	40 500	220	360	0,99	6213/VA201
	120	23	40 500	220	360	0,94	6213-2Z/VA208
	140	33	60 000	220	360	2,10	6313/VA201
	140	33	60 000	220	360	2,00	6313-2Z/VA208
70	125	24	45 000	260	420	1,05	6214/VA201
	125	24	45 000	260	420	1,00	6214-2Z/VA208
	150	25	68 000	260	420	2,50	6314/VA201
	150	35	68 000	260	420	2,70	6314-2Z/VA208

Tabla A.19. Cargas estáticas de los rodamientos

American standard Sprockets (c45 steel)										No.40 Pitch 1/2"		
Single-Type B					Single-Type A							
No. Teeth	Catalogue Number	Outside Diameter	Type	Bore (Inches)		Hub (Inches)		Weight Lbs. (Approx.)	Type	Catalogue Number	Stock Bore	Weight Lbs. (Approx.)
				Stock	Rec. Max.	Diameter	Length Thru					
8	40B8	1.500	B	1/2	1/2	31/32"	7/8	.18				
9	40B9	1.670	B	1/2	9/16	1 1/16"	7/8	.20				
10	40B10	1.840	B	1/2	3/4	1 1/4"	7/8	.27				
11	40B11	2.00	B	1/2	7/8	1 3/8"	7/8	.35				
12	40B12	2.170	B	1/2	1	1 9/16"	7/8	.45	A	40A12	1/2	.18
13	40B13	2.330	B	1/2	1 1/16	1 9/16	7/8	.50	A	40A13	1/2	.22
14	40B14	2.490	B	1/2	1 1/8	1 11/16	7/8	.59	A	40A14	1/2	.26
15	40B15	2.650	B	1/2	1 1/4	1 13/16	7/8	.70	A	40A15	5/8	.30
16	40B16	2.810	B	5/8	1 3/8	2	7/8	.79	A	40A16	5/8	.34
17	40B17	2.980	B	5/8	1 7/16	2 1/8	1	1.04	A	40A17	5/8	.36
18	40B18	3.140	B	5/8	1 1/2	2 5/16	1	1.22	A	40A18	5/8	.44
19	40B19	3.300	B	5/8	1 3/4	2 1/2	1	1.43	A	40A19	5/8	.46
20	40B20	3.460	B	5/8	1 7/8	2 5/8	1	1.56	A	40A20	5/8	.56
21	40B21	3.620	B	5/8	1 7/8	2 3/4	1	1.73	A	40A21	5/8	.58
22	40B22	3.780	B	5/8	1 7/8	2 7/8	1	1.96	A	40A22	5/8	.66
23	40B23	3.940	B	5/8	2	3	1	2.13	A	40A23	5/8	.72
24	40B24	4.100	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.41	A	40A24	5/8	.82
25	40B25	4.260	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.54	A	40A25	5/8	.88
26	40B26	4.420	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.58	A	40A26	5/8	.94
27	40B27	4.580	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.66	A	40A27	5/8	.98
28	40B28	4.740	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.73	A	40A28	5/8	1.10
29	40B29	4.900	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.80	A	40A29	19/32	1.22
30	40B30	5.060	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	2.98	A	40A30	19/32	1.26
31	40B31	5.220	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.10	A	40A31	19/32	1.40
32	40B32	5.380	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.16	A	40A32	19/32	1.48
33	40B33	5.540	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.22	A	40A33	19/32	1.56
34	40B34	5.700	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.30	A	40A34	19/32	1.64
35	40B35	5.860	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.46	A	40A35	19/32	1.70
36	40B36	6.020	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.58	A	40A36	19/32	1.84
37	40B37	6.180	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.62	A	40A37	19/32	1.92
38	40B38	6.330	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.70	A	40A38	19/32	2.00
39	40B39	6.490	B	5/8	2 1/4	3 1/4	1	3.76	A	40A39	19/32	2.02
40	40B40	6.650	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	4.69	A	40A40	23/32	2.22
41	40B41	6.810	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	4.76	A	40A41	23/32	2.42
42	40B42	6.970	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	4.82	A	40A42	23/32	2.50
43	40B43	7.130	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	5.12	A	40A43	23/32	2.80
44	40B44	7.290	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	5.15	A	40A44	23/32	2.85
45	40B45	7.450	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	5.30	A	40A45	23/32	3.15
46	40B46	7.610	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	5.57	A	40A46	23/32	3.26
47	40B47	7.770	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	5.44	A	40A47	23/32	3.32
48	40B48	7.930	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	5.84	A	40A48	23/32	3.22
49	40B49	8.090	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	5.90	A	40A49	23/32	3.44
50	40B50	8.250	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	5.96	A	40A50	23/32	3.62
51	40B51	8.410	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	6.08	A	40A51	23/32	3.94

Tabla A.20. Datos de las catarinas

52	40B52	6.570	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	6.28	A	40A52	23/32	4.08
53	40B53	6.730	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	6.33	A	40A53	23/32	4.04
54	40B54	6.890	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	6.42	A	40A54	23/32	4.44
55	40B55	9.040	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	6.46	A	40A55	23/32	4.54
56	40B56	9.200	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	6.89	A	40A56	23/32	4.84
57	40B57	9.360	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	7.02	A	40A57	23/32	5.00
58	40B58	9.520	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	7.36	A	40A58	23/32	5.12
59	40B59	9.680	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	7.45	A	40A59	23/32	5.30
60	40B60	9.840	B	3/4	2 3/8	3 1/2	1 1/8	7.86	A	40A60	23/32	5.48
70	40B70	11.430	B	3/4	2 3/4	4	1 1/4	11.00	A	40A70	23/32	7.24
72	40B72	11.750	B	3/4	2 3/4	4	1 1/4	11.50	A	40A72	23/32	7.74
80	40B80	13.030	B	3/4	2 3/4	4	1 1/4	13.40	A	40A80	23/32	10.20
84	40B84	13.660	B	3/4	2 3/4	4	1 1/4	14.04	A	40A84	23/32	10.07
96	40B96	15.570	B	1	2 3/4	4	1 1/4	17.56	A	40A96	15/16	12.15
112	40B112	18.120	B	1	2 3/4	4	1 1/4	22.56	A	40A112	15/16	20.00

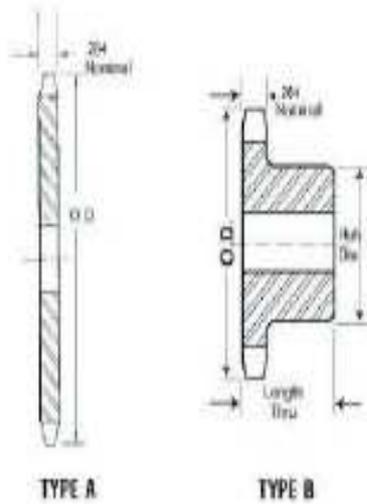


Tabla A.21. Datos de las catarinas

Modelo	Cadena		Paso		entre placas interiores		Diámetros del rodillo		Diámetros del pasador (PIN)		Longitud del pasador (PIN)		Carga de ruptura	
	ANSI N°.	DIN ISO Nr.	P		W max		R max		D max		L max		min	min
			in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	Lg	Kg
RS-35-1	35		3/8	9.525	0.188	4.78	0.200	5.08	0.141	3.59	0.510	12.95	2420	1100
RS-40-1	40	08A	1/2	12.70	0.313	7.95	0.312	7.92	0.156	3.97	0.691	17.45	4290	1950
RS-41-1	41	085	1/2	12.70	0.251	6.38	0.306	7.77	0.141	3.59	0.567	14.40	2640	1200
RS-50-1	50	10A	5/8	15.875	0.375	9.53	0.400	10.16	0.200	5.09	0.856	21.75	7040	3200
RS-60-1	60	12A	3/4	19.05	0.500	12.70	0.469	11.91	0.234	5.96	0.059	26.90	9680	4400
RS-80-1	80	16A	1	25.40	0.625	15.88	0.625	15.87	0.312	7.94	1.390	35.30	16500	7500
RS-100-1	100	20A	1 1/4	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	1.699	43.15	25300	11500
RS-120-1	120	24A	1 1/2	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	2.122	53.90	35200	16000
RS-140-1	140	28A	1 3/4	44.45	1.000	25.40	1	25.40	0.500	12.71	2.303	58.50	45100	20500
RS-80-1-P	80	16A	1	25.40	0.625	15.88	0.625	15.87	0.312	7.94	1.390	35.30	16500	7500
RS-100-1-P	100	20A	1 1/4	31.75	0.750	19.05	0.750	19.05	0.375	9.54	1.699	43.15	25300	11500
RS-120-1-P	120	24A	1 1/2	38.40	1.000	25.40	0.875	22.22	0.437	11.11	2.122	53.90	35200	16000

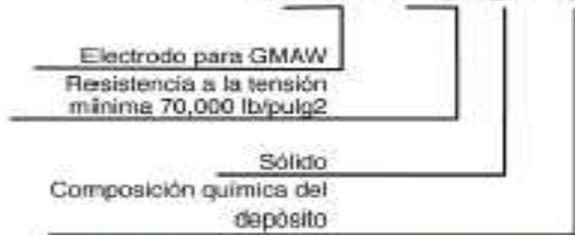
Tabla A.22. Cadenas sencillas (RollerChains ANSI B29.1-1975)

Candado Sencillo	Medio Candado Sencillo	Candado Doble	Candado INOX.	Medio Candado INOX.
RS-35-1-A	RS-35-1-B	RS-40-2-A	RS-35-1SS-A	RS-35-1SS-B
RS-40-1-A	RS-40-1-B	RS-50-2-A	RS-40-1SS-A	RS-40-1SS-B
RS-50-1-A	RS-50-1-B	RS-60-2-A	RS-50-1SS-A	RS-50-1SS-B
RS-60-1-A	RS-60-1-B	RS-80-2-A	RS-60-1SS-A	RS-60-1SS-B
RS-80-1-A	RS-80-1-B	RS-100-2-A		
RS-100-1-A	RS-100-1-B			
RS-120-1-A	RS-120-1-B			

Tabla A.23. Candados para cadenas

**CLASIFICACIÓN DE MICROALAMBRE SEGUN LA AWS**  
Microalambre sólido para acero al bajo carbono

**ER-70S-6**



**Propiedades mecánicas del microalambre**

Clasificación AWS	Gas de protección	Resistencia a la tensión KSI (MPa)	Límite elástico KSI (MPa)	% Elongación mínimo en 2 Pulgs.	Resistencia al impacto mínimo en Julios a °C
ER70S-2	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	27 a -29°C
ER70S-3	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	27 a -18°C
ER70S-4	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	---
ER70S-5	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	---
ER70S-6	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	27 a -29°C
ER70S-7	CO <sub>2</sub>	70(480)	58(400)	22	27 a -29°C

**Composición química del microalambre**

Clasificación AWS	C	Mn	Si	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu	Otro
ER70S-2	0.07	0.90-1.40	0.40-0.70	0.025	0.035	---	---	---	0.50	Th,Zr,Al
ER70S-3	0.06-0.15	0.90-1.40	0.45-0.75	0.025	0.036	---	---	---	0.50	---
ER70S-4	0.07-0.15	1.00-1.50	0.65-0.85	0.025	0.036	---	---	---	0.50	---
ER70S-5	0.07-0.19	0.90-1.40	0.30-0.60	0.025	0.036	---	---	---	0.50	Al
ER70S-6	0.06-0.15	1.40-1.85	0.60-1.15	0.025	0.036	---	---	---	0.50	---
ER70S-7	0.07-0.15	1.50-2.00	0.50-0.80	0.025	0.036	---	---	---	0.50	---

**Clasificación y normas de los electrodos**

Tabla A.24. Propiedades de los electrodos

N	
1.25-2.0	Diseño de estructuras bajo cargas estáticas para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
2.0-2.5	Diseño de elementos de máquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.
2.5-4.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
4.0 o más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente.
3.0-4.0	Diseño de estructuras bajo cargas estáticas donde haya un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
4.0-8.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre acerca de cargas, propiedades de materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

**Tabla A.25. Factores de seguridad**

# ANEXO 6

## **Proformas**

# TERMALIMEX CIA. LTDA.

Dirección: RUMIPAMBA OE1-60 Y AV. 10 DE AGOSTO

R.U.C.: 1790162524001

SOMOS CONTRIBUYENTES ESPECIALES

RESOLUCION SRI No. 345 07/07/2004

PROFORMA: 0006861

Cliente : EDUARDO MENA

Quito, 10 de Febrero del 2012

Contacto :

Dirección : QUITO

Ciudad : QUITO

Email :

R.U.C. : 1711757599001

TELEFONO : 084 130961

Cod. Vendedor : TGF

Pag. 1 de 1

No.	CANT	DESCRIPCION	PRECIO U.	DSCTO.	P.TOTAL
1	1	Rodillo planchador CHICAGO COMET de 80" de fabricación americana, operación a vapor. Rodillo de 35.5 cms. de diámetro x 203 cms. de longitud. Velocidad variable de operación. de 6 a 36 pies x minuto (1.8 a 11 metros x minuto). Espec Elec 120/60/1.	19,050.00	0.00	19,050.00

SUBTOTAL: 19,050.00

DSCTO. : 0.00

SUBTOTAL : 19,050.00

TRANSPORTE: 0.00

I.V.A. 12 %: 2,286.00

**TOTAL : 21,336.00**

#### FORMA DE PAGO:

50% de anticipo, saldo contra entrega

#### PLAZO DE ENTREGA:

90 días aprox a partir de la fecha de pago del Anticipo.

#### LUGAR DE ENTREGA:

Bodegas de Termalimex en la ciudad de Quito

#### NOTA:

Los precios no incluyen materiales ni mano de obra de instalación

#### GARANTIA

Un año contra defectos de fabricación, se excluye de la Garantía daños por fluctuaciones de voltaje, negligencia y/o mala operación del equipo, falta de limpieza y mantenimiento preventivo y repuestos de desgaste normal.

La Garantía Técnica será atendida sin ningún costo para el Cliente en las ciudades de Quito y Guayaquil, para asistencia técnica en otros lugares del país, el transporte y estadía del técnico será por cuenta del Cliente

Atentamente,  
Tatiana Garcés F.  
DPTO. COMERCIAL  
TERMALIMEX CIA. LTDA.

# TERMALIMEX CIA. LTDA.

Dirección: RUMIPAMBA OE1-60 Y AV. 10 DE AGOSTO

**R.U.C.: 1790162524001**

**SOMOS CONTRIBUYENTES ESPECIALES**

**RESOLUCION SRI No. 345 07/07/2004**

**PROFORMA:**

**0006862**

**Cliente :** EDUARDO MENA

Quito, 10 de Febrero del 2012

**Contacto :**

**Dirección :** QUITO

**Ciudad :** QUITO

**Email :**

**R.U.C. :** 9999999999

**TELEFONO :** 222222

**Cod. Vendedor :** GEN

Pag. 1 de 1

No.	CANT	DESCRIPCION	PRECIO U.	DSCTO.	P.TOTAL
1	14	BANDAS TEMPERATURA 6"X300CM	60.43	0.00	846.02
2	27	BANDAS LONA 3x100CM	13.58	0.00	366.66
			SUBTOTAL:		1,212.68
			DSCTO. :		0.00
			SUBTOTAL :		1,212.68
			TRANSPORTE:		0.00
			I.V.A. 12 %:		145.52
			<b>TOTAL :</b>		<b>1,358.20</b>

CONDICIONES DE OFERTA:

-FORMA DE PAGO: CONTADO CONTRA ENTREGA

-PLAZO DE ENTREGA: 15 DIAS

-VALIDEZ DE OFERTA: 15 DIAS





# MAQUINARIAS HENRIQUES C.A

Somos Contribuyentes Especiales  
Resolución N° 6925

Cotización N° 091527

Quito, 10 de Febrero de 2012

QP - 17487

Sr(es).

EDUARDO MENA  
Atención: SR EDUARDO MENA

Código : 008258

Ruc/Céd. :

Estimados Señores:

Tenemos el agrado de presentar a Ustedes nuestra cotización de mercaderías, de acuerdo a sus requerimientos :

CODIGO	DESCRIPCION	CLASE	CANT.	UND	PRECIO UNIT.	DCTO %	TOTAL
X CHCFU027	CHUMACERA UCFL 207 35mm STZ	24300	8.00	UND	8.55	20.00	55.36
X CHCFU007	CHUMACERA UCF 211-32 2" STZ	24150	2.00	UND	24.32	20.00	38.91
X PIHMU042	PI-ON SENCILLO 40B X 12T	47420	1.00	UND	5.47	20.00	4.38
X PIHMU046	PI-ON SENCILLO 40B X 16T	47420	1.00	UND	7.38	20.00	5.91
X PIHMU048	PI-ON SENCILLO 40B X 18T	47420	2.00	UND	9.42	20.00	15.07
X PIHMU054	PI-ON SENCILLO 40B X 24T	47420	1.00	UND	13.32	20.00	10.66
X PIHMU090	PI-ON SENCILLO 40B X 60T	47420	1.00	UND	40.16	20.00	32.13
X CATRU006	CADENA TRANS. TRANSLINK 040.10 (1/2")	23660	1.00	UND	30.17	20.00	24.14
X MRSIP002	REDUCTOR ANGULAR 150A 30/1 PAM 14/160	49360	1.00	UND	305.76	20.00	244.61
X MESIU100	MOTOR/BRIDA SIEMENS 1/2HP 1590RPM 3F	41300	1.00	UND	260.00	20.00	208.00
X CFDTU00397	CONV. DE FRECUENCIA VFDD04E23A.	28280	1.00	UND	252.37	20.00	201.90
X RONRU00084	RODAMIENTO NKE 6200-2RS2-C3	54010	2.00	UND	2.48	20.00	3.98
X PODAU003	POLEA 3" (EXT.) 1 13mm.	49900	1.00	UND	9.15	20.00	7.32
X PODAU004	POLEA 3.1/2" (EXT.) 1 13mm.	49900	1.00	UND	11.00	20.00	8.80
SUBTOTAL \$							861.1
\$ IVA							103.3
TOTAL USD\$							964.4

Condición de Pago: CONTADO  
 Fecha de Entrega: Inmediato salvo venta previa, una vez recibida la orden de compra  
 Validez de la oferta : 5 días laborables

Por favor no dude en contactarse con nuestro Dpto. Técnico al 2436483 ó 2459656 o con personal de Ventas al 2272140 ó 6001200, si deseara mas información.  
 Nuestros productos siempre están disponibles para servirle pronto.

  
 Almacén Quito Norte  
[www.maquinarias-henriques.com](http://www.maquinarias-henriques.com)

Transporte a ciudades fuera de Quito y Guayaquil se hará responsable de la mercadería hasta el punto de destino y es responsabilidad del cliente.  
 Guayaquil Matriz: Via a Dpto. Km. 6 1/2  
 PBX: (04)2254300-6000700  
 Fax: (04)2254300 ext. 181  
 P.O. Box 09-01-4361

Agencia Sur-Guayaquil  
 San Martín 203 y Chile  
 Telf: (04) 2404373-2402279  
 Fax: (04) 2404329

Agencia Quito Norte  
 Av. 10 de Agosto # 5905 Sector La Y  
 Telfs: (02) 2459656 - 2459848 - 6001200  
 Fax: (02) 2258475  
 P.O. Box 2679

Agencia Quito Sur  
 Av. P. Vicente Maldonado # 11085  
 (frente a Fosforera Ecuatoriana)  
 Telf: (02) 2680335 - 2680336  
 Fax: (02) 2680337

# OXICORTES

## TODAS LAS FORMAS DEL ACERO

Matriz: Dir.: Monteserrín - Av. De las Palmeras N48-80 y Av. Eloy Alfaro  
(sector El Inca)    Telefax: 2275 163    Quito - Ecuador

VENTA Y CORTE DE PLANCHAS DE ACERO DESDE 0,7 A 150. mm DE ESPESOR,  
CORTAMOS CON PLASMA HASTA 25mm. ACEROINOXIDABLE - ALUMINIO BRONCE, ETC.

PANTOGRAFO DE OJO ELECTRONICO CUALQUIER FIGURA

VENTA DE PLANCHAS PERFORADAS Y EXPANDIDAS

SERVICIO DE GUILLOTINA HASTA 10 mm. Y PLEGADORA HASTA 6 mm. DE ESPESOR

PROFORMA

0001366

Fecha: 14-02-12

Cliente: Eduardo Mena

Dirección: .....

Telf.: .....

CANT.	DETALLE	V. UNIT.	V. TOTAL
2	∅ 315 > 10 60	16,28	32,56
2	∅ 65 > 20 40	2,71	5,42
1	pl 160 x 30 x 12	1,50	1,50
1	pl 240 x 40 x 8	2,00	2,00
1	pl 60 x 40 x 15	1,10	1,10
8	∅ 100 > 6 20	2,00	16,00
3	pl 3 mm x 1220 x 2440	94,65	283,95
2	pl 2 mm x 1220 x 2440	63,10	126,20
	- 43,96	SUBTOTAL	468,73
	TOTAL = 424,77	IVA. ....%	50,97
		TOTAL USD \$	475,74

RECIBI CONFORME

FIRMA AUTORIZADA

*M. Alvarado C.*



**LA FERRETERA CIA. LTDA.**

Desde 1900 al servicio de la industria

Av. América N35-07 y H. de Girón  
 Telf.: 2252158 - 2252159 - 3316416 - 3316885  
 Fax: 5932 - 2 253237  
 R.U.C. 1790079066001  
 e-mail: ventas-uo@laferreteria-ec.com  
 Quito - Ecuador

**LA FERRETERA**  
 Av. Juan Tanco Marengo km. 1.1/2  
 C.C. DICENTRO Local #10  
 Telf.: 2241353 - Fax.: 5934 - 2242069  
 Guayaquil - Ecuador

**PROFORMA No. 869**

Fecha 13/02/2012  
 Cliente SAMUEL EDUARDO MENA MORENO  
 Dirección MACHALA OE6-27 Y JOSE FIGUEROA  
 RUC 1711757599

Solicitado  
 Vend. Int.  
 Vend. Ext. Oficina

CODIGO	CANTIDAD	U/M	DETALLE	VALOR	
				UNITARIO	TOTAL
	1.00		JUNTA ROTATIVA JOHNSON 2200 SB DERECHA	350.00	350.00
Mario Gómez Elaborado Aprobado SON: TRESCIENTOS CINCUENTA con 00 /100 Dolares V/OFFERTA 8 DIAS T/ENTREGA INMEDIATO SALVO VENTA PREVIA CONTADO				<b>Venta Bruta</b> \$ 350.00 <b>Descuento 0.00%</b> \$ 0.00 <b>Subtotal</b> \$ 350.00 <b>IVA 0.0</b> \$ 0.00 <b>Neto a pagar</b> \$ 350.00 <i>+18% IVA 42,00</i>	\$ 392,00

**CASTILLO HERMANOS S.A**

TELE/FAK:2475785

CONTRIBUYENTE ESPECIAL RESOLUCION #194  
Pana. Norte 13135 y De los Aceituno RUC:1790155102001

PROFORMA #001-002-0187472

Fecha: Quito, Miércoles, 8/Feb/2012  
Almacén: ALM. PRINCIPAL  
Vendedor: PAZHINO JOSE FRANCISCO  
Cliente: EDUARDO MENA

Cantidad Artículo V. Unitario V. Total

2.00	PERNO HEX MM RG GR.8.8 NEGRO 12X1.75X50 363900	0.360	0.72
4.00	PERNO HEX MM RG GR.8.8 NEGRO 8X1.25X30 358400	0.130	0.52
12.00	PERNO HEX MM RG GR.8.8 NEGRO 8X1.25X20 357900	0.080	0.96
2.00	PERNO HEX MM RG GR.8.8 NEGRO 8X1.25X80 359800	0.240	0.48
16.00	PERNO HEX MM RG GR.8.8 NEGRO 12X1.75X35 363500	0.250	4.00
26.00	PERNO HEX MM RG GR.8.8 NEGRO 6X1.00X16 354100	0.040	1.04
2.00	PERNO HEX MM RG GR.8.8 NEGRO 10X1.50X75 362100	0.380	0.76
2.00	TUERCA MM GR.8.8 NEGRA PASO NORMAL 12X1.75 544700	0.105	0.21
2.00	TUERCA MM GR.8.8 NEGRA PASO NORMAL 24X3.00 546000	1.100	2.20
10.00	TUERCA MM GR.8.8 NEGRA PASO NORMAL 8X1.25 543800	0.050	0.50
10.00	TUERCA MM GR.8.8 NEGRA PASO NORMAL 16X2.00 545100	0.320	3.20
16.00	TUERCA MM GR.8.8 NEGRA PASO NORMAL 12X1.75 544700	0.105	1.68
4.00	PERNO PRISIONERO MM 8X1.25X16 434800	0.100	0.40
2.00	PERNO PRISIONERO MM 6X1.00X10 434000	0.040	0.08
2.00	PERNO PRISIONERO MM 8X1.25X8 434500	0.050	0.10
2.00	PERNO PRISIONERO MM 10X1.50X25 435600	0.210	0.42
2.00	PASADOR TUBULAR MM DTN 1481 6X26 276600	0.200	0.40

Subtotal	(=)	17.67
*Dscto.* 10.7143%	(-)	1.89
Imponible	(=)	15.78
I.V.A. 12.00%	(+)	1.89

**TOTAL US\$****17.67**

\*El dscto. se aplicó de acuerdo al monto

Distribuidor exclusivo de Herramienta

**IRIMO**

Grupo SnapOn

hacemos más fácil su trabajo

Esta proforma tiene validez de 15 días

<b>"MECANICA INDUSTRIAL ROJAS"</b>		<b>RUC. 1500261837001</b>	
<b>ING. RAUL ROJAS NOGALES</b> <b>SERVICIO DE TORNO SUELDAS FRESADO PRENSA</b> <b>MANTENIMIENTO INDUSTRIAL EN GENERAL</b> <b>COMPRA Y VENTA DE MAQUINARIA</b>			
<b>Dirc: Leonardo Murialdo E 11 -58 y Eloy Alfaro</b>		<b>Mail: raulrojas5@hotmail.com</b>	
<b>Tef: 3 280 839 3280833 Cel: 094250 957 Porta</b>			
<b>CLIENTE Sr. EDUARDO MENA</b>		<b>FECHA 20 FEBRERO 2012</b>	
<b>DIRECCION MACHALA OE6-27 J.FIGUEROA</b>		<b>TELF...2590911</b>	
<b>RUC 1711757599</b>		<b>PROFORMA Nro. 001</b>	
<b>CANT</b>	<b>DETALLE</b>	<b>VALOR UNT.</b>	<b>VALOR TOTAL</b>
1	Mecanizado cilindro planchador completo de : Ø312X2470	500	500
4	Mecanizado cilindros auxiliares completos de :Ø90X2470	150	600
1	Mecanizado de cilindro templador de: Ø38X2196	120	120
14	Mecanizado de carretes portabandas Ø44X152	20	280
4	Mecanizado de tensores completos de Ø40X2296	50	200
1	Mecanizado dispositivo de seguridad completo(tubo, placas, pasadores, bosines)	100	100
1	Montaje de máquina	400	400
1	Montaje eléctrico	200	200
		<b>SUBTOTAL.....</b>	<b>2400</b>
		<b>IVA %12....</b>	<b>288</b>
		<b>TOTAL A PAG/</b>	<b>2688</b>
ING. RAUL ROJAS			
FIRMA DEL RESPONSIBLE			

<b>"MECANICA INDUSTRIAL ROJAS"</b>		<b>RUC. 1500261837001</b>	
<b>ING. RAUL ROJAS NOGALES</b> <i>SERVICIO DE TORNO SUELDAS FRESADO PRENSA</i> <i>MANTENIMIENTO INDUSTRIAL EN GENERAL</i> <i>COMPRA Y VENTA DE MAQUINARIA</i>			
Dircc: Leonardo Murialdo E 11 -58 y Eloy Alfaro Tef: 3 280 839 3280833 Cel: 094250 957 Porta		Mail: <a href="mailto:raulrojas5@hotmail.com">raulrojas5@hotmail.com</a>	
<b>CLIENTE Sr. EDUARDO MENA</b> <b>DIRECCION MACHALA OE6-27 J.FIGUEROA</b> <b>RUC 1711757599</b>		<b>FECHA 20 FEBRERO 2012</b> <b>TELF...2590911</b> <b>PROFORMA Nro. 001</b>	
<b>CANT</b>	<b>DETALLE</b>	<b>VALOR UNT.</b>	<b>VALOR TOTAL</b>
4	Mecanizado bosines para catalina de : Ø14X45 y Ø14X20	15	60
1	Angulo para templador de cadena	10	10
1	Placa sujeccion catalina loca	10	10
1	Templador cadena	30	30
1	Base perno tensor bandas de alimentación	10	10
1	Placa guia de bandas alimentación	120	120
1	Bandeja inferior	20	20
1	Tapa bandeja superior	50	50
2	Bases laterales	150	300
2	Tapas para bases laterales	40	80
4	Angulos de soporte	15	60
1	Eje transmisión motoreductor	100	100
		<b>SUBTOTAL.....</b>	<b>850</b>
		<b>IVA %12....</b>	<b>102</b>
<b>ING. RAUL ROJAS</b> <b>FIRMA DEL RESPONSIBLE</b>		<b>TOTAL A PAG/</b>	<b>952</b>

