

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**



**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

**“Análisis del Sistema de Distribución de Vapor en un Ingenio  
Azucarero”**

**TESIS DE GRADO**

**Previo a la obtención del Título de:**

**INGENIERO MECÁNICO**

**Presentada por:**

**Ricardo Javier Arias Quispe**

**GUAYAQUIL – ECUADOR**

**2003**

## **AGRADECIMIENTO**

Después de haber culminado este trabajo quiero dejar constancia de mis más sinceros agradecimientos al Ing. Ángel Vargas Zúñiga Director de Tesis, hombre de una amplia preparación académica y de un espíritu de bien para sus semejantes.

Agradezco además al personal de LA FERRETERA C.A. en especial a los Ingenieros del Departamento de Ventas, Marcelo Albuja, Ángel García, Saskia Townsend, Joffre Haro quienes con su apoyo técnico, pudo ser posible culminar este trabajo.

## DEDICATORIA

El triunfo de mi preparación académica va dedicado a mis padres Mariana Quispe y Sergio Arias, a mi hermano Fabricio Arias, a mis Primos Christian, Nadia, Ronald, Verónica y Júnior, a mis Tíos Rosa, Eva, Martha, MSc. Galo Quispe su esposa Isabel, Sr. Luis Sarbia, a mis abuelos Víctor y Hugo, a la Sra. Isabel Bustamante y Sr. Antonio Tello.

A mis compañeros milagreños futuros Ingenieros Mecánicos Lister Miranda, Vinicio Solís, José Malavé, Carlos Noriega, Luís Buchelli, y amigos Ec.Yoders Prado y Gustavo Robalino.

# TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



CIB-ESPOL

Ing. Francisco Andrade S.  
DECANO ENCARGADO DE LA FIMCP  
PRESIDENTE

Ing. Ángel Vargas Z.  
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Marco Pazmiño B.  
VOCAL PRINCIPAL

## DECLARACIÓN EXPRESA



“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

( Reglamento de Graduación de la ESPOL )



CIB-ESPOL

---

Ricardo Javier Arias Quispe

## RESUMEN

El objetivo principal de la tesis es analizar y proyectar los parámetros necesarios para lograr la mayor eficiencia de operación en los equipos y los mayores ahorros posibles de energía en todo el sistema de distribución de vapor lo cual se traduce en una reducción de costos a fin de garantizar las utilidades que desean conseguir.

La tesis empieza con una breve reseña de producción de azúcar en el país, su proceso de producción, análisis del sistema de distribución de vapor para los diferentes equipos del proceso como son ramales, venas de vapor, piernas colectoras.

Otro factor importante que se analizará en la tesis es el efecto negativo que provoca el aire dentro de los sistemas de distribución y consumo, también se analizarán de manera minuciosa cada sección de la planta, por lo que se realizarán cálculos de costos de generación de vapor, pérdidas por falta de aislamiento y/o uso de aislamiento inadecuado, dimensionamiento de tuberías principales de vapor, etc.

Como conclusiones de esta tesis se podrán evaluar los mayores puntos de desperdicio de vapor en el proceso se recomendarán soluciones viables a fin de corregir este problema que representa grandes pérdidas de dinero.

# ÍNDICE GENERAL

	<b>Pág.</b>
RESUMEN.....	V
INDICE GENERAL.....	VI
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGIA.....	VIII
INDICE DE FIGURAS.....	IX
INDICE DE TABLAS.....	X
INDICE DE PLANOS.....	XI
INTRODUCCIÓN.....	1
<b>CAPÍTULO 1</b>	
<b>1. GENERALIDADES.....</b>	<b>3</b>
1.1 Breve reseña de la producción de azúcar en el país.....	3
1.2 Proceso de producción de azúcar.....	6
1.3 Capacidades de caña utilizada para la producción de azúcar.....	20
<b>CAPÍTULO 2</b>	
<b>2. SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR.....</b>	<b>23</b>
2.1 Balance térmico del proceso ( demanda por consumo por áreas.).....	25
2.2 Selección del generador de vapor ( tipo de caldera a usar).....	48
2.3 Selección del combustible a usar.....	52
2.3.1 Clase de combustibles.....	54

2.3.2 Demandas de combustible.....	54
2.3.3 Diferencias básicas de los combustibles a usar.....	55

### **CAPÍTULO 3**

<b>3. SISTEMAS DISTRIBUIDORES Y RECOLECTORES DE VAPOR.....</b>	<b>59</b>
3.1 Cabezales de vapor.....	60
3.2 Tuberías principales de vapor.....	62
3.3 Ramales de vapor.....	62
3.4 Líneas Tracer ( venas de vapor ).....	63
3.5 Piernas colectoras.....	73
3.6 Separadores de vapor.....	78

### **CAPÍTULO 4**

<b>4. PROBLEMAS EXISTENTES EN LOS SISTEMAS DISTRIBUIDORES DE VAPOR.....</b>	<b>80</b>
...4.1 Aire en sistemas distribuidores de vapor.....	81
4.2 Golpe de ariete ( Golpeteo hidráulico ).....	86
4.3 Choque térmico.....	93

### **CAPÍTULO 5**

<b>5. SISTEMAS DE CONTROL DE VAPOR.....</b>	<b>95</b>
...5.1 Sistemas de regulación de presión.....	97
...5.2 Sistemas de regulación de temperatura.....	102
...5.3 Sistemas de alivio de presión.....	104



## **CAPÍTULO 6**

<b>6. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....</b>	<b>117</b>
6.1 Sección Calderas.....	118
6.2 Sección Tandem 1 ( molinos ).....	126
6.3 Sección Tandem 2 ( molinos ).....	134
...6.4 Sección Planta eléctrica.....	142
...6.5 Sección Tachos-Evaporadores- Secadoras.....	143

## **CAPÍTULO 7**

<b>7. DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERÍAS PRINCIPALES DE VAPOR.....</b>	<b>157</b>
7.1 Parámetros de selección.....	158
7.1.1 Velocidades de vapor.....	159
7.1.2 Caídas de presión.....	158
7.2 Procedimiento de cálculo de tuberías de vapor.....	160
7.2.1 Uso de diagramas.....	171
7.2.2 Uso de software.....	172
7.3 Dimensionamiento de tuberías para los diferentes equipos.....	173

## **CAPÍTULO 8**

<b>8. AISLAMIENTO TÉRMICO EN LAS LÍNEAS PRINCIPALES.....</b>	<b>178</b>
8.1 Clases de aislamiento.....	179
8.2 Selección del aislamiento.....	181

8.3 Cálculo del espesor adecuado ( óptimo ).....	185
8.4 Cálculo de perdidas de calor por aislamiento.....	186
8.4.1 Tuberías sin aislar.....	186
8.4.2 Tuberías con aislamiento inadecuado.....	195
8.5 Instalación.....	202

## **CAPÍTULO 9**

<b>9. ANÁLISIS DE COSTOS.....</b>	<b>204</b>
9.1 Cálculo del costo por cada 1000 libras de vapor.....	205
9.2.Evaluación del costo de energía por falta de aislamiento y/o aislamiento inadecuado.....	208
9.3.Inversión.....	211
9.4.Amortización.....	213

<b>10. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>214</b>
--	------------

## **APÉNDICES**

## **ANEXOS**

## **BIBLIOGRAFÍA**

## ABREVIATURAS

$A_i$	Área transversal interna de la tubería
ASTM	Sociedad Americana de Comprobación y Materiales
Btu.	Unidad Térmica Británica.
Btu /Gal	Unidad Térmica Británica por galón.
Btu /Lbm-°F	Unidad Térmica Británica por libra masa-grado Fahrenheit.
$\Delta P_{100}$	Caída de presión por cada cien pies de tubería.
$\Delta P$	Cambio de Energía Potencial.
$\Delta S$	Cambio de Entropía
cm.	Centímetro.
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono.
CO	Monóxido de Carbono.
Kcal. / Kg.	Kilo caloría por kilogramo.
Cev <sub>R</sub>	Consumo Especifico real de Vapor.
Cev <sub>i</sub>	Consumo Especifico ideal de Vapor.
$\Delta T$	Diferencial de temperatura.
ec.	Ecuación.
Ft <sup>2</sup>	Pies Cuadrados.
Ft / h	Pies por hora.
Ft-Lbm / Lbf -S <sup>2</sup>	Pies-Libra masa/ Libra fuerza-segundo cuadrado.
Ft <sup>3</sup> / min.	Pies cúbicos por minuto.
Ft <sup>3</sup> / Lbm	Pies cúbicos por Libra masa.
Gal.	Galones.
° C	Grados Centígrados
°F	Grados Fahrenheit.
H <sub>o</sub>	Salto térmico disponible.
H <sub>i</sub>	Salto térmico utilizado.
Has	Hectáreas.
Hp	Caballos de fuerza ( Potencia Mecánica ).
in <sup>2</sup>	Pulgada cuadrada.
Kg.	Kilogramo.

Kg./ m <sup>3</sup>	Kilogramo por metro cúbico.
Kcal. / h	Kilocaloría por hora.
Kg. / h	Kilogramo por hora.
Kg <sub>VAPOR.</sub> / h	Kilogramo de vapor por hora.
Kw.	Kilovatio.
Lb. / h.	Libra por hora.
Lb <sub>vapor/hr</sub>	Libras de vapor por hora.
m.	Metro.
m / s <sup>2</sup>	Metro por Segundo cuadrado.
m <sup>2</sup> / s	Metro cuadrado por Segundo.
$\dot{m}_{vapor}$	Flujo másico de vapor
Mph	Millas por hora.
Nº	Número.
P	Presión.
PRV	Válvula Reductora de Presión.
Psia.	Presión absoluta.
Psig.	Presión manométrica.
"	Pulgadas.
$\eta_{Ri-Turbina}$	Rendimiento relativo interno de la Turbina
Tm.	Tonelada métrica.
TCH	Tonelada de caña por hora.
T	Temperatura.
T <sub>Sa</sub>	Temperatura de Saturación.
T <sub>S</sub>	Temperatura superficial externa de la tubería.
T <sub>∞</sub>	Temperatura del medio ( aire ).
$\bar{T}_f$	Temperatura de película.
T <sub>C</sub>	Temperatura constante.
Vs.	Versus.
V	Velocidad.
V <sub>S</sub>	Volumen Específico
$v_s$	Volumen específico del vapor
$\bar{V}$	Velocidad promedio del vapor.

VCI	Poder calorífico Inferior del Combustible.
W	Trabajo.
$W_{t-ideal}$	Trabajo ideal de la turbina.
$W_{t-ideal}$	Trabajo real de la turbina .
WT.	Fuelle Termostático.

## SIMBOLOGÍA

X	Calidad o Título.
$\beta$	Coefficiente de Expansión térmica volumétrica
$g_0$	Constante proporcional de Newton.
$\sigma$	Constante de Stefan–Boltzmann
J	Constante de Joule.
K	Conductividad térmica.
$h_C$	Coefficiente de transferencia de calor por convección.
$h_R$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación.
$\rho$	Densidad.
$\phi$	Diámetro.
$\phi_i$	Diámetro interno de la tubería
\$	Dólares US.
$\varepsilon$	Emisividad de la tubería
h	Entalpía
$h_g$	Entalpía de Vapor Saturado
$h_{fg}$	Entalpía de Evaporación.
$h_f$	Entalpía de Líquido Saturado.
S	Entropía.
g	Gravedad
=	Igual
$\mu$	Micras.
$P_r$	Número de Prandtl
$Re_D$	Número de Reynolds
$Ra_D$	Numero de Rayleigh
%	Porcentaje.
$r_{cr.}$	Radio crítico.
$r_{tubería}$	Radio de la tubería.
$\nu$	Viscosidad cinemática.

## ÍNDICE DE FIGURAS

		<b>Pág.</b>
Figura 1.1	Participación de los Ingenios en la Producción Nacional del Ecuador.....	5
Figura 1.2 (a)	Proceso de Producción de Azúcar.....	7
Figura 1.2 (b)	Flujo grama simplificado del Proceso de Fabricación del Azúcar.....	8
Figura 1.3	Labores de campo Pre y Post Cosecha.....	9
Figura 1.4	Patios de Caña.....	10
Figura 1.5	Proceso de Picado de la Caña.....	11
Figura 1.6	Área de Molinos.....	12
Figura 1.7	Sección pesado de Jugo Crudo.....	12
Figura 1.8	Sección Clarificación.....	14
Figura 1.9	Evaporadores en Triple Efecto.....	15
Figura 1.10	Máquinas de Centrifugación.....	17
Figura 1.11	Túneles Rotatorios de Secado del Azúcar.....	18
Figura 1.12	Producto Final.....	19
Figura 2.1	Caldera Acuatubular.....	24
Figura 2.2	Diagrama de distribución de las Turbinas y Turbogenerador Eléctrico Instalados en un Ingenio Azucarero.....	27
Figura 2.3	Diagrama de Energía en una Industria Azucarera.....	28
Figura 2.4	Ciclo Térmico ideal y real del Vapor .....	29
Figura 2.5	Diagrama de Energía para una Turbina.....	30
Figura 2.6(a)-(b)	Diagrama de Mollier para el Proceso ideal y real en una Turbina a Vapor.....	35-40
Figura 3.1	Cabezal de Vapor Típico.....	61
Figura 3.2.	Instalación del Cabezal de Vapor.....	62
Figura 3.3	Ramal de Tubería.....	63
Figura 3.4	Sujeción de Líneas Tracers en Curvas.....	66
Figura 3.5	Instalación de una a tres Líneas Tracers.....	69
Figura 3.6.	Instalación de varias Líneas Tracers.....	70

	<b>Pág.</b>
Figura 3.7	Instalación de Líneas Tracers en Válvulas.....71
Figura 3.8	Instalación de Líneas Tracers en Bombas.....72
Figura 3.9	Instalación de Líneas Tracers en Bridas o Juntas.....72
Figura 3.10	Pierna Colectora.....74
Figura 3.11	Dimensionamiento para las Piernas colectoras.....76
Figura 3.12	Instalación de Piernas Colectoras antes de Elevaciones (a), y antes de Válvulas Reguladoras( b ).....77
Figura 3.13	Instalación Típica de un Separador de Vapor.....79
Figura 4.1	Tubería libre de Presencia de Aire, 100% Vapor.....82
Figura 4.2	Tubería 90% de Vapor y 10% de Aire.....83
Figura 4.3	Mezcla Aire – Vapor.....84
Figura 4.4	Venteador Termostático.....85
Figura 4.5	Choque Diferencial en Líneas principales de Vapor .....90
Figura 5.1	Válvula Reguladora de Presión de Acción Directa.....99
Figura 5.2	Válvula Reductora con Piloto Externo.....101
Figura 5.3	Válvula de Seguridad .....105
Figura 5.4	Estación Reductora de Presión colocadas en Paralelo.....108
Figura 5.5	Estación Reductora de Presión .....109
Figura 5.6	Instalación correcta de una Estación Reductora de Presión colocadas en paralelo.....110
Figura 5.7	Instalación correcta de una Estación Reductora de Presión Simple.....110
Figura 6.1	Fuga de Vapor en Válvula de Distribución de Vapor.....119
Figura 6.2	Línea de Alimentación Turbogenerador Eléctrico.....120
Figura 6.3	Primera Pierna Colectora ubicada entre el Caldero D8 y el Caldero C9.....122
Figura 6.4	Instalación y ubicación de los Accesorios a instalar en una Pierna Colectora.....123
Figura 6.5	Instalación Correcta de un Ramal de Vapor.....124
Figura 6.6	Fuga de Vapor a través de la Trampa de Vapor abierta ..124



	<b>Pág.</b>
Figura 6.7	Instrumentos de Medición en mal estado Turbina Tiro Inducido Caldera C9.....125
Figura 6.8	Estación Reductora de Presión 300 Psig a 200 Psig y 200 Psig a 100 Psig.....127
Figura 6.9	Fuga de Vapor a través de los Accesorios de Ingreso a la Turbina Molino # 6.....128
Figura 6.10( a )	Separador de Vapor Línea de 200 Psig .....129
Figura 6.10( b )	Purga Abierta del Separador de Vapor .....130
Figura 6.11	Pierna Colectora Instalada en Fin de Línea de 200 Psig .131
Figura 6.12	Instalación y Ubicación Recomendada para los Accesorios a Instalar en una Pierna Colectora para un Fin de Línea.....132
Figura 6.13	Purga Manual Instalada en un Filtro.....133
Figura 6.14	Purga Manual Instalada en la parte Lateral de la tubería de Ingreso a la Turbina del Primer Juego de Cuchillas.....134
Figura 6.15	Toma Superior de Vapor para la Turbina Molino # 1.....136
Figura 6.16	Pierna Colectora Mal dimensionada y Presencia de Fugas de Vapor en Válvulas y Trampa a Vapor.....137
Figura 6.17	Fuga de Vapor en Purga Manual Abierta Turbina Molino # 4.....138
Figura 6.18	Fuga de Vapor en Línea de Descarga Turbina Desfibrador.....139
Figura 6.19	Línea Principal de Descarga Tubería $\phi 20''$ .....141
Figura 6.20	Pierna Colectora mal dimensionada en la Línea principal de Descarga Tubería $\phi 22''$ .....142
Figura 6.21	Pierna Colectora Instalada en la línea de salida del Turbogenerador Tubería $\phi 20''$ .....143
Figura 6.22( a )	Sistema de Evaporación utilizado en Ingenios Azucareros .....144
Figura 6.22( b )	Corte transversal del Interior de un Evaporador (calandria).....145

	<b>Pág.</b>
Figura 6.23	Pre-Evaporador principal con una área de Calentamiento de 25.000 ft <sup>2</sup> .....146
Figura 6.24	Calentadores tipo Multitubular para Calentamiento de Jugos Primarios .....147
Figura 6.25	Instalación y Ubicación Recomendada para los accesorios en un Intercambiador Multitubular para Calentamiento del Jugo de Caña .....148
Figura 6.26	Línea de Extracción de Condensado mal Instalada.....149
Figura 6.27	Tanque Distribuidor Flash.....150
Figura 6.28	Intercambiador de Placas Alfa-Laval.....151
Figura 6.29	Torre de Sulfatación .....152
Figura 6.30	Radiadores de la Secadora de Azúcar # 1y #2.....153
Figura 6.31	Diagrama de Instalación de Radiador con Controlador de Temperatura .....154
Figura 6.32	Tanque de Calentamiento de Agua.....155
Figura 6.33	Diagrama de Instalación Recomendada para el Tanque de Calentamiento de Agua.....156
Figura 7.1	Diagrama para Dimensionar Tuberías de Vapor.....166
Figura 7.2	Nomograma para determinar Caídas de Presión por cada 100 ft de tubería que conducen Vapor Saturado.....168
Figura 8.1	Lana de Vidrio.....183
Figura 8.2	Cañuela de Lana de Vidrio recubierta con Hojas de aluminio de espesor 0.10 mm.....184
Figura 8.3	Cuadro de Pérdidas de Calor en Tuberías sin aislar.....194
Figura 8.4	Línea de alimentación de la Turbo-Bomba pozo sin Aislar .....196
Figura 8.5	Línea de alimentación al Turbo-Generador Eléctrico sin aislar y tramo de tubería $\phi 12''$ con aislamiento defectuoso.....197

	<b>Pág.</b>
Figura 8.6	Línea principal de Alimentación para el Tandem de molinos # 2.....198
Figura 8.7	.....Línea de alimentación de la Turbina Desfibrador sin aislar.....199
Figura 8.8	Líneas de distribución de Vapor para el Tandem de molinos # 1 sin aislar .....200
Figura 8.9	Línea de descarga Molino # 2.sin aislar.....200
Figura 8.10	Calentadores de Jugo de Caña Secundarios con secciones sin aislar.....201
Figura 8.11	Métodos ilustrativos de Instalación de Aislamiento Térmico en Tuberías.....203
Figura 9.1	Cuadro de Pérdidas de dinero por Zafra debido a las Tuberías sin aislar.....210
Figura 9.2	Costo de Inversión Global del Material Aislante.....212

## ÍNDICE DE TABLAS

		<b>Pág.</b>
Tabla 1	Ecuador: Situación de Campo y Fabrica de la Industria Azucarera Junio/2001 - Junio /2002.....	4
Tabla 2	Capacidad Utilizada de Caña para los diferentes secciones de Consumo de Vapor en un Ingenio Azucarero.....	22
Tabla 3	Cuadro de Consumo de Vapor directo para cada turbina instalada en un Ingenio Azucarero.....	47
Tabla 4	Cuadro de Consumo de Vapor directo .....	48
Tabla 5	Capacidades de Generación de Vapor de los Calderos instalados en el Ingenio Azucarero.....	50
Tabla 6	Condiciones de Operación de trabajo de los Calderos instalados en el Ingenio Azucarero.....	51
Tabla 7	Demandas de Combustible para las Calderas instaladas en el Ingenio Azucarero.....	55
Tabla 8	Propiedades del Fuel Oil Nº 6 ( Bunker ).....	56
Tabla 9	Propiedades del Bagazo de Caña.....	58
Tabla 10	Selección de Líneas Tracers en función con la Temperatura del Fluido a transportar.....	67
Tabla 11	Dimensiones recomendadas para Piernas Colectoras en Tuberías Principales y Ramales.....	75
Tabla 12	Reducción en Temperatura causada por el Aire.....	84
Tabla 13	Tabla de Selección de Válvulas Reductoras de Presión GP-2000.....	114
Tabla 14	Velocidades recomendadas para Dimensionamiento de Tuberías.....	160
Tabla 15	Factor de Corrección : Vapor Recalentado.....	161
Tabla 16	Dimensiones de Tuberías Schedule 80.....	163
Tabla 17	Velocidades recomendadas para el Dimensionamiento de Tuberías que transportan Vapor de Escape.....	165

	<b>Pág.</b>
Tabla 18	Cuadro de Dimensionamiento de Tuberías que conducen Vapor Recalentado.....174
Tabla 19	Cuadro de Dimensionamiento de Tuberías que conducen Vapor de Escape.....176
Tabla 20	Costos de Generación de Vapor por Zafra ( 6 meses )....206

## ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Balance Energético de Vapor (Instalación General de la Planta ).
Plano 2	Diagrama Termo-Energético para la Industria Azucarera.
Plano 3	Instalación Recomendada para una Pierna Colectora en una Línea Principal de Vapor.
Plano 4	Instalación Recomendada de una Pierna Colectora Fin de Línea para purga de aire y gases no condensables.
Plano 5	Instalación Recomendada para un Separador de Vapor.
Plano 6	Instalación Recomendada de una Válvula Reguladora de Presión.
Plano 7	Instalación Recomendada para un Radiador de Vapor para la Secadora de Azúcar.
Plano 8	Instalación Recomendada para los Intercambiadores Multitubulares para los Calentadores de Jugo y Meladura.
Plano 9	Instalación recomendada para los Intercambiador de Serpentín utilizado para calentamiento de agua de limpieza centrifugas.

## INTRODUCCIÓN

El objetivo principal de esta Tesis de grado, es el de “Analizar el Sistema de distribución de Vapor en un Ingenio Azucarero“, para dicho fin, se ha tomado en cuenta la instalación de los diferentes equipos consumidores de vapor, además se analizarán los diferentes puntos de desperdicio de vapor que de alguna manera u otra, influyen de forma negativa en la eficiencia global de operación del sistema de distribución de vapor.

Como sabemos hoy en día, que el uso del vapor en esta Planta Azucarera, representa en gran medida la fuerza motriz que ayuda a la transformación de las materias primas ( caña de azúcar ) o semielaborados en productos terminados ( azúcar ).

El análisis en general de este estudio está basado en datos y especificaciones reales de operación de los distintos equipos instalados en esta Industria Azucarera más lo observado y recogido durante el recorrido de inspección en la Planta, los datos de especificaciones y parámetros de funcionamiento fueron proporcionados por medio de la ayuda de los Ingenieros de Planta que laboran en esta prestigiosa empresa.

Con estos datos de operación obtenidos de los diferentes equipos (Turbinas a vapor, Turbo-Generadores y equipos de calentamiento ), se procederá a realizara un análisis de balance energético de vapor, para las Turbinas y Turbo-Generadores, mismo dato que servirá para compararlo con el valor de producción nominal de los calderos instalados en esta Industria Azucarera.

Además se realizará un análisis de costos donde su objetivo principal es tratar de mostrar la incidencia que conlleva mantener sistemas térmicos operando ineficientemente, ya que este problema influye directamente en los costos de generación de vapor y representa en gran medida que de forma indirecta se produzcan perdidas de dinero, ya sean estas provocadas por descuido o por una mala instalación de equipos.

Sin embargo, vemos la enorme importancia que representa el vapor para la supervivencia y el normal desenvolvimiento de esta Industria, el tema del vapor en nuestro medio, aún no alcanza toda la dimensión que su papel preponderante le confiere como nervio-motor de los distintos procesos productivos, Hay que indicar que las recomendaciones dadas en esta tesis están dadas a conformidad con los catálogos de instalación y operación de equipos de vapor diseñados por la empresa Armstrong.



# CAPÍTULO 1

## 1. GENERALIDADES

### 1.1 Breve Reseña de la Producción de Azúcar en el País.

El azúcar es un producto esencial en la canasta básica de alimentos, que por su contenido de calorías y carbohidratos, constituye un producto básico, en la dieta de los ecuatorianos.

En Ecuador, la superficie sembrada del cultivo de caña de azúcar por parte de los ingenios azucareros y los cañicultores en el año de 2001 fue de 70.172 hectáreas, de las cuales se cosecharon 66.462 hectáreas, con un rendimiento de 74 toneladas de caña por hectárea.

La producción de caña de azúcar fue de 4'662.322 Toneladas métricas ( Tm. ), con un rendimiento de 9'075.000 sacos de 50 Kg., de azúcar procesada, durante el año agrícola 2001 – 2002, ver tabla 1.

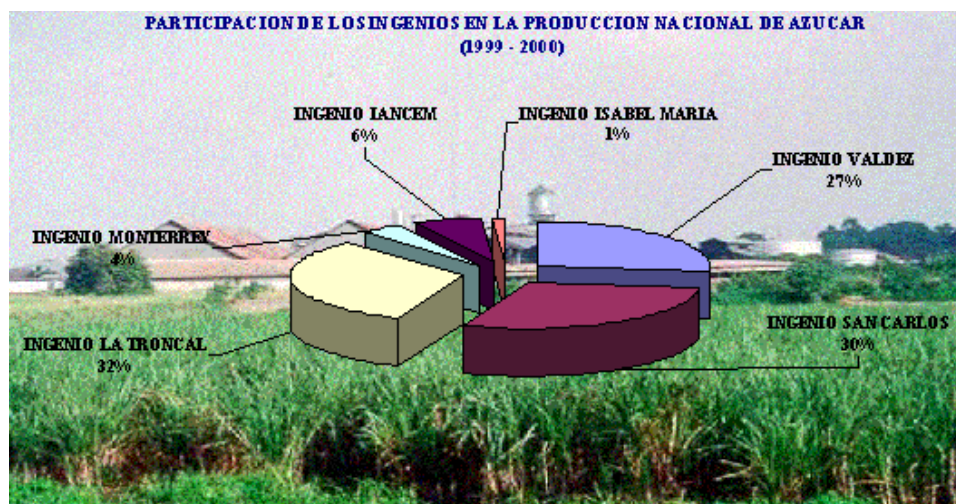
TABLA 1

**ECUADOR: SITUACIÓN DE CAMPO Y FABRICA DE LA INDUSTRIA  
AZUCARERA Junio/2001 - Junio /2002**

INGENIOS	HECTÁREAS SEMBRADAS	HECTÁREAS COSECHADAS		RENDIMIENTO	PRODUCCIÓN	RENDIMIENTO	PRODUCCIÓN
		INGENIO	CAÑICULTOR	TMC/HAS	TM-CAÑA	Sacos/TMC	SACOS 50 KG.
INGENIO VALDEZ	17.000	9.700,00	7.300,00	75,00	1.085.592	2,28	2.472.000
INGENIO SAN CARLOS	20.000	7.462,00	12.538,00	81,00	1.528.731	1,72	2.636.800
INGENIO LA TRONCAL	26.000		26.000,00	65,00	1.612.893	1,94	3.131.200
INGENIO MONTERREY	1.750	975,00	775	108,00	167.064	2,04	340.000
INGENIO IANCEM	3.672	2.074,00	1,60	78,00	225.542	1,86	420.000
INGENIO ISABEL MARIA	1.350		1.350,00	76,00	42.500	1,76	75.000
<b>TOTAL</b>	<b>69.772</b>				<b>4.662.322</b>		<b>9.075.000</b>

La producción de azúcar en el Ecuador se divide entre seis ingenios como se aprecia en la figura 1.1, La Troncal, San Carlos, Valdez , Isabel María, IANCEM y Monterrey.

Los tres primeros abarcan el 89 % de la producción nacional, los cuatro primeros son de la costa precisamente de la provincia del Guayas, y los dos restantes son de la sierra.



**FIGURA 1.1 PARTICIPACIÓN DE LOS INGENIOS EN LA PRODUCCIÓN NACIONAL DEL ECUADOR.**

En nuestro país, el cultivo de caña de azúcar tiene importancia vital por la alta demanda de su producto principal: el azúcar, el mismo que genera innumerables fuentes de empleo, en ocasiones el ingreso de divisas por exportaciones.

#### **1.1.1. Derivados de la caña de Azúcar.**

El azúcar no es el único producto que se puede obtener de la caña de azúcar, ya que a través de su proceso de elaboración se pueden obtener:

- Papel (sí se procesa el bagazo o cachaza),
- Alcohol multiuso de alta calidad, licores,
- Melaza,

- Panela.
- El bagazo como combustible en calderas acuatubulares.

Estos derivados sirven para incrementar la producción y beneficios económicos de las personas involucradas, y si cumplen con las normas de calidad, se pueden exportar creando nuevas fuentes de ingresos de divisas en nuestro país.

## **1.2 Proceso de Producción de Azúcar.**

La caña de azúcar ha sido sin lugar a dudas uno de los productos de mayor importancia para el desarrollo comercial en el continente americano y europeo. El azúcar se consume en todo el mundo, puesto que es una de las principales fuentes de calorías en las dietas de todos los países.

El azúcar puede obtenerse principalmente a partir de la caña de azúcar, para su obtención se requiere de un largo proceso, desde que la semilla de caña germina hasta que el azúcar se comercializa.

A continuación se detalla el proceso en la fábrica con su respectivo flujo grama de proceso figura 1.2 (a) y (b) :

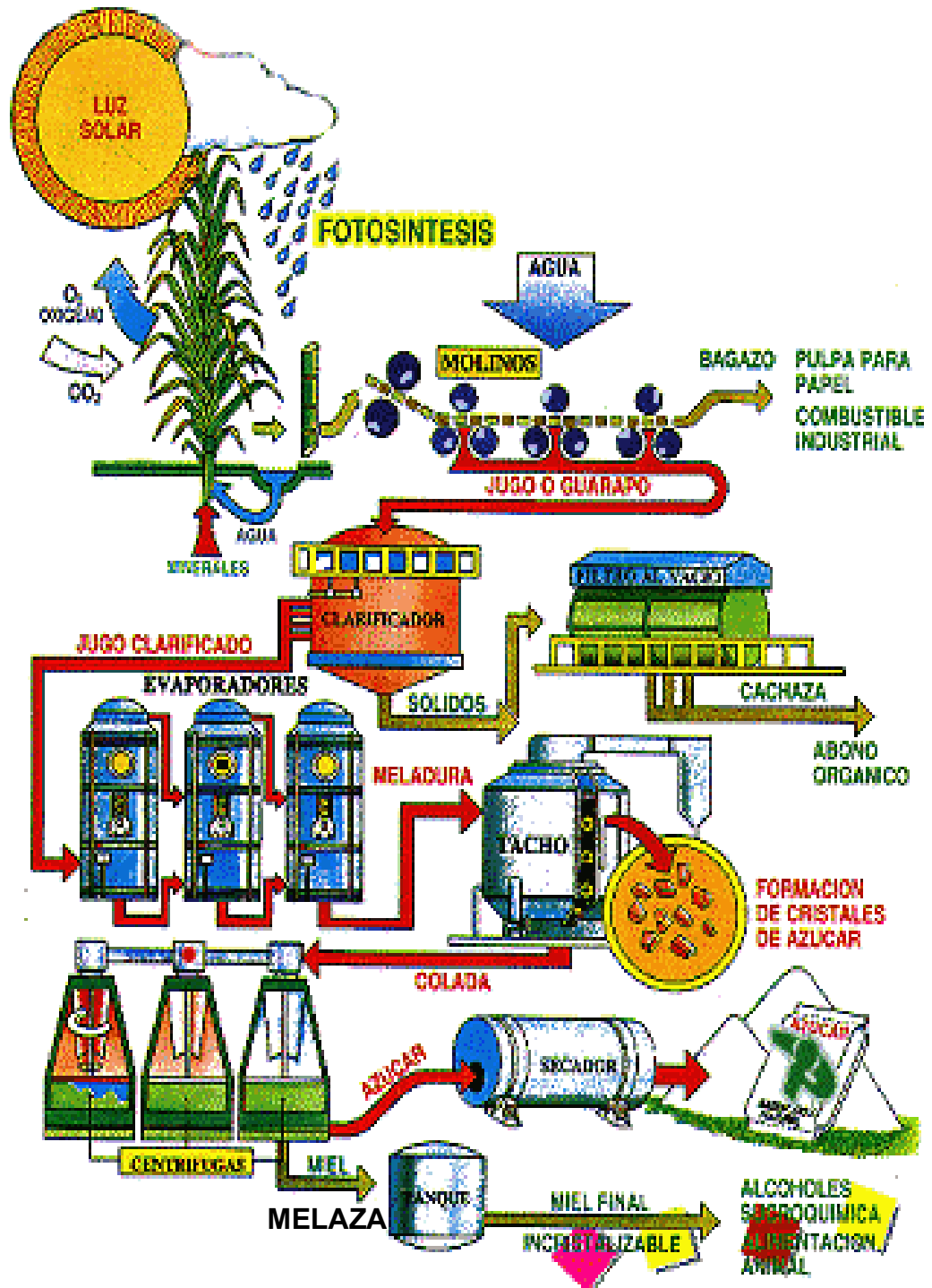
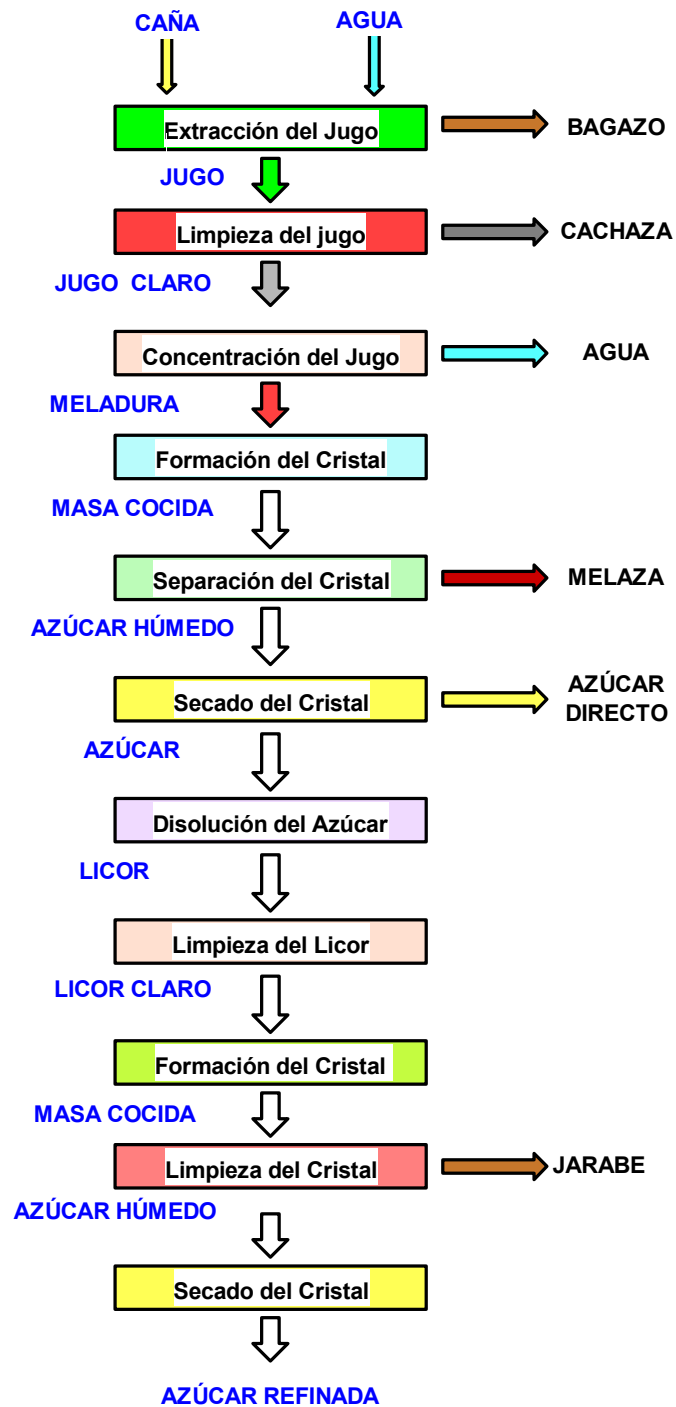


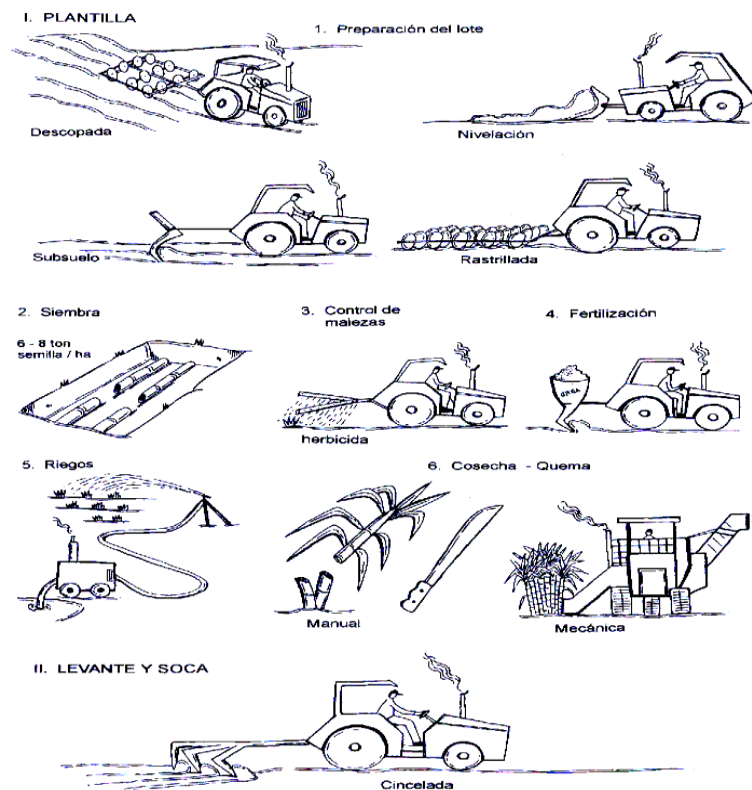
FIGURA 1.2 (a) PROCESO DE PRODUCCIÓN DE AZÚCAR.



**FIGURA1.2 (b) FLUJOGRAMA SIMPLIFICADO DEL PROCESO DE FABRICACIÓN DEL AZÚCAR.**

### 1.2.1 Labores de campo y cosecha.

El proceso productivo se inicia con la preparación del terreno, etapa previa de siembra de la caña. Una vez la planta madura entre los 12 y 14 meses, las personas encargadas del área de cosecha se disponen a cortarla y recogerla a través del uso de la recolección mecánica utilizando maquinaria denominada llenadoras de caña, para luego así transportar la caña hasta los patios de caña de los ingenios ver figura 1.3 .



**FIGURA 1.3 LABORES DE CAMPO PRE Y POST COSECHA**

### 1.2.2 Patios de Caña.

La caña que llega del campo se muestra para determinar las características de calidad y el contenido de sacarosa, fibra y nivel de impurezas. Luego se pesa en básculas y se conduce a los patios donde se almacena temporalmente o se dispone directamente en las mesas de lavado de caña para dirigirla a una banda conductora que alimenta las picadoras figura 1.4.

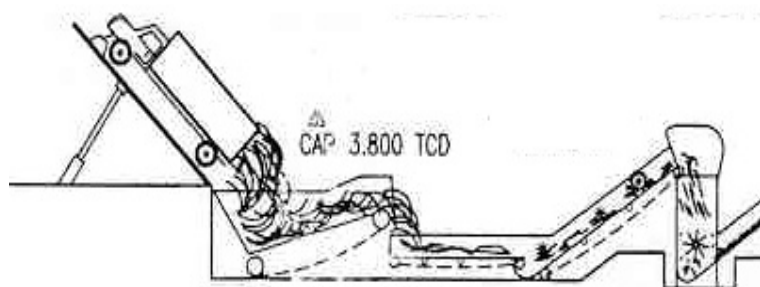


**FIGURA 1.4 PATIOS DE CAÑA**

### 1.2.3 Picado de caña.

Las picadoras son unos ejes colocados sobre los conductores accionados por turbinas, provistos de cuchillas giratorias que cortan los tallos y los convierten en astillas, dándoles un tamaño uniforme para facilitar así la extracción del jugo en los molinos ver figura 1.5.





**FIGURA 1.5 PROCESO DE PICADO DE LA CAÑA**

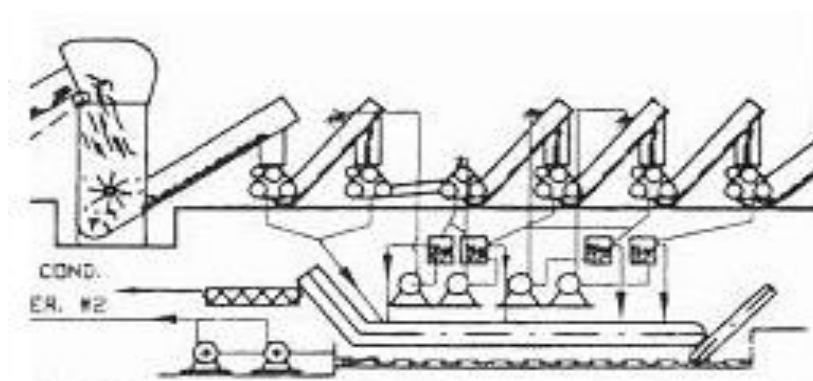
#### **1.2.4 Molienda.**

La caña preparada por las picadoras llega a un Tandem de molinos figura 1.6, constituido cada uno de ellos por tres o cuatro mazas metálicas y mediante presión se extrae el jugo de la caña.

Cada molino está equipado con una turbina de alta presión, en el recorrido de la caña por el molino se agrega agua, generalmente caliente, para extraer al máximo la sacarosa que contiene el material fibroso.

Este proceso de extracción es llamado maceración, el bagazo que sale de la última unidad de molienda se conduce a una bagacera para que seque y luego se va a las calderas como

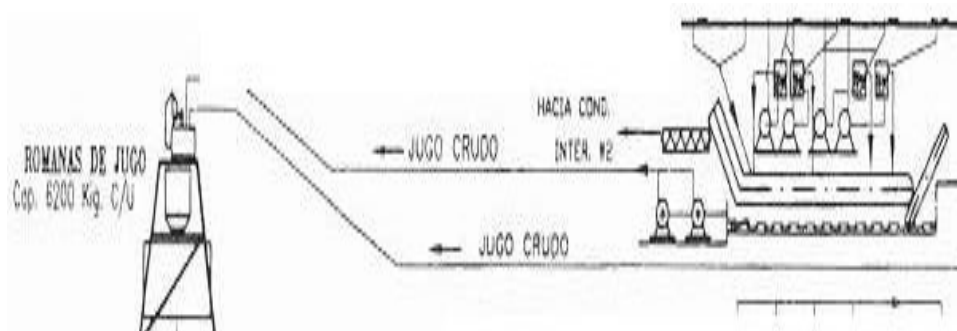
combustible, produciendo el vapor de alta presión que se emplea en las turbinas de los molinos.



**FIGURA 1.6 ÁREA DE MOLINOS**

### 1.2.5 Pesado de jugos.

El jugo diluido que se extrae de la molienda se pesa en básculas con celdas de carga para saber la cantidad de jugo sacaroso que entra en la fábrica ver figura 1.7.



**FIGURA 1.7 SECCIÓN PESADO DE JUGO CRUDO**

### 1.2.6 Clarificación.

El jugo obtenido en la etapa de molienda es de carácter ácido ( pH aproximado: 5,2), éste se trata con lechada de cal, la cual eleva el pH con el objetivo de minimizar las posibles pérdidas de sacarosa.

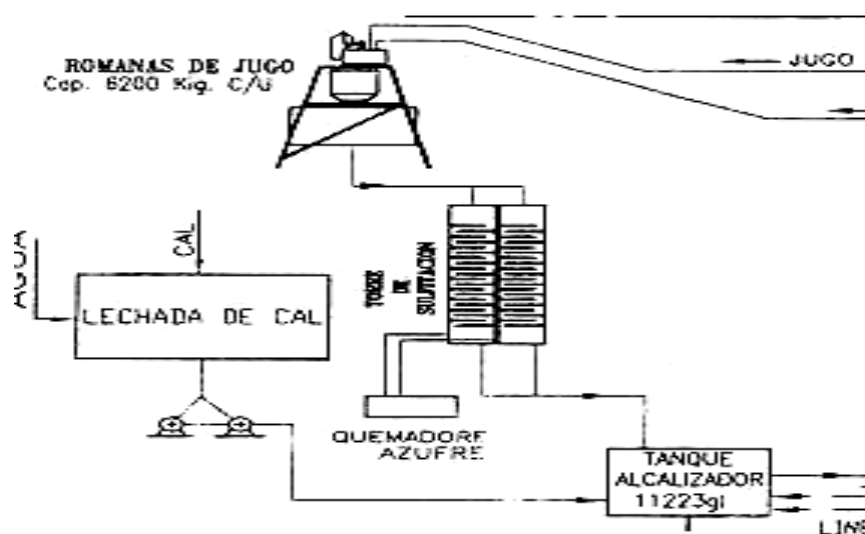
La cal también ayuda a precipitar impurezas orgánicas o inorgánicas que vienen en el jugo y para aumentar o acelerar su poder coagulante, se eleva la temperatura del **jugo encalado** (\*), mediante un sistema de tubos calentadores ver figura 1.8.

La clarificación del jugo por sedimentación; los sólidos que no contienen azúcar se precipitan en forma de lodo llamado **cachaza** (\*\*), y el jugo claro queda en la parte superior del tanque. Este jugo sobrante se envía antes de ser desechada al campo para el mejoramiento de los suelos pobres en materia orgánica.

---

( \* ) **JUGO ENCALADO** : Es el jugo de caña producto de la molienda el mismo que fue tratado con lechada de cal para así precipitar las impurezas existentes y elevar el valor del pH que es de carácter ácido.

( \*\* ) **CACHAZA** : Son sólidos no azucarados que se precipitan en forma de lodo.



**FIGURA 1.8 SECCIÓN CLARIFICACIÓN**

### 1.2.7 Evaporación.

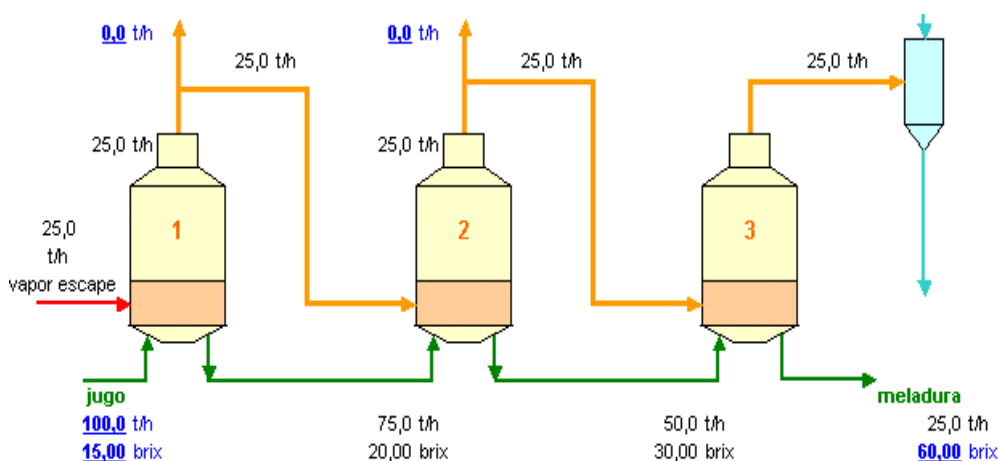
Aquí se comienza a evaporar el agua del jugo, el jugo claro que posee casi la mitad composición del jugo crudo extraído (con la excepción de las impurezas eliminadas en la cachaza), se recibe en los evaporadores con un porcentaje de sólidos solubles entre 10 y 12 % y se obtiene una **meladura** (\*), o jarabe con una concentración aproximada de sólidos solubles del 55 al 60%.

---

(\*) **MELADURA:** La meladura o jarabe no es otra cosa que el jugo concentrado procedente de los evaporadores.

Este proceso se da en evaporadores de múltiples efectos al vacío figura 1.9, que consisten en una solución de celdas de ebullición dispuestas en serie.

El jugo entra primero en el preevaporador y se calienta hasta el punto de ebullición. Al comenzar a ebullicir se generan vapores los cuales sirven para calentar el jugo en el siguiente efecto, logrando así al menor punto de ebullición en cada evaporador.



**FIGURA 1.9 EVAPORADORES EN TRIPLE EFECTO**

En el proceso de evaporación se obtiene el jarabe o meladura. la meladura es purificada en un clarificador, la operación es similar a la anterior para clarificar el jugo filtrado.

### 1.2.8 Cristalización.

La cristalización se realiza en los tachos, que son recipientes al vacío de un solo efecto. El material resultante que contiene líquido (miel) y cristales (azúcar) se denomina masa cocida.

El trabajo de cristalización se lleva a cabo empleando el sistema de tres cocimientos para lograr la mayor concentración de **sacarosa** ( \* ).

### 1.2.9 Centrifugación.

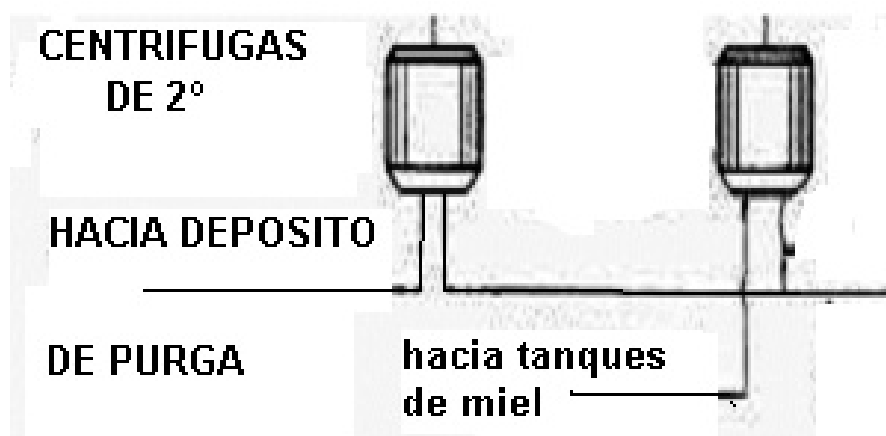
La masa pasa por las centrifugas figura 1.10 , máquinas en las cuales los cristales se separaran del licor madre por medio de fuerzas centrífuga aplicada por los tambores rotatorios, los mismos que contienen mallas en su interior.

La miel que sale de las centrifugas se bombea a tanques de almacenamiento para luego someterla a superiores evaporaciones y cristalizaciones en los tachos.

---

( \* ) **Sacarosa** : La sacarosa es un disacárido que es un carbohidrato azucarado formado por condensación de dos moléculas de hexosas, su formula química es  $C_{12}H_{22}O_{11}$ .

Al cabo de tres cristalizaciones sucesivas se obtiene miel final ( melaza ), que se retira del proceso y se comercializa como materia prima para la elaboración de alcoholes.



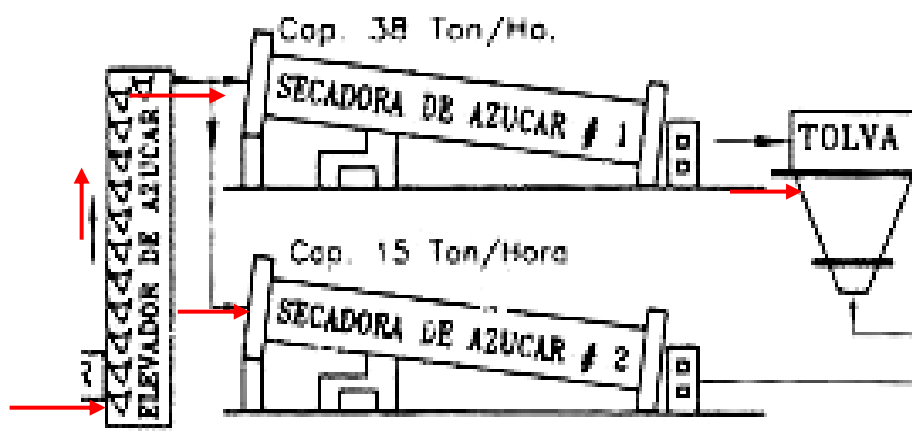
**FIGURA 1.10 MÁQUINAS DE CENTRIFUGACIÓN**

#### **1.2.10 Secado.**

El azúcar húmedo se transporta por elevadores y bandas para alimentar las secadoras que son cilindros rotatorios en los cuales el azúcar se colocan en contacto con el aire caliente

Este aire caliente es producido por medio de un ventilador el cual forza al aire en contracorriente a pasar por medio de radiadores, ver figura 1.11.

El azúcar debe tener baja humedad, aproximadamente 0.05 %, para evitar así que se formen terrones.



**FIGURA 1.11 TUNELES ROTATORIOS DE SECADO DEL AZÚCAR.**

### **1.2.11 Enfriamiento.**

El azúcar se seca con temperatura cercana a 60 ° C, se pasa por los enfriadores rotatorios inclinados que llevan el aire frío en contracorriente, en donde se disminuye su temperatura hasta aproximadamente 40-45° C para conducir al envase.

### **1.2.12 Envase.**

El azúcar seca y fría se empaca en sacos de diferentes pesos y presentaciones dependiendo del mercado y se despacha a la



bodega de producto terminado para su posterior venta y comercio figura 1.12 .



**FIGURA1.12 PRODUCTO FINAL**

### **1.2.13 TIPOS DE AZUCAR**

El azúcar se clasifica dependiendo de los procesos aplicados a la extracción y el gusto del consumidor; Crudo, mascado o morena: se produce con cristales de tamaño y conserva una película de melaza que envuelve cada cristal.

Blanco directo o directo especial: se producen por procesos de clarificación y su producción final se logra en una sola etapa de clarificación, refinamiento donde se cristaliza dos veces con el fin de lograr su máxima pureza.

### **1.3 Capacidades de Caña Utilizada para la Producción de Azúcar**

La forma práctica de medir la productividad en fábrica es a través de la proporción en que se utiliza la capacidad instalada de molienda de los ingenios azucareros. En el período de análisis se evidencia que la productividad en fábrica varió dentro del rango de 83 % a 94 %, el año de mayor utilización de la capacidad instalada fue en 1995 con 94% .

La variación en el uso de la capacidad instalada de los ingenios esta en función prioritaria del abastecimiento de materia prima que pueda conseguir. Por este motivo, futuros incrementos en el uso de la capacidad instalada dependerán de que aumente la producción de caña en el país, ya sea mediante mayores rendimientos en el campo o a través de una mayor superficie cultivada.

A partir de 1996, los principales ingenios azucareros han invertido parte de sus utilidades en la ampliación de su capacidad de molienda, es así como la producción de azúcar obtenida en 1996 rompió todos los récord de producción del país.

Esto provocó además que el Ingenio La Troncal en este año produzca azúcar refinada por un volumen aproximado de 40.000 TM., lo que significó una disminución de las compras externas de este tipo de

azúcar en el mercado externo. En la actualidad la capacidad de producción de azúcar refinada por parte del ingenio La Troncal puede variar de acuerdo a los requerimientos de las Industrias Consumidoras de Azúcar; en la actualidad esta en capacidad de producir 15.000 TM de azúcar refinada por mes.

En 1996, año en el cual se obtuvo un récord de producción de azúcar:

- El Ingenio Valdez se ubico en el primer lugar de producción nacional con una participación del 31% (2' 744.324 sacos de 50 Kg.),
- El Ingenio La Troncal ocupó el segundo lugar de participación con 2'605.322 sacos de 50 Kg. ( 30% de la producción total),
- San Carlos alcanzó la cifra de 2'523,788 sacos de 50 Kg., con una participación del 29% del total nacional.

Como el objetivo principal de esta Tesis es analizar el sistema de distribución de vapor de un ingenio azucarero, tomaremos como referencia la capacidad instalada en el Ingenio Valdez, donde se involucra los diferentes centros de consumo de vapor directo para una

molienda aproximada de 410 toneladas de caña por hora ( TCH ), el cual al concluir con su zafra ( año 2002 ), nuevamente rompe récord de producción con (2'800.000 sacos de 50 Kg.),ver tabla 2.

**TABLA 2**  
**CAPACIDAD UTILIZADA DE CAÑA PARA LOS DIFERENTES SECCIONES DE CONSUMO DE VAPOR EN UN INGENIO AZUCARERO (8).**

CENTROS DE CONSUMO DE VAPOR PARA MOLIENDA DE 410 TCH					
ITEM	TURBINAS A VAPOR	SECCIÓN CALDERAS		HP INSTALADO	HP REQUERIDO
1	DRESSER-RAND	TURBO-BOMBA # 1		388	320
2	TURBODYNE	TURBO BOMBA CALDERA 10		200	175
3	DRESSER-RAND	TIRO INDUCIDO CALDERA #11		1.200	800
4	ELLIOT	TIRO INDUCIDO CALDERA # 9		450	320
5	WORTINGTON	TURBO BOMBA POZO		225	225
			Tn Caña / Hora	FIBRA % CAÑA	Tn Fibra / Hora
			160	13,2	21,12
ITEM	TURBINAS A VAPOR	SECCIÓN TANDEM # 1	HP / Tn FIBRA	HP INSTALADO	HP REQUERIDO
6	TURBODYNE	MOLINO # 1	17	550	360
7	MURRAY	MOLINO # 2	17	440	360
8	MURRAY	MOLINO # 3	17	440	360
9	MURRAY	MOLINO # 4	17	440	360
10	ELLIOT	MOLINO # 5	17	600	360
11	DRESSER-RAND	MOLINO # 6	17	600	360
12	ELLIOT	DESFIBRADOR	40	1.920	845
13	ELLIOT	1° JUEGO DE CUCHILLAS	13	300	264
14		2° JUEGO DE CUCHILLAS	14	500	296
			Tn Caña / Hora	FIBRA % CAÑA	Tn Fibra / Hora
			250	12,9	32,25
ITEM	TURBINAS A VAPOR	SECCIÓN TANDEM # 2	HP / Tn FIBRA	HP INSTALADO	HP REQUERIDO
15	DRESSER-RAND	MOLINO # 1	18	1.200	581
16	ELLIOT	MOLINO # 2	18	1.400	581
17	ELLIOT	MOLINO # 3	18	1.400	581
18	ELLIOT	MOLINO # 4	18	1.400	581
19	WORTINGTON	DESFIBRADOR	41	1.400	1.322
20	ELLIOT	1° JUEGO DE CUCHILLAS	13	750	403
21	ELLIOT	2° JUEGO DE CUCHILLAS	14	600	452
		Consumo de electricidad Kw-Hr / Tn caña: 12,6			
		SECCIÓN PLANTA ELÉCTRICA		KW INSTALADO	KW REQUERIDO
22		TURBO GENERADOR # 6		5.500	5.000

# CAPÍTULO 2

## 2. SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR.

El generador de vapor, comúnmente llamado caldera, es una máquina importante e indispensable en el proceso de producción de azúcar, debido a que el vapor generado proporciona la energía suficiente para dar movimiento a las diferentes tipos de máquinas térmicas instaladas, que son parte del proceso de producción.

Un aspecto importante que hay que considerar, es que el generador de vapor utilizado consiste en calderas acuatubulares ver figura 2.1, que trabajan tanto con combustible líquido ( fuel oil N° 6 ), como también con combustible sólido ( Bagazo de caña ), siendo este último el más utilizado, debido a que se lo obtiene luego de que la caña ha pasado por los molinos de extracción de jugo . También se debe considerar que

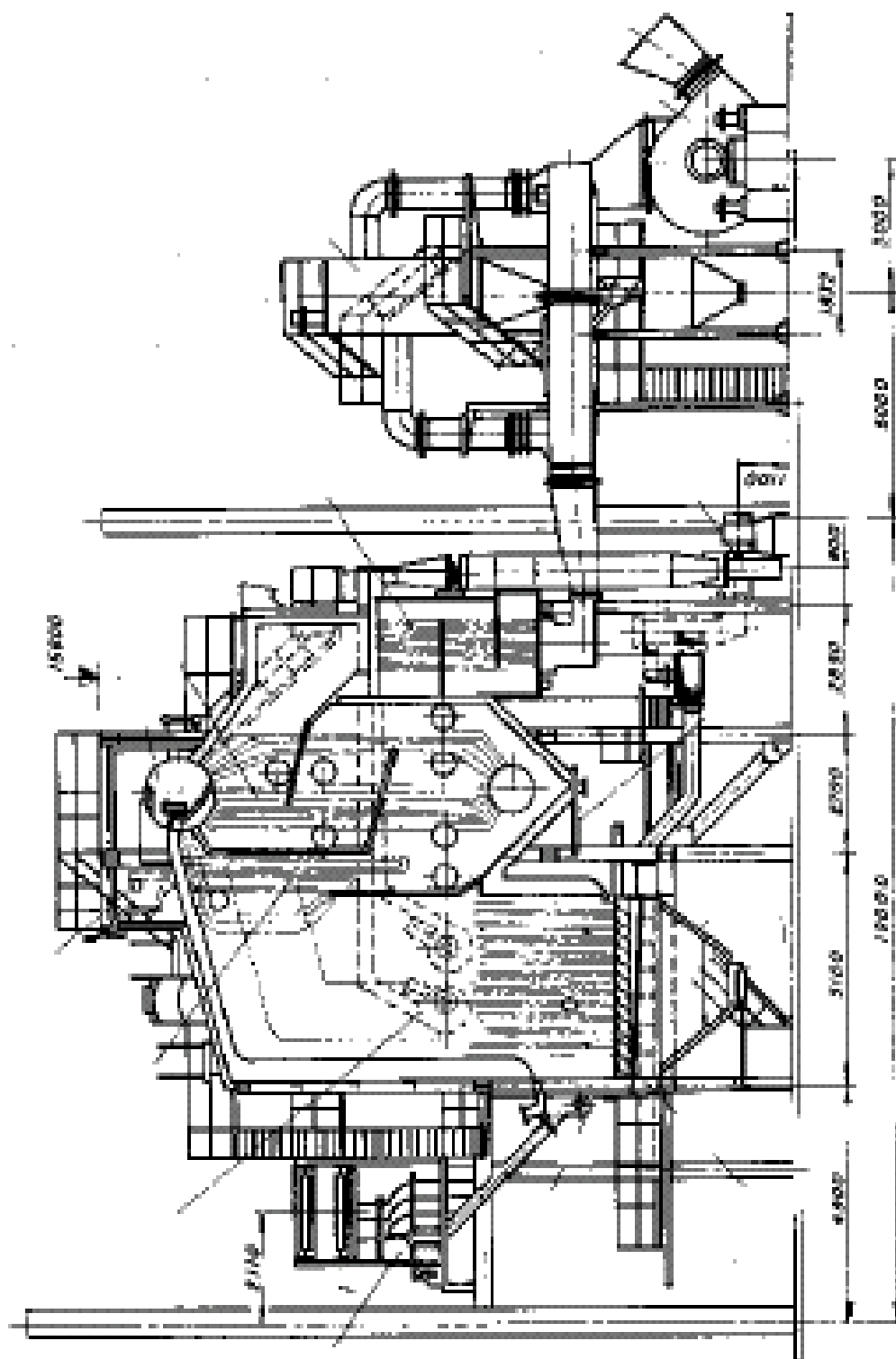


FIGURA 2.1 CALDERA ACUATUBULAR

en un Ingenio Azucarero, una parte de su maquinaria instalada lo constituyen las turbinas a vapor, las mismas que utilizan el vapor (recalentado), como fuerza motriz para dar movimiento a equipos como:

- Molinos,
- Ventiladores en calderas.
- Bombas de agua (acopladas a turbinas a vapor las mismas que se las denominan turbo-bombas).

La otra parte de su maquinaria la constituyen los equipos de proceso los mismos que aprovechan el calor latente que posee esta clase de **vapor de escape** (\*), el que se aprovecha después que ha sido utilizado en las turbinas.

### **2.1 Balance Térmico del Proceso(Demandas por consumo de vapor).**

Un balance térmico consiste en la determinación de las cargas caloríficas expresadas en unidades de potencia ( Kcal./ h o caballos caldera ) o en cantidad de vapor ( Kg./ h o lb./ h ) a utilizarse en un proceso industrial, ( 16 ).

---

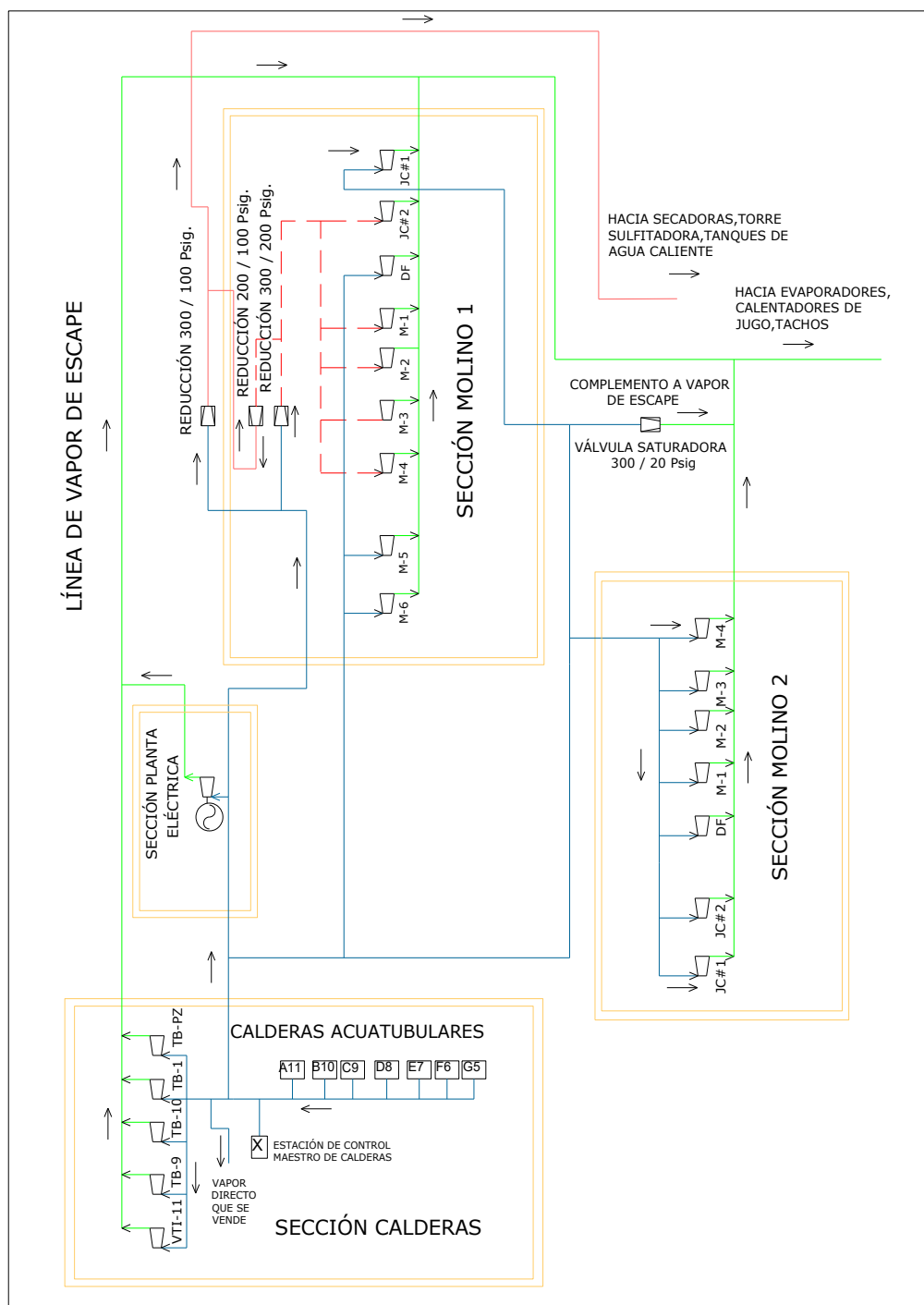
( \* ) **Vapor de escape** :es una clase de vapor que se obtiene producto de la expansión isoentrópica que se produce en el interior de una turbina a vapor, luego de que este ha cedido parte de su energía cinética, convirtiéndose así, en un vapor que es utilizado en el proceso de producción.

Como mencionamos en el párrafo anterior, para efectos de análisis en esta Tesis, se procederá a calcular el consumo específico de vapor tanto para condiciones ideales como también para condiciones reales de operación en cada turbina y turbogenerador eléctrico, para luego compararlo con la capacidad de vapor que se genera en las calderas actualmente instaladas.

Antes de proceder a realizar los cálculos pertinentes del consumo de vapor para cada turbina, mostraremos a continuación la distribución de las diferentes máquinas consumidoras de vapor en esta Industria Azucarera ver figura 2.2, en este diagrama, las turbinas cumplen diferentes funciones como son:

- Dar movimiento a un tren de rodillos trituradores de la caña,
- Dar movimiento a un juego de cuchillas encargadas de cortar la caña de azúcar en pedazos pequeños.
- Dar movimiento a desfibradoras que se encargan de desmenuzar los pedazos de caña para convertirlo en bagazo que sirve de alimentación de las calderas,
- Sirven para entregar su energía mecánica desarrollada para transformarla en energía eléctrica por medio de generadores eléctricos ( son los llamados turbogeneradores ).



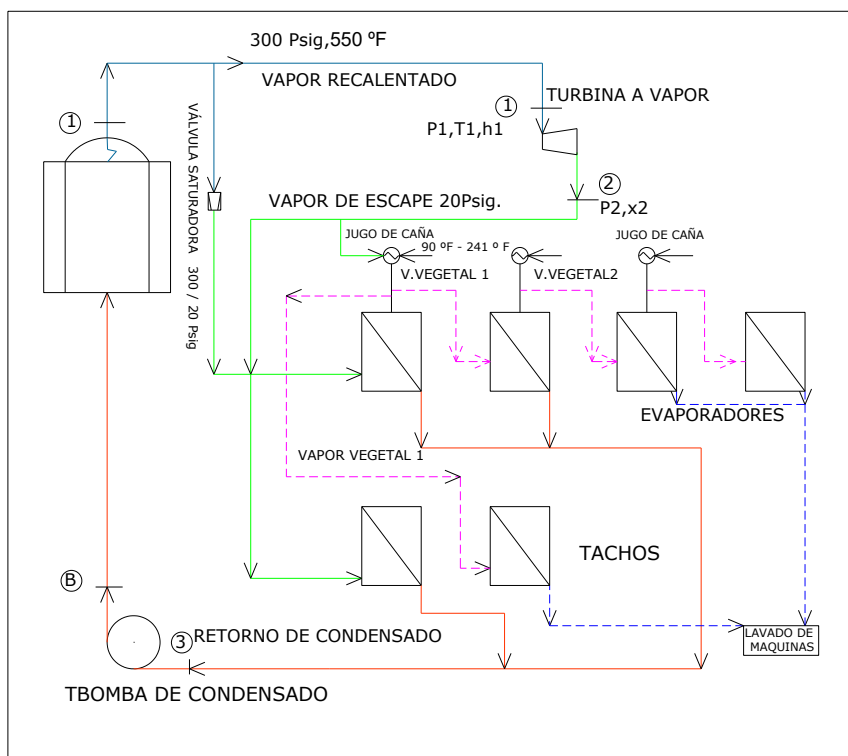


**FIGURA 2.2 DIAGRAMA DE DISTRIBUCIÓN DE LAS TURBINAS Y TURBOGENERADOR ELÉCTRICO INSTALADOS EN UN INGENIO AZUCARERO**

## Ciclo Térmico de la Instalación de turbinas en un Ingenio Azucarero

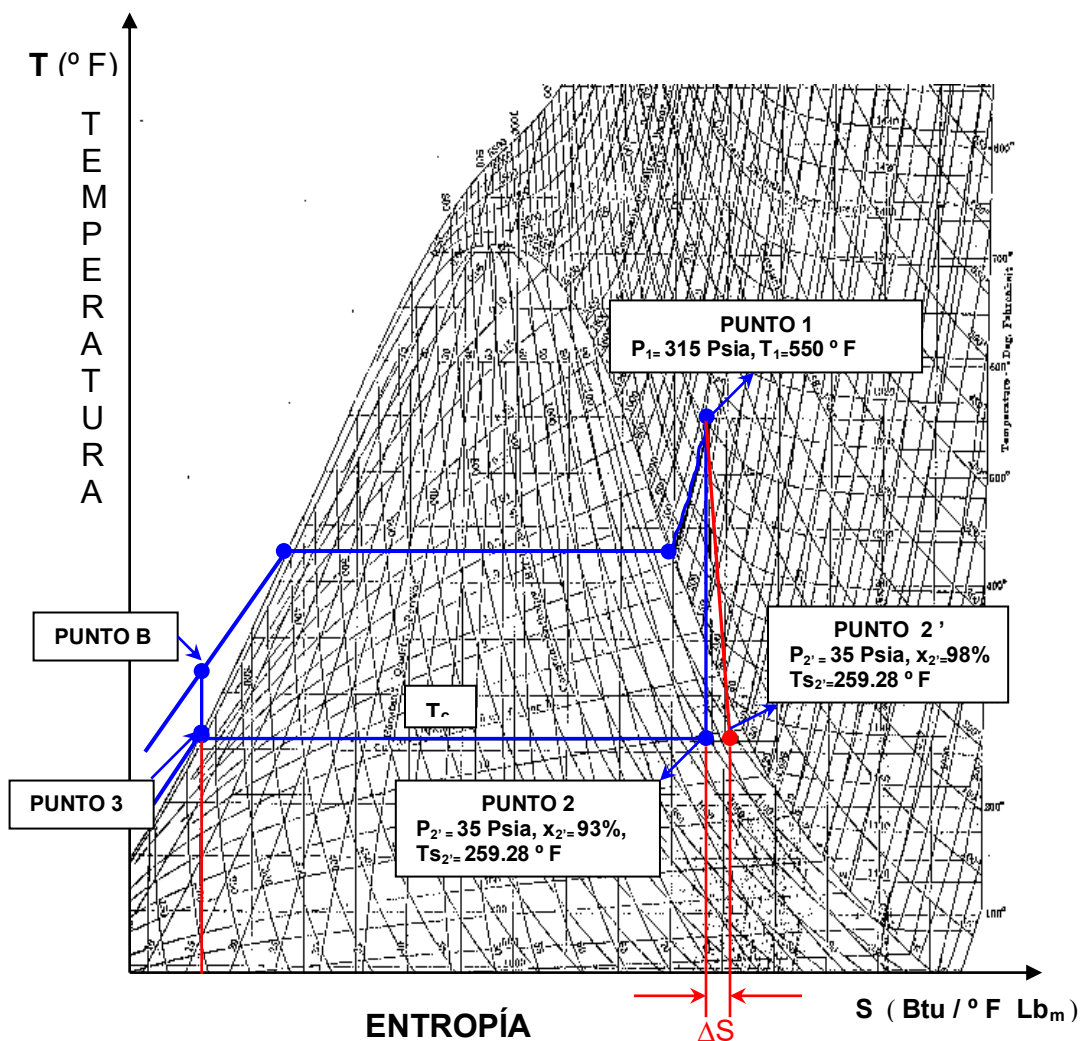
### Ciclo Rankine

El ciclo Rankine es un ciclo Standard termodinámico que sirve para comparar el rendimiento de las máquinas reales y de turbinas a vapor, este ciclo se basa en la expansión isoentrópica (adiabática reversible) completa de vapor, desde la presión inicial hasta la contrapresión, en la figura 2.3, mostraremos el diagrama de energía representativo para esta clase de Industria Azucarera.



**FIGURA 2.3 DIAGRAMA DE ENERGÍA EN UNA INDUSTRIA AZUCARERA**

Por lo que, en el diagrama Temperatura Vs. Entropía ( T Vs S ) ( 9 ), se muestra, el ciclo térmico ideal y real, ver figura 2.4.



**FIGURA 2.4 CICLO TÉRMICO IDEAL Y REAL DEL VAPOR**

Para ambas situaciones el trabajo que realiza una turbina, obedece la ecuación general de la energía para un sistema cerrado (4), mostrada a continuación ec.( 2.1 ):

$$Q_{1-2} = \Delta h_{1-2} + \Delta K_{1-2} + \Delta P_{1-2} + W_{1-2} \quad \text{ec. ( 2.1 )}$$

Donde

$Q_{1-2}$  : Calor ( Btu / Lbm ),

$\Delta h_{1-2}$  : Cambio de Entalpía

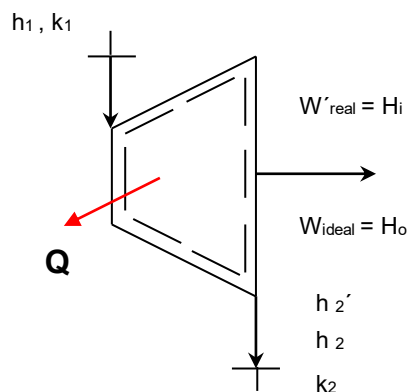
$\Delta K_{1-2}$  : Cambio de energía Cinética

$\Delta P_{1-2}$  : Cambio de energía Potencial

$W_{1-2}$  : Trabajo

### Análisis del proceso en una Turbina a vapor

Si analizamos a la turbina como un sistema de flujo estacionario para proceso isentrópico adiabático reversible (condiciones ideales), y proceso isentrópico adiabático irreversible (condiciones reales) , y si aplicamos un volumen de control para así considerar todas las energías que intervienen ver figura 2.5, tendremos lo siguiente :



**FIGURA 2.5 DIAGRAMA DE ENERGÍA PARA UNA TURBINA**

### Caso Ideal

Para el caso ideal la ecuación general de la energía asumiremos lo siguiente (4):

Calor ,  $Q_{1-2} = 0$  , porque la turbina debe estar bien aislada y sus pérdidas de calor son prácticamente despreciables.

Cambio de energía Cinética  $\Delta K_{1-2} = 0$  , porque desde el punto de vista práctico , la velocidad a la cual el fluido se aproxima a la turbina, no es muy distinta a la velocidad a la cuál sale.

Cambio de energía Potencial  $\Delta P_{1-2} = 0$  , porque en máquinas térmicas las diferencia de elevación o altura son relativamente de menor importancia.

Entonces de la ecuación de la energía (2.1), y aplicando las condiciones anteriores tenemos :

$$Q_{1-2} = \Delta h_{1-2} + \Delta K_{1-2} + \Delta P_{1-2} + W_{1-2}$$

$$\boxed{W_{1-2} = - \Delta h_{1-2}}$$

Para un proceso reversible tenemos que :

$$W_{t\text{IDEAL}1-2} = H_0 = -(h_2 - h_1) = h_1 - h_2 \quad \text{ec ( 2.2 )}$$

### Caso Real

Para el caso real la ecuación general de la energía consideremos lo siguiente :

$$\text{Calor, } dS = \frac{dQ}{T}, \text{ o } \Delta S_{1-2} = \int_2^1 \frac{dQ}{T}, \text{ integrando tenemos } Q_{1-2} = T \Delta S_{1-2}$$

debido a que existen perdidas de calor en el proceso.

Cambio de energía Potencial  $\Delta P_{1-2} = 0$  , porque en máquinas térmicas las diferencia de elevación o altura son relativamente de menor importancia.

Cambio de energía Cinética  $\Delta K_{1-2} \cong 0$  , porque desde el punto de vista práctico el denominador  $2g_0J \gg V^2$  , por lo que para este caso tendremos :

$$\Delta K_{1-2} = \frac{V_1^2}{2g_0J} - \frac{V_2^2}{2g_0J} \quad \text{ec ( 2.3 )}$$

Donde :

$V_1$  = Velocidad del vapor a la entrada de la turbina ( Ft / Seg)

$V_2$  = Velocidad del vapor de escape a la salida de la turbina ( Ft / Seg)

$g_0$  = Constante proporcional de Newton = 32.2 ( Ft- Lb<sub>m</sub> / Lb<sub>f</sub>-Seg<sup>2</sup> )

$J$  = Constante de Joule = 778.16 ( Ft - Lb<sub>f</sub> / Btu )

Entonces de la ecuación de la energía (2.1), y aplicando las condiciones anteriores tenemos :

$$Q_{1-2} = \Delta h_{1-2} + \overset{\approx 0}{\cancel{\Delta K_{1-2}}} + \overset{0}{\cancel{\Delta P_{1-2}}} + W_{1-2}$$

$$\boxed{W'_{1-2} = Q_{1-2} - \Delta h_{1-2}}$$

Para un proceso irreversible tenemos que :

$$\begin{aligned} W'_{t \text{ REAL}} = H_i &= T_c \Delta S_{1-2'} - (h_{2'} - h_1) = (h_1 - h_2) - T_c (S_{2'} - S_1) \\ &= H_0 - T_c (S_{2'} - S_1). \end{aligned} \quad \text{ec ( 2.4 )}$$

Donde:

$W_{t \text{ IDEAL}}$  = Trabajo ideal de la turbina que es igual al salto térmico disponible  $H_0$ .

$W'_{t \text{ REAL}}$  = Trabajo real de la turbina que es igual al salto térmico utilizado  $H_i$ .

$h_1$  : Entalpía del vapor a la presión de ingreso de la turbina( Btu / Lb<sub>m</sub>),

$h_2$ : Entalpía ideal del vapor a la presión de descarga de la turbina

$\Delta S_{1-2}$  = Incremento de la Entropía causado por las pérdidas durante la expansión del vapor en la turbina. ( Btu / Lb<sub>m</sub> ° F ),

$T_c$  = Temperatura constante  $\cong$  a la temperatura promedio del vapor a la presión de ingreso y de descarga en la turbina ( ° F )

### Consumo de vapor de la máquina Real de Rankine.

El consumo específico real de vapor (  $C_{evR}$  ) para una turbina (14), en realidad en la turbina debido a las pérdidas que ocurren durante la expansión del vapor, su línea de proceso se desvía de la isoentrópica como se muestra en el diagrama de Mollier Entalpía vs. Entropía figura 2.6, la misma que puede ser hallado con:

$$C_{evR} = \frac{2545}{H_1} = \frac{2545}{H_0 - T_c (S_2' - S_1)} \quad \text{ec ( 2.5 )}$$

Donde:

$C_{evR}$  = Consumo específico real de vapor, [ Lb<sub>m</sub> / Hp - hr. ]

$H_i$  : Salto Térmico utilizado ( trabajo útil ver (ec 2.4 ) ), ( Btu / Lb<sub>m</sub> ),

$H_o$  : Salto Térmico disponible ( trabajo disponible ), ( Btu / Lb<sub>m</sub> ),

$T_c$  : Temperatura promedio respecto a la presión de ingreso y de salida en la turbina ( ° F ),



$\Delta S_{2-1}$  : Incremento de entropía causado por las perdidas durante la expansión en la turbina, ( Btu / ° F Lb<sub>m</sub> ).

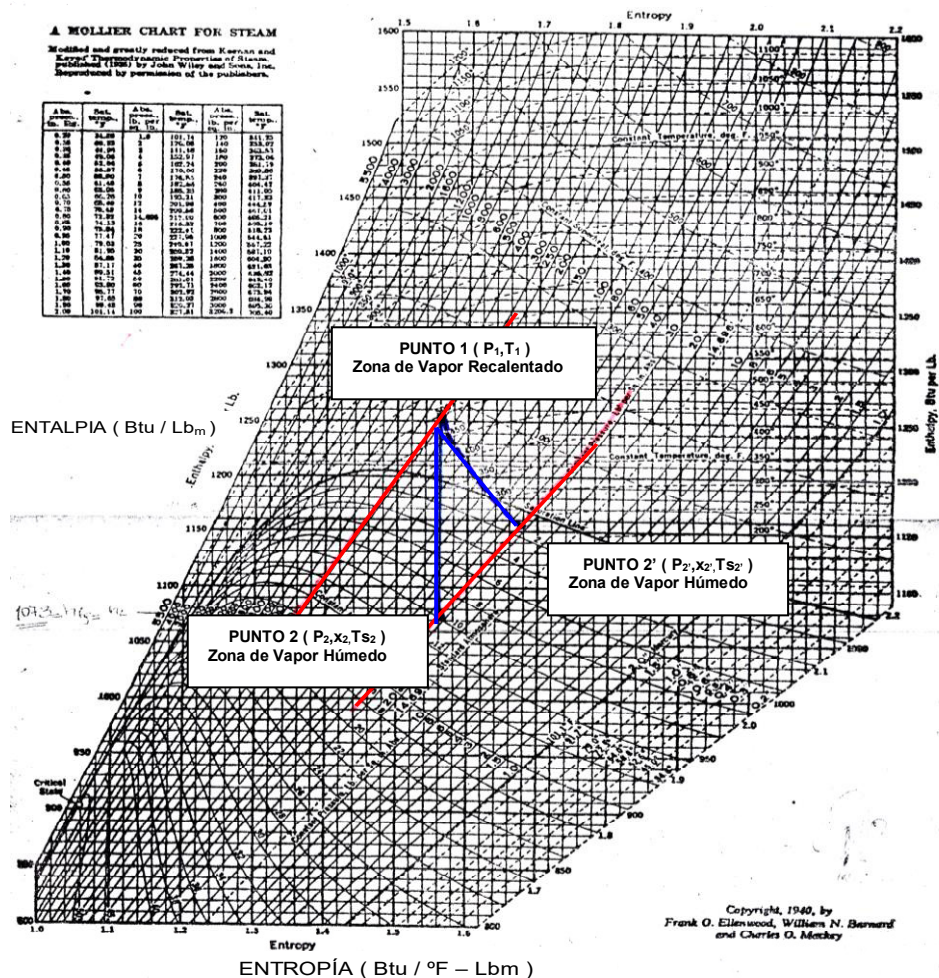


FIGURA 2.6 ( a ) DIAGRAMA DE MOLLIER PARA EL PROCESO IDEAL Y REAL EN UNA TURBINA A VAPOR

### Consumo de vapor de la máquina Ideal de Rankine.

El consumo específico ideal de vapor ( $C_{ev\ i}$ ), de una máquina o planta de potencia, se define como la masa de vapor utilizada para realizar una unidad de trabajo.

$$C_{ev\ i} = \frac{2545}{H_0} = \frac{2545}{h_1 - h_2} \quad \text{ec. ( 2.6 )}$$

Donde:

$C_{ev\ i}$  = Consumo específico ideal de vapor, [ Lb<sub>m</sub> / Hp - hr. ]

$H_0$  : Salto Térmico disponible ( trabajo ), ( Btu / Lb<sub>m</sub> )

$h_1$  = Entalpía del vapor al ingreso de la turbina, ( Btu / Lb<sub>m</sub> )

$h_2$  = Entalpía del vapor a la salida de la turbina, ( Btu / Lb<sub>m</sub> )

### Rendimiento relativo interno de una Turbina a Vapor

EL rendimiento relativo interno de una turbina a vapor, se define como la relación entre el salto térmico utilizado  $H_i$ , y el disponible  $H_0$ , como se muestra en la ecuación 2.7, (14) :

De la ecuación 2.4 y 2.5 tenemos que

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{H_0 - T_c (S_2' - S_1)}{H_0} = 1 - \frac{T_c (S_2' - S_1)}{H_0} \quad \text{ec ( 2.7 )}$$

Por lo que la ecuación 2.5 puede ser escrita también como :

$$Cev_R = \frac{2545}{\eta_{Ri-turbina} H_0}$$

Donde :

$\eta_{Ri-turbina}$ : Rendimiento relativo interno de la turbina

$H_i$  : Salto Térmico utilizado ( trabajo útil real ), ( Btu / Lb<sub>m</sub> ),1

$H_o$  : Salto Térmico disponible ( trabajo disponible ideal ), ( Btu / Lb<sub>m</sub> ),

$S_2'$ : Entropía real del vapor a la presión de descarga de la turbina  
(Btu /°F Lb<sub>m</sub>)

$S_1$ : Entropía del vapor a la presión de ingreso en la turbina (Btu /°F  
Lb<sub>m</sub>)

### **Ejemplo de aplicación del Cálculo del Consumo de vapor para las turbinas instaladas en un Ingenio Azucarero.**

Una vez definido algunos conceptos y ecuaciones que vamos a aplicar para determinar el consumo de vapor ideal y real que consume cada turbina.

Para lo cual consideremos las condiciones de trabajo de una turbina instalada en el Ingenio Azucarero ubicado en la sección de Tandem de

molinos # 2 la cual desplaza a una prensa de rodillos # 1 (8), también denominado molino 1, sus condiciones de funcionamiento son :

### **Molino 1**

#### Condiciones de entrada:

Presión de ingreso del vapor  $P_1 = 300 \text{ Psig} = 315 \text{ Psia}$

Temperatura del vapor  $T_1 = 500 \text{ }^\circ \text{F}$

Temperatura de saturación  $T_{1\text{Sa}} = 421.83 \text{ }^\circ \text{F}$

Con las condiciones anteriores de las tablas de propiedades termodinámicas de vapor de Keenan y Keyes para vapor recalentado tenemos lo siguiente:

Entalpía  $h_1 = 1225.8 \text{ Btu} / \text{Lb}_m$

Entropía  $S_1 = 1.5633 \text{ Btu} / \text{ }^\circ \text{F Lb}_m$

Volumen específico  $v_{S1} = 1.6759 \text{ Ft}^3 / \text{min.}$

#### Condiciones de salida:

Presión de descarga del vapor  $P_2 = 20 \text{ Psig} = 35 \text{ Psia}$

Temperatura de saturación  $T_{2\text{Sa}} = 259.28 \text{ }^\circ \text{F}$

Con la condición anterior de presión buscamos en las tablas de propiedades termodinámicas de vapor de Keenan y Keyes para vapor saturado, las siguientes propiedades :

### Entalpía

Entalpía líquido saturado  $h_f = 227.91 \text{ Btu / Lb}_m$

Entalpía de evaporación  $h_{fg} = 939.2 \text{ Btu / Lb}_m$

Entalpía vapor saturado  $h_g = 1167.1 \text{ Btu / Lb}_m$

### Entropía

Entropía líquido saturado  $S_f = 0.3807 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$

Entropía de evaporación  $S_{fg} = 1.3063 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$

Entropía vapor saturado  $S_g = 1.6870 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$

Como podemos apreciar en la figura 2.6 ( b ), el punto 2 se encuentra en la región de vapor húmedo, por lo que para determinar la entalpía, entropía en el punto 2, debemos recordar que para definir una propiedad necesitamos conocer dos condiciones, por lo que es necesario determinar la calidad.

$X = \text{Calidad o Titulo}$  ,  $Y = \text{Humedad}$  , donde  $X+Y = 1$

$$S_1 = S_2 = ( S_f + x S_{fg} )_2$$

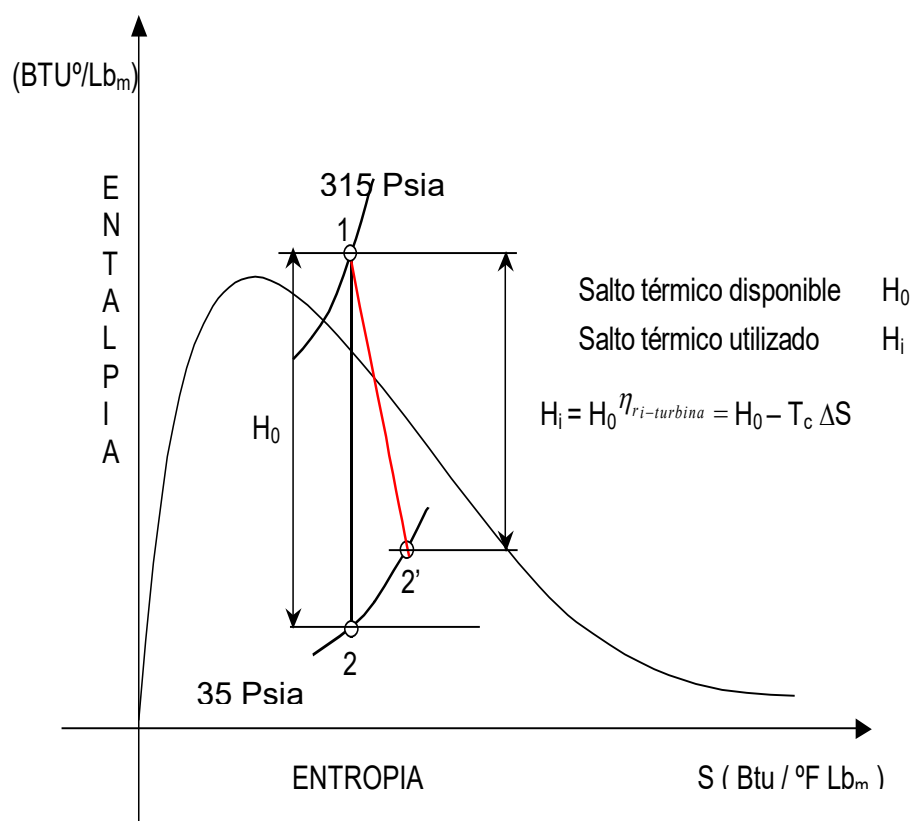
$$1.5633 = ( 0.3807 + x_2 ( 1.3063 ) )$$

$$x_2 = \frac{(1.5633 - 0.3807)}{1.3063} = 0.9053 \quad x_2 = 90.53\% ; y_2 = 0.0946 = 9.46\%$$

Una vez que se ha determinado la calidad determinamos la entalpía en el punto 2

$$h_2 = ( h_g - y_2 h_{fg} )$$

$$h_2 = ( 1167.1 - 0.0946 ( 939.2 ) ) = 1078.25 \text{ Btu / Lb}_m$$



**FIGURA 2.6 ( b ) DIAGRAMA DE MOLLIER PARA EL PROCESO IDEAL Y REAL EN UNA TURBINA A VAPOR**

Como vemos en la figura anterior para el caso real, proceso 1-2', en una turbina a vapor se tienen pérdidas que ocurren durante la expansión del vapor, ya sean estas provocadas por pérdidas de calor, pérdidas mecánicas, e incluso por fugas, por lo que su línea de proceso se desvía de la isoentrópica.

Para poder determinar las propiedades en el punto 2', se utilizó la ayuda de un instrumento llamado **calorímetro de estrangulación**, este instrumento sirve para determinar la calidad o título del vapor.

Para proceder a tomar las lecturas de temperatura este instrumento debe estar perfectamente aislado para así mantener condiciones adiabáticas, y para permitir que las lecturas registradas de temperatura sean confiables, se deberá dejar circular el vapor el tiempo suficiente para que todas las partes se calienten a una temperatura que se mantengan constante para así alcanzar un estado interno estacionario.

En esta clase de instrumento la calidad mínima que puede medirse dependerá de la presión inicial  $p_1$  ( presión en la línea de vapor ), y la presión de salida  $p_2$  que aproximadamente es la atmosférica.

### Lecturas registradas de temperatura en el calorímetro.

Luego de seguir las indicaciones anteriormente mencionadas, se realizaron cinco tomas de lecturas de temperatura en la línea de descarga de la turbina a vapor, así como lecturas en turbinas escogidas al azar, dando como resultado una temperatura promedio de  $\bar{T}_{VAPOR} = 216.75^\circ \text{ F}$ , a la cual le añadimos  $4^\circ \text{ F}$  para compensar pérdidas, por lo que tenemos al final tendremos una temperatura referencial de  $\bar{T}_{VAPOR} = 220.75^\circ \text{ F}$  con una presión a la salida del calorímetro de  $p_2 = p_{\text{Atmosférica}} = 14.696 \text{ P}_{\text{sia}}$ .

Ahora para determinar entalpía  $h_{2'}$ , con las condiciones que se tiene en el calorímetro se sitúa un punto en la intercepción de las curvas  $p_2 = p_{\text{Atmosférica}} = 14.696 \text{ P}_{\text{sia}}$  y  $\bar{T}_{VAPOR} = 220.75^\circ \text{ F}$  ( diagrama de Mollier figura 2.6 ), como el proceso de estrangulamiento en el calorímetro es a entalpía constante, entonces trazamos una línea horizontal hasta interceptar la curva de presión  $p_1 = 35 \text{ P}_{\text{sia}}$ , y tenemos una  $h_{2'} \cong 1155 \text{ Btu / Lb}_m$ , valor que también puede leerse directamente en la tablas de propiedades termodinámicas Keenan y Keyes usando las condiciones que se tiene en el calorímetro.



Una vez determinada la entalpía  $h_{2'}$  procedemos a determinar la calidad

$$h_{2'} = (h_f + x_{2'} h_{fg})_2, \text{ entonces } x_{2'} = \frac{(h_{2'} - h_f)}{h_{fg}}$$

$$x_{2'} = \frac{(1155 - 227.9)}{939.2} = 0.987 = 98 \% \text{ de calidad ó título}$$

Por lo que su entropía será :

$$S_{2'} = (S_f + x_{2'} S_{fg})_2$$

$$S_{2'} = (0.3807 + 0.987 (1.3063)) = 1.6701 \text{ Btu / } ^\circ\text{F Lb}_m$$

Una vez determinadas las propiedades en el punto 2' procedemos a calcular los respectivos coeficientes de vapor tanto real como el ideal, para esto utilizamos las ecuaciones 2.5 y 2.6 respectivamente :

### **Coefficiente específico de vapor**

Ciclo Real:

$$C_{evR} = \frac{2545}{H_i} = \frac{2545}{H_0 - T_c (S_{2'} - S_1)}$$

$$Cev_R = \frac{2545}{(1255.8 - 1078.25) - 379.64 (1.6701 - 1.5633)}$$

$$Cev_R = \mathbf{18.57} \quad [\text{Lbm} / \text{Hp} - \text{hr}]$$

Ciclo Ideal:

$$Cev_I = \frac{2545}{H_0} = \frac{2545}{(h_1 - h_2)}$$

$$Cev_I = \frac{2545}{(1255.8 - 1078.25)}$$

$$Cev_I = \mathbf{14.33} \quad [\text{Lbm} / \text{Hp} - \text{hr}]$$

Su rendimiento relativo interno de una turbina a vapor , puede ser calculado utilizando la ecuación 2.7:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{137}{177.55}$$

$$\eta_{Ri-turbina} = 0.7716 = 77.16 \%$$

Para confirmar que los cálculos realizados para el caso real tiene una buena aproximación, usaremos un software que calcula el coeficiente

especifico de vapor, a la vez nos da cuanto (  $\text{Lb}_{\text{vapor}} / \text{h}_r$  ) de vapor consume la turbina con las condiciones de operación indicadas al principio de este ejemplo.

**Input Data**

Inlet Steam Pressure	315	PSI abs
Inlet Steam Temperature	500	Fahrenheit
Exhaust Steam Pressure	35	PSI abs
Turbine Efficiency	77,2	percent
Turbine Power	581	hp (British)

**Inlet Steam Properties**

Saturation Temp	421,5	Fahrenheit
Enthalpy	1258	Btu/lb
Entropy	1,561	Btu/lb.*F

**Exhaust Steam**

Enthalpy	1118	Btu/lb
Enthalpy Drop	140,4	Btu/lb

**Steam Consumption**

Specific	18,14	lb/hp.h
Actual	1,054e4	lb/h

Buttons: Calculate, Exit, Help, About

Sugar Engineers' Library  
 Technical Information  
 Material Properties  
 Industry News  
 Sugar Prices

**REFERENCIA : SUGARTECHNOLOGY ( Katmar-software ).**

Entonces tenemos como resultado lo siguiente:

Utilizando el software tenemos:  $C_{eVR} = 18.14$  [Lb<sub>m</sub> / H<sub>p</sub> - hr.]

Utilizando las ecuaciones tenemos:  $C_{eVR} = 18.57$  [Lb<sub>m</sub> / H<sub>p</sub> - hr.]

Su consumo de vapor (  $Lb_{\text{vapor}}/h_r$  ) para ambos casos será calculado conociendo la potencia mecánica ( 581 HP ) de la turbina a la que opera actualmente:

$$\text{Consumo de vapor} = (\text{Potencia mecánica } H_P) \times C_{eVR} [Lb_m / H_p - h_r.]$$

Utilizando el software tenemos:

$$\text{Consumo de vapor} = ( 581 H_P ) \times 18.14 [Lb_m / H_p - h_r.] =$$

$$= 10.539,34 ( Lb_{\text{vapor}}/h_r )$$

Utilizando las ecuaciones tenemos:

$$\text{Consumo de vapor} = ( 581 H_P ) \times 18.57 [Lb_m / H_p - h_r.] =$$

$$= 10.792,67 ( Lb_{\text{vapor}}/hr. )$$

Una vez comparado estos valores, a continuación mostraremos el cuadro de consumo de vapor directo para cada turbina a vapor ver tabla 3, para esto en el apéndice A se detallan las condiciones de operación y el procedimiento cálculo anteriormente descrito.

TABLA 3

**CUADRO DE CONSUMO DE VAPOR DIRECTO PARA CADA  
TURBINA INSTALADA EN UN INGENIO AZUCARERO**

CUADRO DE CONSUMO DE VAPOR DIRECTO PARA CADA TURBINA INSTALADA EN EL INGENIO AZUCARERO									
SECCIÓN	EQUIPO	HP INSTALADO	HP REQUERIDO	COEFICIENTE ESPECIFICO DE VAPOR real	COEFICIENTE ESPECIFICO DE VAPOR ideal	FLUJO REAL		FLUJO IDEAL	
				CEV ( Lb <sub>vapor</sub> / Hp-Hr )	CEV ( Lb <sub>vapor</sub> / Hp-Hr )	Lb / Hr	Kg/Hr	Lb / Hr	Kg/Hr
C A L D E R O S	TURBO BOMBA POZO	225	225	18,57	14,33	4.178,25	1.899,20	3.224,25	1.465,57
	TURBO BOMBA # 1	388	320	17,68	14,08	5.657,60	2.571,64	4.505,60	2.048,00
	TURBO BOMBA CALDERO # 10	200	175	17,68	14,08	3.094,00	1.406,36	2.464,00	1.120,00
	VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO CALD. 11	1.200	800	17,68	14,08	14.144,00	6.429,09	11.264,00	5.120,00
	VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO CALD. 9	450	320	18,57	14,33	5.942,40	2.701,09	4.585,60	2.084,36
T A N D E M 1	MOLINO # 1	550	360	21,25	17,25	7.650,00	3.477,27	6.210,00	2.822,73
	MOLINO # 2	440	360	21,25	17,25	7.650,00	3.477,27	6.210,00	2.822,73
	MOLINO # 3	440	360	22,73	17,63	8.182,80	3.719,45	6.346,80	2.884,91
	MOLINO # 4	440	360	22,73	17,63	8.182,80	3.719,45	6.346,80	2.884,91
	MOLINO # 5	600	360	20,33	14,75	7.318,80	3.326,73	5.310,00	2.413,64
	MOLINO # 6	600	360	20,33	14,75	7.318,80	3.326,73	5.310,00	2.413,64
	DESFIBRADOR	1.920	845	20,33	14,75	17.178,85	7.808,57	12.463,75	5.665,34
	1° JUEGO DE CUCHILLAS	300	264	20,33	14,75	5.367,12	2.439,60	3.894,00	1.770,00
2° JUEGO DE CUCHILLAS	500	296	22,13	17,48	6.550,48	2.977,49	5.174,08	2.351,85	
T A N D E M 2	MOLINO # 1	1.200	581	18,57	14,33	10.789,17	4.904,17	8.325,73	3.784,42
	MOLINO # 2	1.400	581	19,55	14,58	11.357,97	5.162,71	8.470,98	3.850,45
	MOLINO # 3	1.400	581	19,80	14,63	11.501,48	5.227,94	8.500,03	3.863,65
	MOLINO # 4	1.400	581	19,90	14,65	11.561,90	5.255,41	8.511,65	3.868,93
	DESFIBRADOR	1.400	1.322	20,33	14,75	26.876,26	12.216,48	19.499,50	8.863,41
	1° JUEGO DE CUCHILLAS	750	403	20,33	14,75	8.192,99	3.724,09	5.944,25	2.701,93
	2° JUEGO DE CUCHILLAS	600	452	21,2	14,94	9.582,40	4.355,64	6.752,88	3.069,49
PLANTA ELÉCTRICA	TURBOGENERADOR ELECTRICO # 6	5500 Kw	5000 Kw	24,91 Lb / Kw-hr	19,21 Lb / Kw-hr	124.554,11	56.615,50	96.050,00	43.659,09

## 2.2 Selección del generador de vapor

Una vez que se conoce cuanto vapor directo consumé cada turbina, procederemos a hora a indicar de manera general un cuadro donde se incluyen los diferentes equipos de proceso que también forman parte directa del consumo de vapor generado en las calderas, como son las secadoras rotatorias, torres sulfitadoras, serpentines de vapor para calentamiento de agua, vapor de venta e incluso la instalación de una válvula saturadora de vapor directo complemento al vapor de escape, ver tabla 4 .

**TABLA 4**  
**CUADRO DE CONSUMO DE VAPOR DIRECTO**

		FLUJO REAL		FLUJO IDEAL	
SECCIÓN	EQUIPOS	Lb <sub>vapor</sub> / Hr	Kg <sub>vapor</sub> /Hr	Lb <sub>vapor</sub> / Hr	Kg <sub>vapor</sub> /Hr
CALDERAS	TURBINAS A VAPOR	33.016,25	15.007,39	26.043,45	11.837,93
TANDEM DE MOLINOS 1	TURBINAS A VAPOR	75.399,65	34.272,57	57.265,43	26.029,74
TANDEM DE MOLINOS 2	TURBINAS A VAPOR	89.862,17	40.846,44	66.005,02	30.002,28
PLANTA ELÉCTRICA	TURBOGENERADOR ELECTRICO # 6	124.554,11	45.525,91	96.050,00	43.659,09
P R O C E S O	SECADORAS DE AZÚCAR # 1	7.944,00	3.610,91	7.944,00	3.610,91
	SECADORAS DE AZÚCAR # 2	3.972,00	1.805,45	3.972,00	1.805,45
	SERPENTINES AGUA CALIENTE SECCION CENTRIFUGAS	9.100,00	4.136,36	9.100,00	4.136,36
	TORRE DE SULFITACIÓN	3.500,00	1.590,91	3.500,00	1.590,91
	VAPOR DIRECTO QUE SE VENDE	13.000,00	5.909,09	13.000,00	5.909,09
	VAPOR DIRECTO COMPLEMENTO AL ESCAPE	9.620,00	4.372,73	9.620,00	4.372,73
<b>TOTAL</b>		<b>369.968,18</b>	<b>157.077,76</b>	<b>292.499,90</b>	<b>132.954,50</b>

Con este cuadro general de consumo de vapor directo que se tiene al evaluar todos los puntos de consumo de vapor directo en este ingenio azucarero, ahora procederemos a comparar si la capacidad nominal de las calderas instaladas es lo suficientemente amplia para cubrir las necesidades de consumo en esta industria, ver la tabla 4

Para lo cual esta compañía cuenta con siete calderas acuatubulares de las cuales tres calderas son las más utilizadas, debido a que poseen de acuerdo a su estructura de diseño mayores rangos de producción de vapor con respecto a las otras calderas juntas generando vapor.

Es una gran ventaja que tiene esta clase de compañía azucarera el poseer varias calderas instaladas, ya que al tener solo operando a estas tres calderas, el resto permanecerán como calderas auxiliares, ya que si en algún momento alguna de las tres calderas presentará algún problema o desperfecto de generación de vapor, las demás calderas auxiliares podrán suplir perfectamente la demanda de vapor que falte al salir de línea esta caldera averiada.

Para esto la tabla 5, indica la caldera y la cantidad de vapor generado en función de la fecha de generación, con esto se podrá tener como

referencia un valor promedio de generación de vapor directo, hay que indicar que los valores mostrados en esta tabla, fueron proporcionados por la compañía azucarera.

**TABLA 5**  
**CAPACIDADES DE GENERACIÓN DE VAPOR DE LOS CALDEROS**  
**INSTALADOS EN EL INGENIO AZUCARERO**

CALDERAS KLB <sub>VAPOR</sub> / DÍA								VAPOR GENERADO	
FECHA DE GENERACIÓN DE VAPOR	A11	B10	C9	D8	E7	F6	G5	TOTAL KLB <sub>VAPOR</sub> / DÍA	LB <sub>VAPOR</sub> /H
20/08/2002	4.786	3.012	2.097	35				9.930	413.750,00
22/08/2002	4.839	2.989	2.311					10.139	422.458,33
24/08/2002	4.958	3.223	2.178					10.359	431.625,00
25/08/2002	407	1.143	1.330	795	658			4.333	180.541,67
26/08/2002	4.828	3.225	173	1.273				9.499	395.791,67
27/08/2002	4.981	3.188		1.363	335			9.867	411.125,00
03/09/2002	5.018	3.380		1.243				9.641	401.708,33
05/09/2002	4.998	3.454		1.218				9.670	402.916,67
07/09/2002	5.066	3.261		1.139	1.065			10.531	438.791,67
08/09/2002	2.248	1.692		940	651	82		5.613	233.875,00
10/09/2002	4.909	1.886		1.180	366			8.341	347.541,67
12/09/2002	4.742	3.085	2.261	136	126			10.350	431.250,00
25/09/2002	4.679	3.005	2.319	991				10.994	458.083,33
26/09/2002	4.748	3.141	2.592	522				11.003	458.458,33
30/09/2002	3.195	2.890	100	1.253	931	990	52	9.411	392.125,00
04/10/2002	5.112	3.006	2.607					10.725	446.875,00
06/10/2002	817	715	1.085	345	319			3.281	136.708,33
08/10/2002	5.013	2.777	2.753					10.543	439.291,67
10/10/2002	5.061	3.110	2.201					10.372	432.166,67
15/10/2002	3.945	3.140	2.484	675	178	217	31	10.670	444.583,33
17/10/2002	4.836	3.269	2.518					10.623	442.625,00
20/11/2002	1.085	1.408	537	1.000	434			4.464	186.000,00
23/11/2002	5.034	3.192		1.259	945			10.430	434.583,33
<b>VALOR PROMEDIO DE GENERACIÓN DE VAPOR DIRECTO</b>									<b>381.864,13</b>

Una vez que conocemos la cantidad de vapor generado por caldera, procederemos a ahora a mostrar las condiciones de operación de trabajo con que cuentan cada caldera, ver tabla 6.



**TABLA 6**

**CONDICIONES DE OPERACIÓN DE TRABAJO DE LOS**

**CALDEROS INSTALADOS EN EL INGENIO AZUCARERO**

<b>CALDERAS INSTALADAS</b>	<b>PRESIÓN DE OPERACIÓN ( Psig )</b>	<b>TEMPERATURA DE VAPOR RECALENTADO (° F )</b>	<b>CAPACIDAD DE GENERACIÓN ( Lb. VAPOR./ hr. )</b>	<b>EFICIENCIA ( % )</b>
CALDERA A11	300	550	200.000	70
CALDERA B10	300	520	125.000	70
CALDERA C9	300	495	90.000	70
CALDERA D8	300	465	70.000	68
CALDERA E7	300	465	70.000	68
CALDERA F6	300	465	70.000	68
CALDERA G5	190	465	70.000	69

Hay que resaltar un aspecto importante que la capacidad promedio de generación de vapor en el Ingenio es lo suficientemente amplia (381.864,13 Lb<sub>vapor</sub> / hr. ) para cubrir perfectamente la demanda de consumo para cada equipo la cual es de 369.968,18 Lb<sub>vapor</sub>/ hr., por esta razón una selección de una caldera sería innecesaria.

Debemos tener presente, que en toda industria que genera vapor los problemas por perdidas por fugas de vapor, siempre están presentes más aún en esta clase de industria azucarera, que debido a su tamaño, antigüedad y forma de operación de trabajo ( 24 Hr /día )

resulta ser un serio problema , por tal motivo, resulta importante corregirlo ya que estos influyen directamente en los costos de generación. Hay que indicar que en este análisis no se ha considerado las pérdidas de vapor que se tienen presente en está industria.

### **2.3 Selección del Combustible a usar.**

La selección del combustible es un factor primario importante para la generación de vapor ya que está deberá hacérsela no solamente tomando en consideración su costo de adquisición, sino también su costo de operación el cual dependerá también de (16) :

- La facilidad de almacenamiento , y
- El mantenimiento del quemador y de los demás componentes del sistema de combustible.

### **Desarrollo de la Combustión del Bagazo en la industria Azucarera**

En los inicios de la industria azucarera, los ingenios primitivos extraían solo un pequeño porcentaje de jugo de caña, por lo que se hizo necesario extender los trozos de caña o bagazo en los campos, para secarlo y poder después quemarlo.

Este bagazo secado al sol era quemado directamente bajo los tanques de guarapo, en la misma forma en que se quema la leña en una chimenea hogareña.

Con el desarrollo de la industria, se hizo deseable usar vapor para mover las masas de los molinos y también así poder evaporar los jugos. Con esta nueva utilización los fabricantes pudieron construir ingenios más grandes y eficientes , por lo que la cantidad de caña aumentó tanto que se hizo un inconveniente y a la vez muy costoso secarla antes de quemarlo

Por muchos años se hicieron esfuerzos para quemar el bagazo verde tal como se recibía de los molinos, pero esos esfuerzos no tuvieron mucho éxito e hizo generalmente necesario usar un combustible **auxiliar seco**, como madera o carbón, para quemarlo junto con el bagazo húmedo.

Los hornos de las calderas actualmente tienen una cámara u horno en el frente de la caldera con parrillas de hierro colado sobre los cuales se dejaba caer el bagazo desde arriba.

Los hornos de este tipo se construyen; preferentemente con la forma de herradura, de modo que las paredes calientes del horno reflejen el calor radiante hacia la pila de bagazo, aumentando así la velocidad de secado y combustión.

Este diseño ha sido mejorado a través de larga experiencia bajo toda clase de condiciones de operación. Este horno ha sido aplicado a un gran número de calderas de Ingenios Azucareros, y es el método más comúnmente usado para quemar bagazo hasta la fecha en instalación de calderos nuevos.

### **2.3.1 Clase de Combustible a usar.**

Como sabemos la mayoría de las Industrias Azucareras poseen calderas Acuaturbulares que utilizan como combustible :

- El bagazo de caña (combustible principal ) y,
- Fuel Oil N° 6.( Bunker ) como (combustible secundario ), para la generación de vapor.

### **2.3.2 Demandas de Combustible**

Las demandas de combustible para este tipo de calderas dependen básicamente de la capacidad de producción de vapor, la clase de

combustible que utiliza este tipo de industria según se mencionó en la sección 2.3.1, por lo que se muestra en la tabla 7.

**TABLA 7**

**DEMANDAS DE COMBUSTIBLE PARA LAS CALDERAS  
INSTALADAS EN EL INGENIO AZUCARERO (8).**

CALDERAS INSTALADAS	PRESIÓN DE OPERACIÓN ( Psig )	TEMPERATURA DE VAPOR RECALENTADO (° F )	CAPACIDADE DE GENERACIÓN ( Lb. VAPOR./ hr. )	CONSUMO DE BAGAZO DE CAÑA ( LbBAGAZO/hr )	CONSUMO DE COMBUSTIBLE ( GALONES/ hr )	HUMEDAD DEL BAGAZO ( % )
CALDERA A11	300	550	200.000	108.156	2.630	50
CALDERA B10	300	520	125.000	67.144	NO	50
CALDERA C9	300	495	90.000	44.700	1.087	50
CALDERA D8	300	465	70.000	25.000	315	50
CALDERA E7	300	465	70.000	25.000	315	50
CALDERA F6	300	465	70.000	25.000	NO	50
CALDERA G5	190	465	70.000	25.000	315	50

**2.3.3 Diferencias Básicas de los Combustibles a usar**

La diferencia básica entre estos dos tipos de combustible radica principalmente de sus propiedades y composiciones químicas que caracteriza a cada uno.

**Fuel Oil N° 6.( Bunker )** : Como sabemos el Fuel Oil es un derivado del petróleo obtenido por proceso de destilación fraccionada, esta clase de combustible es relativamente más

barato que otro tipo de combustible obtenido por el mismo proceso, y a pesar que representa ciertas dificultades en su almacenamiento y manipulación se constituye en una buena alternativa de selección para la generación de vapor.

Entre las propiedades que merecen citarse para Fuel Oil N° 6. ver tabla 8,tenemos (16):

**TABLA 8**

**PROPIEDADES DEL FUEL OIL N° 6 ( BUNKER ) .**

<b>PROPIEDADES DEL FUEL OIL N° 6</b>	
VISCOSIDAD SSU a 100 ° F	3714-3805
GRAVEDAD ESPECIFICA	0,9503-0,9535
GRADOS API	16,9-17,4
PUNTO DE INFLAMACIÓN ( ° F )	285
PUNTO DE FLUIDEZ ( ° F )	30
PODER CALORIFICO SUPERIOR ( Kcal / Kg )	10.900
PODER CALORIFICO ( Btu / Gal )	153.200
CONTENIDO DE AZUFRE %	2
CONTENIDO DE VANADIO ( ppm )	1.200
CONTENIDO DE CENIZAS %	0,04-0,15

**Bagazo de Caña ( materia prima del proceso )** : El bagazo de caña es una clase especial de combustible orgánico que es utilizado en calderas que operan en los ingenios Azucareros El bagazo de caña a diferencia del Bunker no representa ningún costo de adquisición, por que se lo obtiene luego que se le ha extraído todo su jugo a presión en las diferentes etapas de los molinos.

El bagazo de caña **si representa un gasto indirecto** para esta clase de Industria Azucarera, debido a que luego que sale de los molinos este bagazo debe ser transportado hacia las calderas por medio de un sistema especial de conducción de bagazo constituido por motores eléctricos piñones y cadenas, etc. Entre las propiedades que merecen citarse para el bagazo de caña ver tabla 9 , tenemos :

**TABLA 9**  
**PROPIEDADES DEL BAGAZO DE CAÑA (\*)**

<b>COMPOSICIÓN QUÍMICA EL BAGAZO</b>	
CARBONO	23%
HIDROGENO	2,82%
OXIGENO	20,60%
NITRÓGENO	0,14%
AZUFRE	0,04%
CENIZAS	3,90%
HUMEDAD	49,85%
<b>PODER CALORIFICO</b>	
PODER CALORIFICO SUPERIOR ( Btu / Lb )	3.902
PODER CALORIFICO INFERIOR ( Btu / Lb )	3.206
<b>GRANULOMETRIA</b>	
EL BAGAZO TIENE UN TAMAÑO INFERIOR A UN DIAMETRO (mm)	1,6

---

( \* ) Pruebas de laboratorio realizada al bagazo obtenido en el Ingenio Valdez



# CAPÍTULO 3

## 3. SISTEMAS DISTRIBUIDORES Y RECOLECTORES DE VAPOR.

Los sistemas de distribución de vapor conectan a las calderas con el equipo que en realidad utiliza vapor. Estos sistemas de distribución transportan el vapor hasta cualquier sitio en la planta donde se necesita energía calorífica.

Los tres componentes principales de un sistema de distribución de vapor son:

- Los cabezales( Distribuidores de vapor ),
- Las tuberías principales, y
- Los ramales de vapor.

Cada componente cumple con ciertas funciones específicas en un sistema de vapor y junto con los separadores y las trampas de vapor contribuye al uso eficiente del vapor.

### **3.1. Cabezales de Vapor.**

Un cabezal de vapor denominado así en el argot popular de diferentes plantas industriales, ver figura 3.1, no es otra cosa sino una tubería madre de distribución de vapor porque puede recibir vapor de una o varias calderas al mismo tiempo.

Lo más común es que sea una tubería horizontal a la que se le alimenta el vapor por la parte superior (11), y al mismo tiempo se alimentan las tuberías principales de distribución.

Es importante tramppear el cabezal de forma correcta para asegurarse que cualquier sustancia indeseable ( agua de la caldera y/o partículas ) sea removida del vapor antes de su distribución.

Las trampas de vapor que le dan servicio al cabezal deben ser capaces de descargar grandes cantidades de condensado y

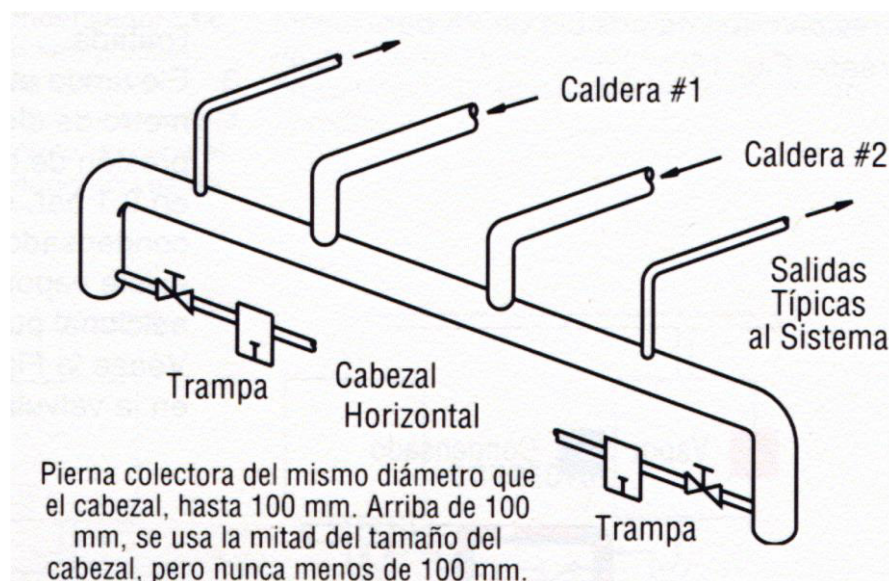
partículas en forma instantánea. La resistencia al impacto hidráulico debe ser otro factor importante al seleccionar el tipo de trampa.



**FIGURA 3.1. CABEZAL DE VAPOR TÍPICO**

### **3.1.1. Instalación.**

- Si el flujo del vapor en el cabezal es únicamente en una sola dirección (11), entonces una sola trampa de vapor es necesaria en el extremo de salida de cabezal.
- Cuando se tiene la alimentación de vapor a la mitad del cabezal en ambas direcciones figura 3.2 , cada extremo del cabezal necesita trapeo.



**FIGURA 3.2. INSTALACIÓN DEL CABEZAL DE VAPOR**

### 3.2. Tuberías Principales de Vapor .

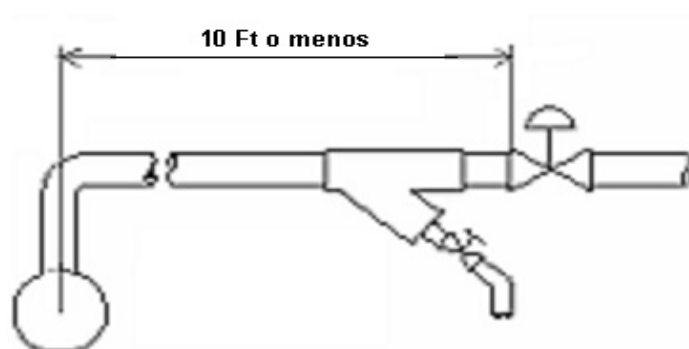
La red de distribución de vapor (11), junto con las reguladoras de presión y temperatura, constituye la parte central de una instalación para la generación de vapor; es la encargada precisamente de conducir el vapor generado en la caldera hacia los diferentes puntos de demanda existentes en el proceso industrial.

### 3.3. Ramales de Vapor.

Los ramales son las tuberías que salen de las tuberías principales de vapor y llevan el vapor hacia el equipo que lo utiliza. El sistema completo debe ser diseñado y conectado de forma que se evite la acumulación de condensado en cualquier punto del sistema.

### 3.3.1. Instalación.

Todas las tomas de tuberías de vapor deben ser por la parte superior figura 3.3 , debido a que si es tomado por la parte inferior o lateral lo que se va ha tomar es vapor y condensado depositado en la parte inferior de la tubería.



**FIGURA 3.3 RAMAL DE TUBERÍA**

### 3.4. Líneas Tracer .

El uso de las línea tracers ( \* ), tienen como objetivo principal mantener el contenido de la línea de producto a una temperatura satisfactoria de trabajo (12), bajo todas las condiciones de baja temperatura ambiental con una adecuada reserva para soportar condiciones extremas.

---

( \* ) **Línea Tracer** : Es una línea secundaria que se la utiliza para mantener fluidos a temperaturas constantes ( ejemplo : Usado generalmente en las refinerías para el transporte de fluido viscoso como el caso del Bunker o otro derivado de petróleo )

En muchas aplicaciones las líneas tracer son económicas y eficientes. La temperatura debe mantenerse no sólo en la tubería primaria, sino también a través de las bombas, válvulas y uniones, en resumen, donde sea que el fluido primario este expuesto a las condiciones climáticas.

El vapor es el medio más común para mantener la temperatura de una línea de proceso. Si se requiere mantener la temperatura del fluido primario, lo más cercano posible a la temperatura del vapor disponible, una tubería enchaquetada se vuelve indispensable.

#### **3.4.1. Material.**

El material empleado en el montaje de las líneas tracer puede ser de:

- Cobre,
- Acero al carbono e inclusive,
- Acero inoxidable,

De tal forma que dependiendo del material de la línea de proceso, dependerá obviamente el material de la línea tracer, para así evitar que nunca se produzca la corrosión electrolítica en cualquier punto de contacto.

### **3.4.2. Sujeción de las líneas tracer**

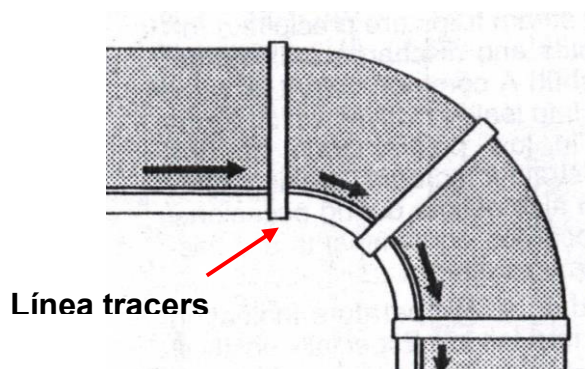
La manera más sencilla de sujetar una línea tracer es con alambre alrededor de la tubería principal.

Los clips de sujeción no deben estar alejados más de 12" a 18" en tracers de 3/8", 18" a 24" en líneas de 1/2" y 24" a 36" en tracer iguales o mayores a 3/4".

La máxima transferencia de calor se logra cuando la línea tracer está en contacto estrecho con la línea de producto.

Para lograr mantener el mejor contacto entre la tracer y la línea de producto es mejor usar planchas galvanizadas o de acero inoxidable de cerca de 1/2" de ancho y de espesor de 18 a 20 gauge.

Cuando la tracer es llevada alrededor de curvas, se debe tener un cuidado especial, para asegurar el mejor contacto posible, esto se puede lograr usando tres o más bandas como se muestra en la figura 3.4.



**FIGURA 3.4. SUJECIÓN DE LÍNEAS TRACERS EN CURVAS**

### **3.4.3. Dimensionamiento de Líneas Tracers**

En la selección del tamaño y el número de las líneas tracers intervienen la pérdida de calor del fluido de la línea primaria, el diámetro de la tubería principal y la temperatura requerida en el fluido principal

Existen opiniones variadas en el dimensionamiento de tracers, muchas de ellas se basan en la experiencia, otras son aplicadas por compañías en particular; no existiendo por lo tanto una definición concreta al respecto.

Las medidas más comunes utilizadas en tracers son de 3/8", 1/2", 3/4" o 1" e inclusive tuberías de mayor tamaño. Otra



corriente se basa en que debido a que las líneas tracers tienen sólo un mínimo contacto con la línea de producto, éstas aportarán con una mejor distribución de calor si todas son de 1/2" de diámetro.

A continuación detallamos la tabla 10 de líneas tracer:

**TABLA 10**

**SELECCIÓN DE LÍNEAS TRACERS EN FUNCIÓN CON LA TEMPERATURA DEL FLUIDO A TRANSPORTAR**

Número de Tracers de 1/2" (15 mm) usadas con líneas de producto de diferentes tamaños			
C a t e g o r í a	Tipo A	Tipo B	Tipo C
	No Critico		Critico
	Para transportar fluido con temperaturas bajo 75°F-24°C	Para transportar fluido con temperaturas entre (75-150)°F - (24-66)°C	Para transportar fluido con temperaturas entre (150-300)°F - (66-149)°C
Línea de Producto	# de Tracers de 1/2"	# de Tracers de 1/2"	# de Tracers de 1/2"
1"	1	1	1
1-1/2"	1	1	2
2"	1	1	2
3"	1	1	3
4"	1	2	3
6"	2	2	3
8"	2	2	3
10"-12"	2	3	6
14"-16"	2	3	8
18"-20"	2	3	10

#### 3.4.4. Aplicaciones.

El **tipo A** sería suficiente para muchos de los requerimientos de fuel oil y además reúne los requerimientos de aquellas líneas que transportan ácidos, fenol, agua y muchos otros químicos. La presión del vapor es importante y debe ser escogida de acuerdo a la temperatura del producto requerida

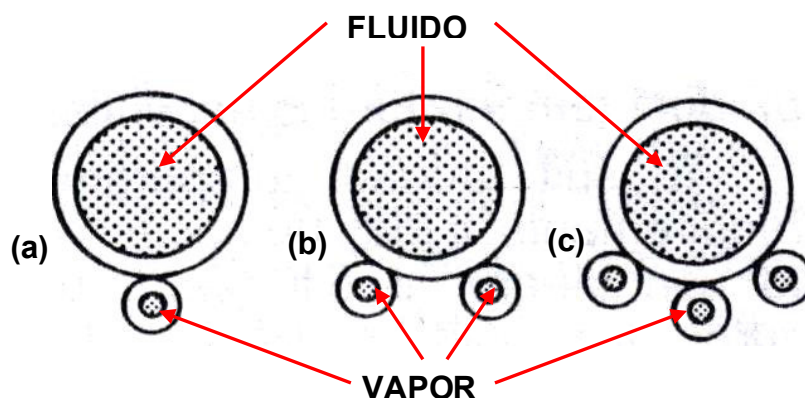
Para líneas tracers **no críticas (Tipos A y B)**, la presión de vapor ideal recomendada debería ser de 50 Psig,( ver tabla precedente ). Para el **tipo C** se requiere una presión de vapor más alta, una excesiva presión de vapor causa mucho desgaste y sólo debería usarse donde es esencial una alta temperatura del producto.

#### 3.4.5. Instalación.

Se requieren procedimientos de instalación apropiados para asegurar la eficiencia de una línea tracer. En líneas de fluido horizontal, el vapor de la línea tracer generalmente fluye en la dirección opuesta a la del fluido primario en la tubería, pero debe instalarse de tal forma que el condensado pueda drenarse por gravedad.

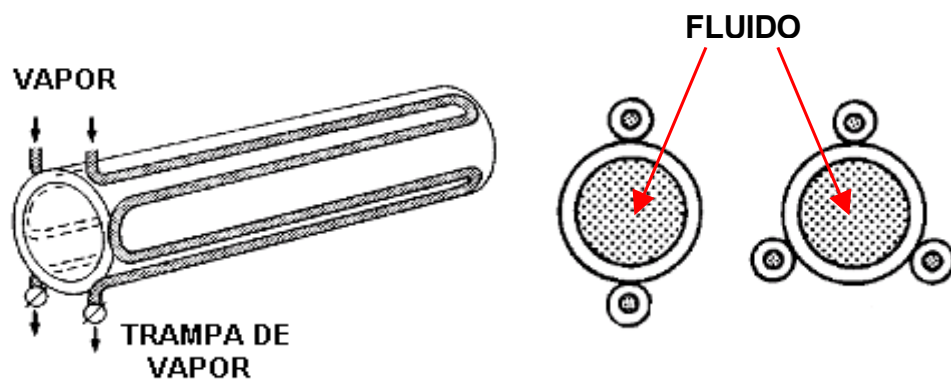
En los puntos bajos de las líneas tracer se puede crear estancamiento y son lugares donde se forman zonas frías y deben ser evitadas.

- Generalmente cuando se usa una sola línea tracer figura 3.5. (a) , ésta es ubicada bajo la tubería del fluido primario.
- Cuando hay dos líneas tracer figura 3.5 (b) , están son ubicadas normalmente bajo la tubería principal separadas en un ángulo de 30°.
- Si es que se tienen tres líneas tracer instaladas figura 3.5 (c) , éstas debería estar ubicadas igualmente en la parte inferior de la tubería principal pero apartadas con ángulos de 45°.



**FIGURA 3.5 INSTALACIÓN DE UNA A TRES LÍNEAS TRACERS**

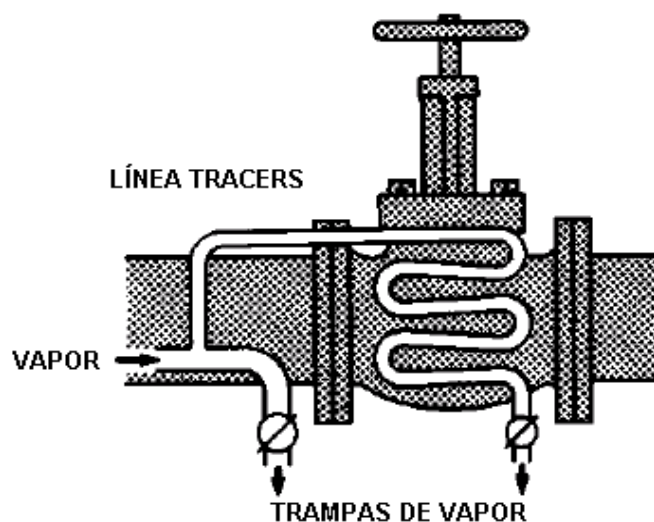
- Cuando se requieren de múltiples líneas tracer figura 3.6, la instalación de loops (lazos), pueden instalarse para lograr un calentamiento uniforme. En tuberías verticales es lógico distribuir uniformemente las múltiples líneas tracer para lograr los efectos deseados.



**FIGURA 3.6. INSTALACIÓN DE VARIAS LÍNEAS TRACERS**

- Si se requieren de las líneas tracer para circundar elementos de control, válvulas o bombas, es necesario evitar los puntos más bajos para una apropiada instalación.
- También es recomendable colocar una trampa independiente para drenar el condensado formado en una

línea horizontal, cuando es necesario trazar una válvula  
 figura 3.7 .

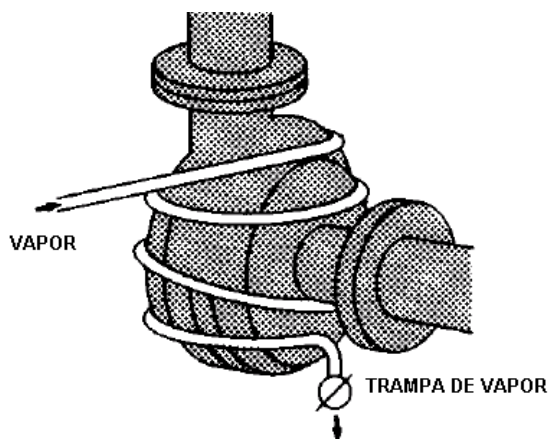


**FIGURA 3.7 INSTALACIÓN DE LÍNEAS TRACERS EN VÁLVULAS**

- Es necesario recalcar que cuando se "tracea" ( \* ), el cuerpo de una bomba figura 3.8, se trata siempre de evitar los puntos bajos o bolsas de acumulación de condensado en la línea tracer para asegurar un eficiente drenaje por gravedad.

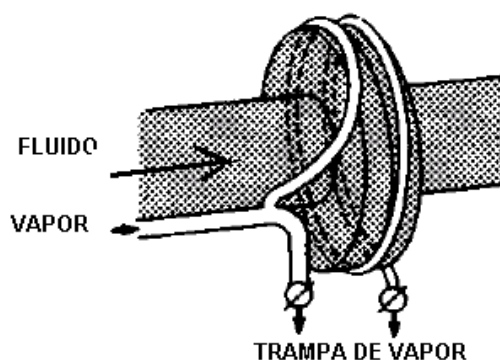
---

( \* ) **Tracear:** Es enlazar con tuberías Tracers a la línea principal que se desea que permanezca a una temperatura constante.



**FIGURA 3.8 INSTALACIÓN DE LÍNEAS TRACERS EN BOMBAS**

- Cuando se instala una línea traser alrededor de una brida figura 3.9 se puede seguir el mismo procedimiento, es decir siempre se debe mantener la línea traser horizontalmente y no verticalmente para evitar la formación de bolsas.



**FIGURA 3.9 INSTALACIÓN DE LÍNEAS TRACERS EN BRIDAS O JUNTAS**

Se debe notar que al momento de trazar un instrumento se debe hacerlo también con las líneas de alimentación del equipo, además se debe tener en consideración la importancia de no contar con bolsas bajas y que la línea tracer sea drenada por gravedad a la trampa.

El único propósito es retener el vapor hasta que su calor latente sea completamente utilizado y luego descargar el condensado y los gases no condensables.

Cuando se hace una derivación de una línea tracer, cada ramal debería ser trampeado ( \* ), por separado para mantener un calentamiento uniforme y eficiente, evitando así cortocircuito en el sistema de drenado.

### **3.5. Piernas Colectoras ( Patas de goteo ).**

Un aspecto común en los sistemas de distribución de vapor es la necesidad de tener piernas colectoras a ciertos intervalos en las tuberías, ver figura 3.10.

---

( \* ) **Trampear** : Es instalar trampas de vapor adecuadas para esta aplicación.



**FIGURA 3.10 PIERNA COLECTORA**

### **3.5.1 Función.**

Sus funciones principales son:

- Dejar que el condensado sea drenado por gravedad del vapor fluyendo a alta velocidad.
- Colectar el condensado hasta que la presión diferencial sea suficiente para descargarlo a través de una trampa de vapor.

### **3.5.2 Dimensionamiento de Piernas Colectoras.**

Una pierna colectora es un elemento que sirve principalmente para extraer condensado que se forma en el trayecto debido a la ausencia o mal dimensionamiento de aislamiento en las tuberías ya sean estas principales o secundarias, lo cual



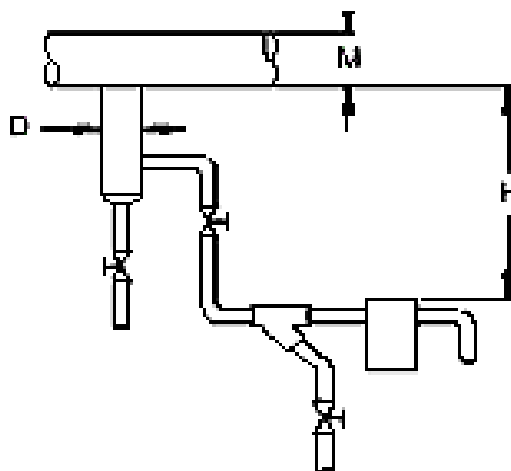
provoca que parte de su calor latente sea cedido al medio ambiente.

Para un correcto dimensionamiento de una pierna colectora se debe tomar en cuenta el diámetro de la tubería principal para lo cual nos valemos del uso de una tabla (11), en la que se especifica el diámetro y longitud de la pierna colectora, ver tabla 11 y figura 3.11.

**TABLA 11**

**DIMENSIONES RECOMENDADAS PARA PIERNAS COLECTORAS EN TUBERÍAS PRINCIPALES Y RAMALES**

M	D	H	
TAMAÑO DE LA TUBERÍA PRINCIPAL DE VAPOR (IN)	DIAMETRO DE LA PIERNA COLECTORA (IN)	LONGITUD MINIMA DE PIERNA COLECTORA (IN)	
		PRECALENTAMIENTO SUPERVISADO	PRECALENTAMIENTO AUTOMÁTICO
1/2	1/2	10	28
3/4	3/4	10	28
1	1	10	28
2	2	10	28
3	3	10	28
4	4	10	28
6	4	10	28
8	4	12	28
10	6	15	28
12	6	18	28
14	8	21	28
16	8	24	28
18	10	27	28
20	10	30	30
24	12	36	36



**FIGURA 3.11 DIMENSIONAMIENTO PARA LAS PIERNAS COLECTORAS**

### 3.5.3 Instalación.

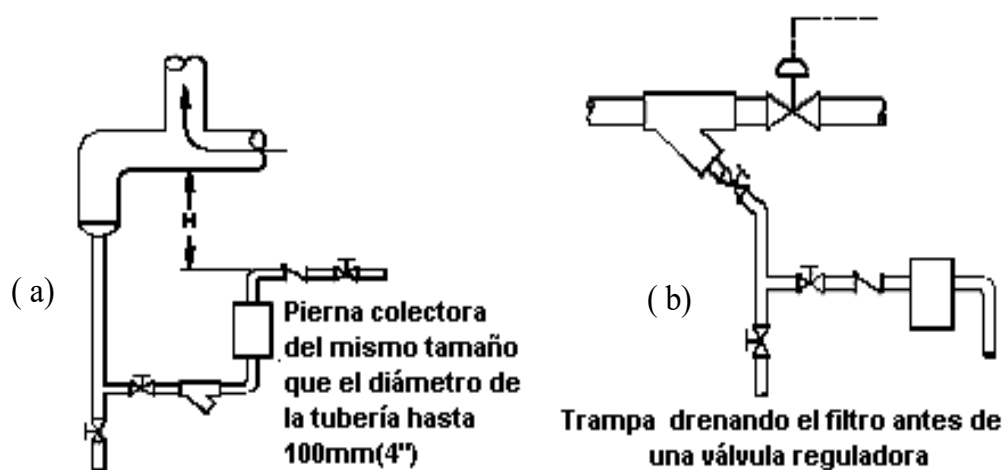
La instalación de las piernas colectoras y trampas deben estar ubicadas a niveles bajos o puntos de drenaje natural, además en la pierna colectoras su punto de drenaje de condensado debe estar a un costado, dejando libre la parte inferior; donde su utilización es también un factor importante ya que servirá como colector de suciedades .

Este colector o también denominado bolsillo de suciedad debe tener instalado una purga manual, utilizando una válvula.

Una pierna colectoras debe ser instalada :

- Antes de elevaciones, ver figura 3.12 (a).
- Al final de tuberías.
- Antes de juntas de expansión o curvaturas.
- Antes de válvulas o reguladores, ver figura 3.12 (b).

Se deben de instalar piernas colectoras y trampas aún cuando no se tengan puntos de drenaje natural. Las piernas colectoras deben instalarse normalmente a intervalos de 75 m, pero no más de 100 m.



**FIGURA 3.12 INSTALACION DE PIERNAS COLECTORAS ANTES DE ELEVACIONES (a), Y ANTES DE VÁLVULAS REGULADORAS (b)**

### **3.6. Separadores de Vapor.**

Los separadores de vapor al igual que las piernas colectoras se constituyen también en elementos que existen para extraer condensado.

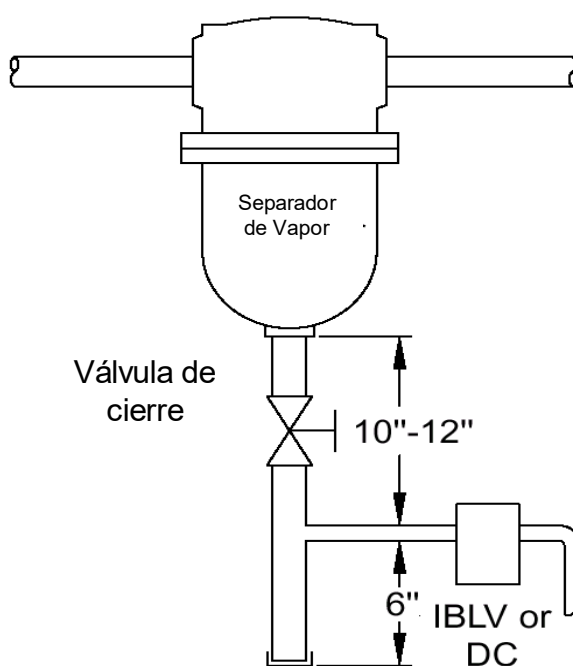
Básicamente los separadores de vapor están diseñados para extraer cualquier partícula de condensado que se forma y que es arrastrada hacia los centros de consumo a lo largo de los sistemas de distribución de vapor.

Es importante que en una instalación donde se utiliza maquinaria sensible a la presencia de vapor húmedo, como es el caso de las turbinas de vapor, con la utilización de separadores de vapor se garantizaría en gran medida que solo sea alimentado vapor seco, protegiendo así las paletas de la turbina de cuantiosos daños ocasionados por la erosión.

La eficiencia de un separador corresponde a una medida del peso de agua separada en proporción al peso total del agua acarreada en la tubería.

### 3.6.1 INSTALACIÓN

Los separadores son usualmente instalados antes del equipo donde es particularmente necesario que se tenga vapor seco, también son típicos en tuberías de vapor secundario, debido a que por su misma naturaleza tiene un gran porcentaje de condensado que debe ser separado, ver figura 3.13.



**FIGURA 3.13 INSTALACIÓN TÍPICA DE UN SEPARADOR DE VAPOR**

# CAPÍTULO 4

## 4. PROBLEMAS EXISTENTES EN LOS SISTEMAS DISTRIBUIDORES DE VAPOR.

Los diferentes problemas que se suscitan típicamente en instalaciones o plantas que utilizan vapor, son sin duda los problemas que se encuentran en las líneas principales de distribución al momento de arranque de un equipo ( caldera ).

Estos problemas se caracterizan por influir directamente en la eficiencia de un equipo, **por ejemplo**: en la transferencia de calor ,debido a que son excelentes agentes aisladores de temperatura, entre estos problemas podemos mencionar los siguientes :

- La presencia de **Aire** en los sistemas de distribución y equipos,
- Presencia del **Golpe de ariete** en las líneas de distribución,
- Por último el **Choque Térmico**

#### **4.1 Aire en los Sistemas de Distribución de Vapor.**

El aire es uno de los problemas indeseables que se pueden encontrar en los sistemas de distribución de vapor (11), ya que este se encuentra disperso en el medio ambiente.

Sin embargo, cuando el vapor fluye a lo largo de una tubería o por una superficie de intercambio de un calefactor de cualquier tipo, las turbulencias que se producen provocan una mezcla del vapor, gases no condensables y aire.

##### **Efecto del Aire en la Transferencia de Calor**

Cuando el vapor lleva consigo aire y otros gases no condensables durante su flujo normal hacia el interior de un equipo, ( por ejemplo, en un intercambiador de calor ), estos se acumulan y si no son removidos de la unidad, poco a poco llenan el interior del sistema bloqueando así el flujo de vapor, no permitiendo así que el calor latente que posee el vapor sea transferido de una manera eficiente.

Estos gases, debido a que no se condensan y no se pueden ser drenados por gravedad, forman una barrera entre el vapor y las superficies de calentamiento

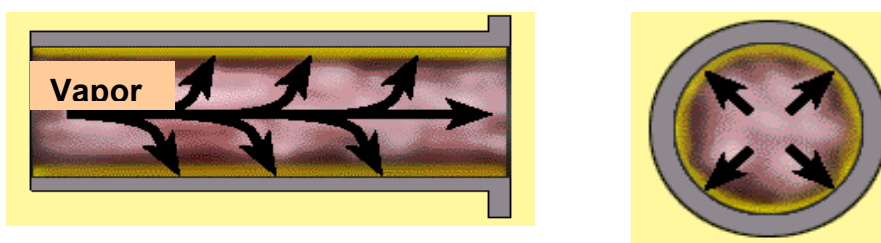
Por lo que las excelentes propiedades aisladoras del aire reducen la transferencia de calor, de hecho bajo ciertas condiciones, así tenemos que con un porcentaje tan bajo como **0.5 %** de aire en el volumen de vapor, este puede reducir en un **50 % la eficiencia** de transferencia de calor .

### **Efecto del Aire en la Temperatura del Vapor**

Cuando el aire y otros gases se meten al sistema de vapor, lógicamente estarán ocupando parte del espacio que debería estar ocupado únicamente por el vapor (11). Y la temperatura de la mezcla aire/ vapor va a ser menor que la que sería para vapor puro.

Por ejemplo:

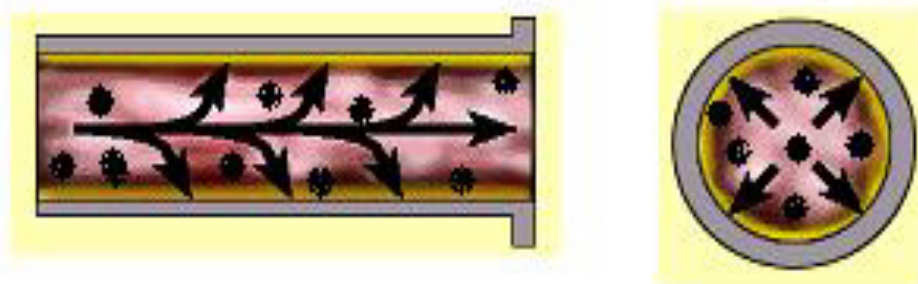
Supongamos que tenemos una línea principal de vapor saturado con una presión absoluta de 10 bares ,veamos ahora como la ausencia y presencia de aire influyen tanto en la presión del vapor como en la temperatura de este sistema.



**FIGURA 4.1 TUBERÍA LIBRE DE PRESENCIA DE AIRE, 100% VAPOR**



La Figura 4.1, muestra el primer caso donde se tiene ausencia de aire, así tenemos que la presión total en la línea es de 10 bar ,la temperatura del vapor saturado es de  $179.9^{\circ}\text{C}$  , y la presión de vapor para este caso será de 10 bar.



**FIGURA 4.2 TUBERÍA 90% DE VAPOR Y 10% DE AIRE**

La Figura 4.2, muestra el primer caso donde se tiene la presencia de un 10% de aire en la línea, así tenemos que la presión total en la línea será de 10 Bar , pero la presión de vapor será ahora de 9 Bar., con una temperatura del vapor de  $175.38^{\circ}\text{C}$ .

Este efecto de la presencia de aire en cantidades de porcentaje lo podemos ver más claramente en la tabla12 .

TABLA 12

## REDUCCIÓN EN TEMPERATURA CAUSADA POR EL AIRE

PRESIÓN ( Bar )	TEMPERATURA DEL VAPOR SATURADO ( °C )	TEMPERATURA DEL VAPOR MEZCLADO CON VARIOS PORCENTAJES DE AIRE ( POR VOLUMÉN ) ( ° C )		
		10%	20%	30%
		116,7	113,0	110,0
2	120,2	140,0	135,5	131,1
4	143,6	154,5	150,3	145,1
6	158,8	165,9	161,3	155,9
8	170,4	175,4	170,4	165,0
10	179,9			

La figura 4.3 muestran la reducción en temperatura causada por diferentes porcentajes de aire a varias presiones.

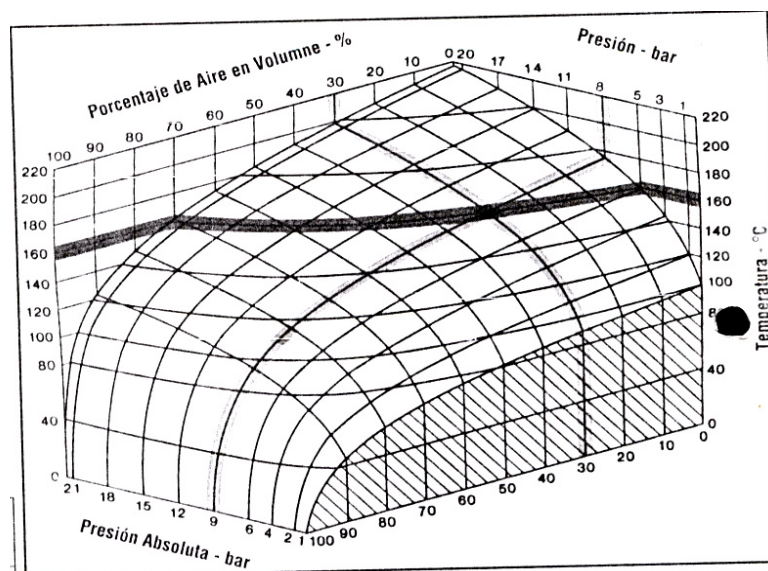
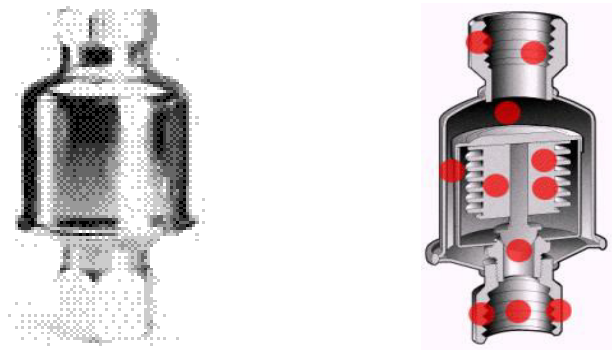


FIGURA 4.3 MEZCLA AIRE - VAPOR

### ¿Como podemos evitar la presencia de Aire en los sistemas ?

Para evitar todos estos efectos indeseables que disminuyen la eficiencia del sistema se recomienda la instalación de venteadores termostáticos ver figura 4.4, los cuales trabajan mediante un fuelle que se abre en el momento que la temperatura baje, desalojando solo el aire y los gases no condensables contenido en el vapor, en el momento que aumente la temperatura entonces este se cierra impidiendo así que el vapor valioso salga.

Para un desalojo eficiente de estos fluidos no deseables se recomienda el uso de este equipo cada 200 metros.



**FIGURA 4.4 VENTEADOR TERMOSTATICO**

## 4.2 Golpe de Ariete en los Sistemas Distribuidores de Vapor.

El Golpe de Ariete también denominado golpeteo hidráulico, es una onda de choque que es similar a golpear con un martillo una pieza de acero. La onda de choque por presión de cerca de 600 Psi es reflejada hacia atrás y hacia delante hasta que la energía es disipada.

### ¿ Dónde ocurre el Golpe de Ariete?

Generalmente ocurre en cualquier línea de suministro de agua caliente o fría (11), sus efectos pueden ser más pronunciados en sistemas heterogéneos o bifásicos.

Los **Sistemas bifásicos** transportan agua en dos estados, como líquido y gas., dado que esta condición existe en un sistema de vapor donde el condensado coexiste con vapor vivo o vapor flash.

El golpe de ariete puede ocurrir en :

- Intercambiadores de calor,
- Líneas tracer ( ver sección 3.4 ),
- Líneas principales de distribución de vapor,
- Líneas de retorno de condensado y en ,
- Muchos caso líneas de descarga de bombas.

**Efectos del Golpe de Ariete.**

El golpe de ariete tiene una tremenda fuerza que puede colapsar flotadores y elementos termostáticos, sobrecargar medidores, romper cuerpos de trampas, romper accesorios, equipos de intercambio de calor y aún expandir tuberías.

Por un período largo de tiempo, este esfuerzo repetido en la tubería terminará por debilitarla hasta el punto de ruptura.

El golpe de ariete no siempre va acompañado de ruido, muchos tipos de golpe de ariete, son el resultado de abruptas caídas de presiones, las cuales no siempre son detectadas.

**Condiciones causantes del Golpe de Ariete.**

Se han identificado tres condiciones capaces de causar estas violentas reacciones conocidas como golpes de ariete, las cuales son :

- Choque hidráulico,
- Choque térmico,
- Choque diferencial.

### **Choque Hidráulico**

Una determinada cantidad de agua se mueve a través de tuberías desde el punto de entrada en un lugar cualquiera hasta el grifo. Esto podría ser cerca de 100 libras de agua moviéndose a 10 pies por segundo (ft/seg) ó aproximadamente 7 millas por hora (mph).

Cuando el grifo es cerrado repentinamente, es como llevar a un estado de reposo a las 100 libras de golpe, esto literalmente es un choque. La onda de choque que se produce es muy similar a golpear con un martillo una pieza de acero con aproximadamente una presión de cerca de 600 psi, la misma que es reflejada hacia atrás y hacia delante hasta que toda la energía es disipada.

Una acción similar puede ocurrir en el lado de la succión o en la descarga de una bomba, cuando ésta arranca y se detiene y si se tienen válvulas de retención, columnas de agua en línea, pueden ser una solución a estos problemas, actuando como captosres del golpe de ariete.

Si los captosres de golpes de ariete son correctamente dimensionados, ubicados y mantenidos, reducirán los golpes de ariete al proveer de una cámara de expansión controlada en el sistema. Como el

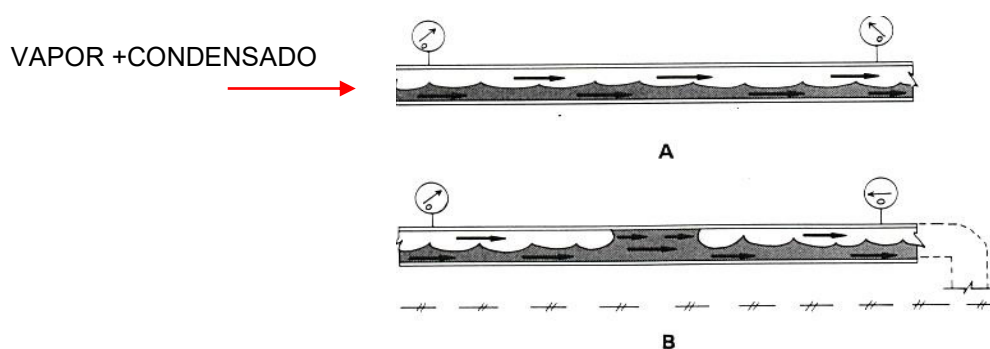
movimiento hacia delante de la columna de agua en la tubería es detenida por la válvula, una porción de la columna en retroceso es forzada hacia el captor del golpe de ariete. La cámara de agua del captor se expande a un rango controlado por la presión de la cámara y gradualmente reduce la columna previniendo el choque hidráulico.

Si se usa una válvula de retención en el sistema sin un captor, una excesiva presión puede ser ejercida en el sistema cuando la columna de agua que regresa es violentamente detenida por la válvula de retención y si un venteador de aire tipo flotador es colocado entre la válvula de retención y la válvula de cierre, el flotador podría ser fácilmente destrozado.

### **Choque Diferencial**

Al igual que el choque térmico, éste ocurre en sistemas bifásicos, puede ocurrir donde sea que el vapor y condensado fluyan en la misma línea, pero a diferentes velocidades, como es el caso de las líneas de retorno de condensado ver figura 4.5.

En sistemas bifásicos, la velocidad del vapor es 10 veces la velocidad del líquido. Si las olas de condensado alcanzan a llenar la tubería, se forma un sello con la presión de vapor detrás de él.



**FIGURA 4.5 CHOQUE DIFERENCIAL EN LÍNEAS PRINCIPALES DE VAPOR**

Dado que el vapor no puede fluir a través del sello de agua, la presión cae aguas abajo. El sello de agua se convierte ahora en un pistón acelerado ocasionado por esta presión diferencial. Como esta siendo conducido aguas abajo del sistema, el sello recolecta más líquido, el cual se añade a la masa existente y por tanto la velocidad se incrementa.

Si la masa de condensado gana un momento lo suficientemente alto y si se requiere además cambiar su dirección, por ejemplo a través de una tee "T", un codo, una válvula, un enorme daño puede ocurrir.

Dado que una mezcla bifásica es posible que se pueda generar en líneas principales y con mayor frecuencia en líneas de retorno de



condensado, por lo que su correcto dimensionamiento se vuelve esencial.

El condensado normalmente fluye en la parte inferior de una línea de retorno, naturalmente fluye por la inclinación de la tubería y también por la alta velocidad del vapor flash sobre él.

El vapor flash es otro elemento que influye en que se produzca el choque diferencial ya que se mueve debido a altas velocidades del vapor y debido a un diferencial de presión.

El vapor flash ocurre en líneas de retorno debido a la descarga de las trampas de vapor, las cuales crean una presión en la línea de retorno. Esta presión empuja el vapor flash a velocidades relativamente altas hacia el receptor de condensado, donde es venteadado, la condensación de un excesivo vapor flash, debido a pérdidas de calor, contribuyen a ésta presión diferencial y amplifica la velocidad.

Dado que el vapor flash se mueve más rápido que el condensado, ocasiona la formación de olas. Si estas olas no tienen la suficiente altura para tocar la parte superior de la tubería y no están muy cerca de la vía de paso del vapor flash, todo estará bien.

El peligroso golpe de ariete similar al que se ha descrito ocurre también cuando un intercambiador de calor en posición elevada es drenado con una larga caída vertical a una trampa.

Debido a que es la condensación lo que produce la aceleración, tuberías y accesorios no aislados son propensos a sufrir un gran daño, que aquellos que si poseen aislamiento.

### **Control del Choque Diferencial.**

Para **controlar el choque diferencial**, debe prevenirse la formación del sello de agua en los sistemas bifásicos.

- Las tuberías de vapor deben ser adecuadamente inclinadas alrededor del 1%, para que de esa forma se facilite el desagüe de una posible formación de condensado.
- Las líneas de retorno de condensado deben ser dimensionadas e inclinadas correctamente y grandes caídas verticales a trampas deben ser venteadas. La longitud de las líneas hacia las trampas deben ser minimizadas y las tuberías deben encontrarse aisladas para prevenir el golpe de ariete.

### **4.3 Choque Térmico.**

En sistemas bifásicos, algunas burbujas de vapor pueden verse atrapadas en piscinas de condensado en una línea principal inundada, un ramal o una línea tracer, también pueden ocurrir en tuberías de intercambiador de calor y líneas de bombeo de condensado. Dado que la temperatura del condensado está casi siempre bajo el punto de saturación, el vapor inmediatamente colapsará.

Una libra de vapor a 0 psig ocupa 1600 veces el volumen de una libra de agua en condiciones atmosféricas. Esta relación cae proporcionalmente cuando la presión se incrementa. Cuando el vapor colapsa, el agua es acelerada hacia el vacío resultante desde todas las direcciones. Esto ocurre cuando una trampa de vapor descarga relativamente a alta presión, flasheando el condensado en la línea de descarga.

Otra causa del golpe de ariete es la falta de un apropiado drenaje antes de una válvula de control. Cuando la válvula abre, una masa de condensado entra al equipo a una gran velocidad, produciendo golpe de ariete cuando colisiona con las paredes. En adición a esto, la mezcla del vapor, que entra con un condensado relativamente frío producirá un golpe de ariete por choque térmico.

El golpe de ariete también puede ocurrir en líneas principales, líneas de retorno de condensado y equipos de intercambio de calor, donde el entrapamiento del vapor pueda tener lugar.

El golpe de ariete resulta del colapso del vapor atrapado. La súbita reducción de presión causada por el colapso de las burbujas de vapor tiene la tendencia de picar el interior de las tuberías, también logra remover capas de incrustaciones ( óxido ) lo que acelera aún más la corrosión.

**Solución :**

Una forma de solucionar este problema es instalando una trampa de control diferencial, la cual mantiene una presión diferencial positiva a través de todos los tubos.

# CAPÍTULO 5

## 5. SISTEMAS DE CONTROL DE VAPOR

Como se sabe, en esta clase de industria azucarera utilizan varias Calderas Acuatubulares las mismas que se encuentran conectadas en paralelo, donde es importante trabajar a la presión de diseño o a una presión muy cercana a la misma., para nuestro caso 300 Psig.

Además, la presión de la caldera o grupo de calderas, es determinada por la presión de vapor referida por las **turbinas a vapor** o **equipos de producción y proceso** que lo utilizan, los cuales no toleran desviaciones muy grandes del valor requerido.

Por otra parte, son obvios los riesgos en que se incurre cuando se permite que se exceda de la presión de diseño o de trabajo en este tipo de calderas Acuatubulares, por lo que se requiere, entonces, de un

**mecanismo regulador** ( \* ) que permita mantener la presión del vapor dentro del valor de diseño, con la tolerancia adecuada al caso. Esta función es efectuada por el sistema de control de presión del cabezal o línea principal de vapor, el cual modifica el régimen de llama o rata de combustión de las calderas según el valor de la presión del cabezal.

Este tipo de control es válido tanto para las instalaciones que posean una sola caldera como para aquellas en las que varias calderas se agrupan para formar un sistema de generación de vapor.

### **Estación de Control Maestro de Calderas**

Una estación de control Maestro se emplea cuando en el sistema se dispone de más de una caldera (5), como es el caso de esta industria azucarera.

En un sistema con varias calderas, todas las estaciones de control maestro reciben la misma señal desde el controlador de la línea principal de vapor y permiten ajustar el nivel de salida deseado independientemente para cada caldera.

---

( \* ) Son mecanismos con la capacidad de recibir señales del elemento primario, compararlas con el valor deseado de la variable controlada, y generar señales que regresan al proceso al controlarlo

Básicamente, el control maestro de las calderas, consiste en una estación manual o automática con dos funciones muy importantes a saber:

1. Funcionamiento automático-manual de la caldera: en la posición AUTOMÁTICO, el controlador de presión del cabezal controla directamente el régimen de combustión, en la posición MANUAL el control está en manos del operador.
2. Permite producir cuando está en AUTOMÁTICO, la estación de control maestro permite realizar un ajuste de polarización (bías) de la señal proveniente del controlador de presión del cabezal de vapor, en una cantidad prefijada, obteniéndose a la salida una señal acondicionada que puede aprovecharse ampliamente.

### **5.1 Sistemas de Regulación de Presión**

Todos los equipos que trabajan con vapor tienen una presión de funcionamiento máxima por razones de seguridad .

Si esta presión es inferior a la de producción del sistema hay que instalar una válvula reductora, además de las de seguridad necesarias.

Sin embargo, no es este el único caso en que se debe utilizar una válvula reductora de presión. La mayor parte de las calderas están diseñadas para producir vapor a presión alta y no es conveniente trabajar a presiones menores por la disminución de eficiencia y por los arrastres de agua que pueden producirse.

Por esta razón es preferible generar a presión elevada e instalar válvulas reductores de presión antes de los equipos que requieren presiones mas bajas.

Esta disposición tiene la ventaja de que se pueden utilizar tuberías de menor diámetro para el transporte, puesto que el volumen específico del vapor disminuye cuando la presión aumenta.

### **5.1.1 Clasificación de las Válvulas Reductoras de Presión.**

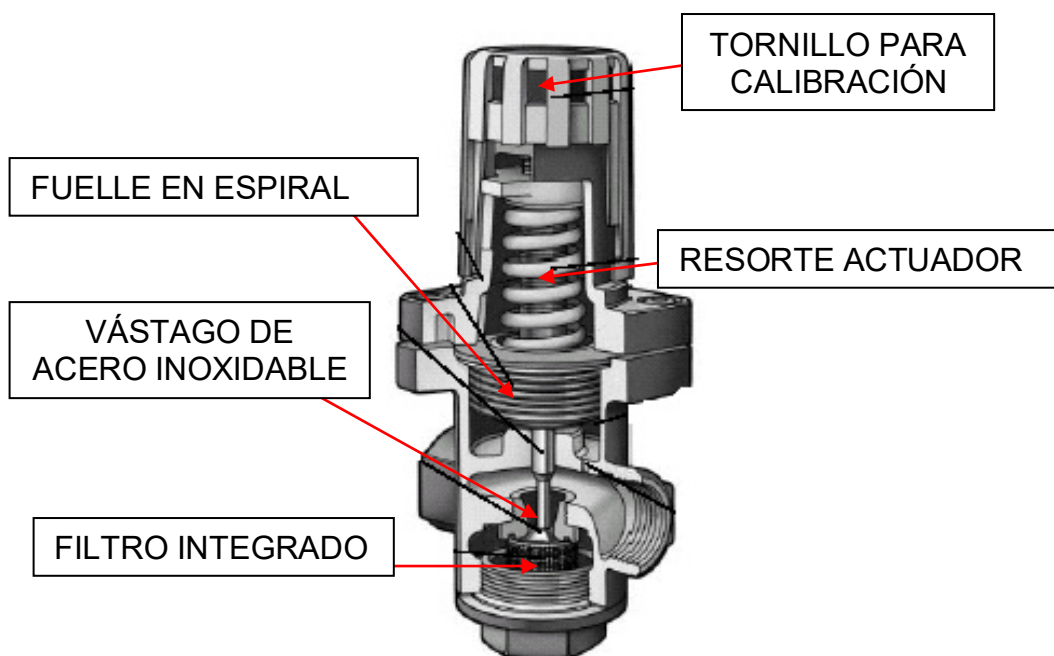
Se pueden dividir las válvulas reductoras que se encuentran habitualmente en el mercado en dos grandes grupos:

- Válvulas de acción directa,
- Válvulas con piloto



### Válvulas de acción directa

Una válvula de acción directa es autónoma y de diseño sencillo, es decir, que no requiere de un sensor externo en la línea de salida para funcionar (10), ver figura 5.1.



**FIGURA 5.1 VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN DE ACCIÓN DIRECTA**

### Funcionamiento

Para que la válvula pase de la posición abierta a la cerrada, debe haber un aumento de presión en la parte interior del

diafragma. Esto produce una variación inevitable en la presión de salida. Esta variación será mayor cuando la válvula esté cerrada, o casi cerrada y disminuirá a medida que aumente el caudal.

La presión de salida actuando en la cara inferior del diafragma tiende a cerrar la válvula; este mismo efecto se produce por la acción de la presión de entrada en la parte inferior del obturador.

Cuando se calibra la válvula a la presión deseada el resorte de control debe ser capaz de equilibrar tanto el efecto de la presión de entrada como el de la salida.

Cualquier variación en la presión de entrada alterará la fuerza que produce en el obturador y esto provocará una variación en la presión de salida.

### **Inconveniente**

Este tipo de válvula tiene dos inconvenientes:

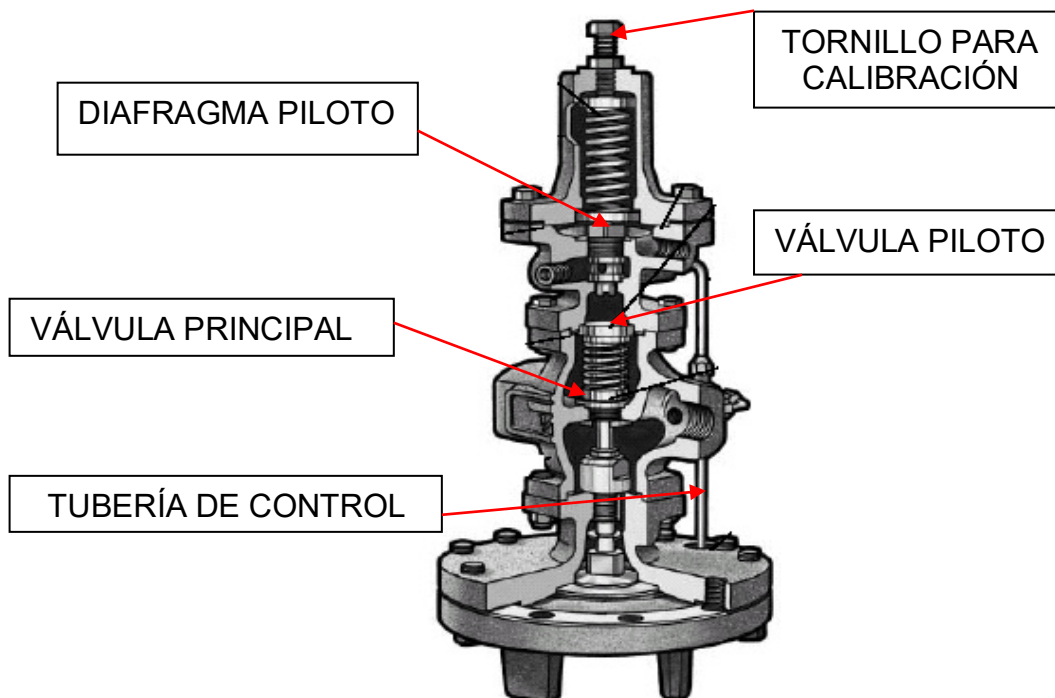
- Permite pequeñas fluctuaciones de la presión de salida,

- Tiene una capacidad pequeña en relación con su tamaño.

Sin embargo, es perfectamente adecuada para un conjunto de aplicaciones sencillas donde la precisión no es esencial y en las que el flujo de vapor es pequeño y suficientemente constante.

### Válvulas con Piloto Externo.

Una válvula reductora con piloto externo se usan en aplicaciones donde se requieren grandes capacidades y un control de presión preciso (10). Una válvula de este tipo se muestra en el esquema de la figura 5.2.



**FIGURA 5.2 VÁLVULA REDUCTORA CON PILOTO EXTERNO**

### **Ventajas**

Las válvulas de este tipo ofrecen muchas ventajas :

- Sólo es necesario que una pequeña cantidad de vapor fluya a través de la válvula piloto para presurizar la cámara inferior del diafragma principal y abrir totalmente la válvula principal.
- Por tanto, sólo es necesario pequeños cambios de la presión de salida para provocar cambios importantes de caudal. La pérdida de carga de esta válvulas no es importante.
- Un aumento en la presión a la entrada se traduce en una mayor fuerza de cierre sobre la válvula principal aunque esto se compensa con al acción de la presión de entrada en la cámara del diafragma .

## **5.2.Sistemas de Regulación de Temperatura.**

### **Control de temperatura del vapor**

La temperatura del vapor cuando sale del sobrecalentador, se controla por varios métodos, los mismos que se mencionan a continuación como son:

- Calentando el Sobrecalentador separadamente ,
- Porcentaje de exceso de aire en el hogar,
- Recirculación de gas,
- Horno dividido con diferentes ratas de quemado,
- Selección del quemador,
- By-pass del gas,
- Atemperación.

El sistemas de control de temperatura del vapor, comúnmente usado en calderas para procesos, es la atemperación ( \* ).

La Atemperación es un método que permite obtener un rápido control de la temperatura del vapor. El agua debe ser de muy alta pureza porque de lo contrario esto causará acumulación de costras en las paredes internas de los tubos y en la turbina. Una recomendación es que como máximo del total de sólidos contenidos en el agua caliente inyectada sea de **2.5 ppm** (5).

---

( \* ) **Atemperación**, es el proceso de controlar la temperatura del vapor mediante la inyección de agua caliente atomizada en la línea de vapor entre. el sobrecalentado inicial y el final

### **5.3 Sistemas de Alivio de Presión.**

La válvula de alivio es autónoma y está diseñada para regular la presión de manera automática y exacta. Su uso más importante corresponde a fluidos no compresibles, para regular la presión de operación se abre poco a poco a medida que la presión aumenta.

La válvula de alivio tiene una apariencia muy cercana a la válvula de seguridad. Esta se abre con rapidez a manera de disparo, a fin de descargar la presión excesiva ocasionada por los gases o los flujos compresibles.

#### **Válvulas de Seguridad.**

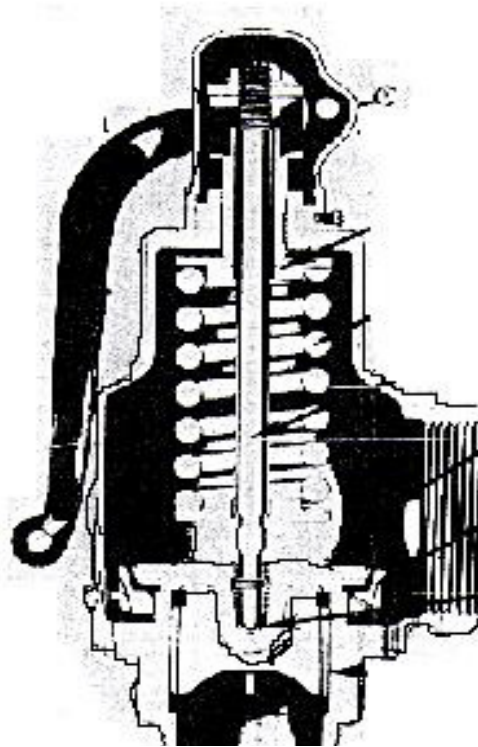
Las válvulas de seguridad son el aditamento más importante de una caldera ver figura 5.3; siempre deben estar en perfectas condiciones de trabajo (8):

Consideraciones de funcionamiento:

- Examine que el resorte no tenga cuerpos extraños entre los espirales; verificar que no exista herrumbre o incrustaciones o en sus cuerpos que no impidan el libre funcionamiento.

- La palanca de la válvula debe funcionar bien; pero nunca trate de manipular o levantar la válvula en una caldera apagada, la mejor forma de probar la graduación y libertad de las válvulas es dispararles con vapor.

Esto se consigue levantando la presión del caldero hasta la presión con la que fue calibrada la válvula; si no se dispara hay que volver a regular el tornillo de compresión.



**FIGURA 5.3 VÁLVULA DE SEGURIDAD**

## **Análisis de los Sistemas de Reducción de Presión en el Ingenio Azucarero**

En el Ingenio Azucarero se encuentran instalados dos estaciones reductoras de presión, la mismas que se encuentran localizadas en la sección **Tandem de Molinos # 1**

### **Caso #1: Estación Reductora de Presión en Paralelo línea de 300 a 200 Psig y de 200Psig a 100Psig**

Claramente podemos apreciar figura 5.4 ,un sistema de reducción de presión el cual se encuentra constituido por dos válvulas reguladoras colocadas en paralelo con conexiones de 4", este vapor es reducido en la primera válvula de (300 a 200) Psig para ser utilizado en las turbinas de los molinos 1-2-3-4, y 2º juego de cuchillas, manejando un flujo aproximado de vapor recalentado de **53.637,45 Lb<sub>vapor</sub> / Hora**, la segunda válvula reduce la presión de (200 a 100) Psig, manejando un flujo aproximado de vapor recalentado de **15.416 Lb<sub>vapor</sub> / Hora**.

### **Caso#2: Estación Reductora de Presión línea de 300 a 100 Psig**

Claramente podemos apreciar figura 5.5 ,un sistema de reducción de presión el cual se encuentra constituido por una válvula



reguladora con conexión de 2", este vapor reducido a 100 Psig básicamente es utiliza en las secadoras de azúcar, esta reguladora manejan vapor recalentado con un flujo aproximado de vapor de **9.100 Lb<sub>vapor</sub> / Hora** .

### **Análisis de las Reguladoras de Presión de un Ingenio Azucarero**

#### **Caso # 1 :**

Para realizar este análisis tomaremos como ejemplo las válvulas reguladoras conectadas en paralelo las mismas que actualmente se encuentra instalada, y que poseen los siguientes accesorios :

- Cada una posee dos válvula de paso : una válvula a la entrada y una a la salida, con conexiones de 4" cada una.
- Ambas reguladoras poseen purgas laterales tanto a la entrada como a la salida, estas purgas son de  $\phi$  1/2".



**FIGURA 5.4 ESTACIÓN REDUCTORA DE PRESIÓN  
COLOCADAS EN PARALELO**

**Caso # 2 :**

Para realizar este análisis tomaremos como ejemplo la válvula reguladora ( PRV ) de 300/100 Psig, la misma que actualmente se encuentra instalada, y que posee los siguientes accesorios :

- Esta PRV, posee dos válvula de paso : una válvula a la entrada y una a la salida, con conexiones de 2" cada una.
- Además esta PRV posee purgas laterales tanto a la entrada como a la salida, estas purgas son de  $\phi$  1/2".

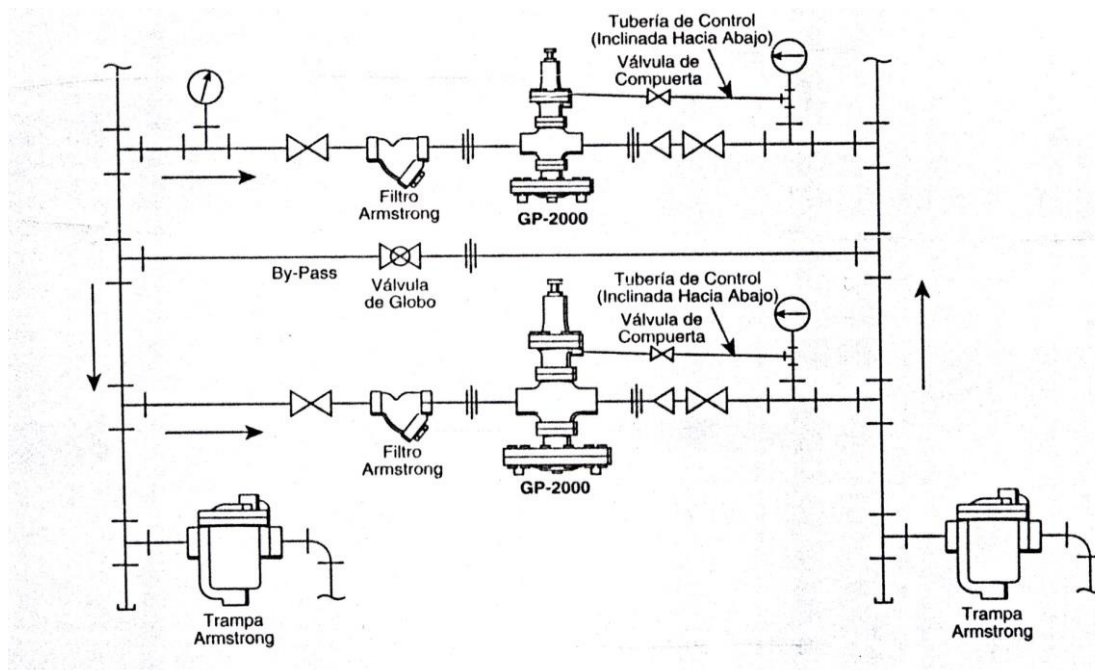


**FIGURA 5.5 ESTACIÓN REDUCTORA DE PRESIÓN**

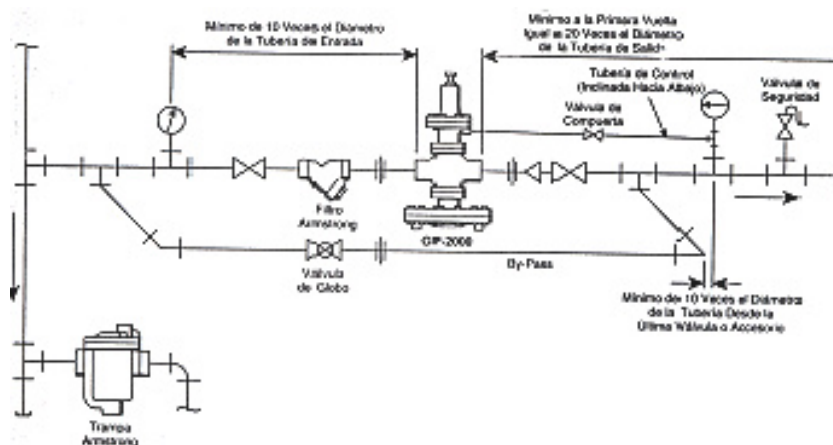
**Recomendación general para estos tipos de instalaciones reductoras.**

**Caso # 1 y Caso #2 :**

En la figura 5.6 y figura 5.7, muestran una correcta instalación de un sistema de regulación de presión, simple y en paralelo, nótese la importancia en la ubicación e utilización de manómetros para control de la presión, con el uso de estos manómetros se trata de evitar en lo posible censar presiones en áreas con presencia de turbulencia.



**FIGURA 5.6 INSTALACIÓN CORRECTA DE UNA ESTACIÓN REDUCTORA DE PRESIÓN COLOCADAS EN PARALELO (10).**



**FIGURA 5.7 INSTALACIÓN CORRECTA DE UNA ESTACIÓN REDUCTORA DE PRESIÓN SIMPLE**

### **Ubicación de los manómetros**

El manómetro ubicado aguas arriba debe ubicarse a una distancia mínima de **10 veces el diámetro de entrada** a la válvula y el manómetro de salida a una longitud mínima de 20 veces el diámetro de salida de la válvula de control, la distancia entre el by pass y el manómetro corresponde a una distancia mínima de 10 veces el diámetro de tubería desde la última válvula o accesorio.

Para las instalaciones **Caso # 1 y Caso # 2** deberán colocarse antes de las válvulas reductoras lo siguiente:

- Una trampa para protegerla del golpe de ariete,
- Una válvula de compuerta o de bola a la entrada de una reguladora, para aislarla del vapor en caso de mantenimiento,
- Un filtro para evitar que las impurezas pasen a la válvula y la dañen,
- Una válvula de compuerta o de bola a la salida de una reguladora para aislarla del vapor en caso de mantenimiento,
- Una válvula de globo como elemento de by-pass, la cual por su diseño interno permite que regule presión, no como una

reductora que lo hará con mayor eficiencia pero sí como emergencia.

### **Parámetros de Selección de una Reguladora de Presión.**

Para la selección de cualquier válvula reguladora de presión se debe tener en cuenta las siguientes parámetros (10):

- Fluido de trabajo ( para nuestro caso vapor ),
- Máxima presión de entrada,
- Presión de salida ( requerida ),
- Máximo flujo ( vapor ).

Y si se tiene que seleccionar una **reguladora de temperatura**, adicionalmente a los parámetros anteriores se debe conocer lo siguiente:

- Temperatura requerida de la substancia o material a ser calentado,
- Distancia del regulador al punto de medición ( sirve para seleccionar la longitud del tubo capilar, que por lo general, se lo encuentra en medidas de 2, 3 y 5 metros ( m ).

### Selección de una Válvula Reguladora de Presión

Para lo cual tomaremos los datos que disponemos de las reguladoras de presión instaladas en el Ingenio Azucarero y usaremos la tabla 12, para seleccionar esta válvula reductora de presión.

### Selección de la reguladora de presión para el Caso # 2

Para la reguladora en el **caso # 2** tenemos los siguientes parámetros de funcionamiento :

- Fluido de trabajo : **Vapor**
- Máxima presión de entrada: **300 Psig.**
- Presión de salida ( requerida ) : **100 Psig.**
- Máximo flujo de vapor : **9,100 Lb<sub>vapor</sub> /Hora**
- Con los parámetros anteriores y utilizando la tabla 13 , tenemos que: una **PRV-GP2000 conexión 1-1/2"** bridada, con flujo máximo de vapor de **10,767 Lb<sub>vapor</sub> / Hora** , puede ser utilizada para estas condiciones.

TABLA 13

**TABLA DE SELECCIÓN DE VÁLVULAS REDUCTORAS DE PRESIÓN GP-2000**

REGULADORAS DE PRESIÓN GP- 2000											
Presiones		Capacidades de Vapor (lb/hr)									
Entrada Psig	Salida Psig	Tamaño de la conexión*									
		Pulgadas									
		1/2	3/4	1	1-1/4	1-1/2	2	2-1/2	3	4	6
15	8	201	298	438	575	756	1,287	2,413	3,137	4,826	10,054
	3	250	360	545	716	941	1,602	3,005	3,906	6,010	12,697
20	13	219	316	478	627	825	1,404	2,633	3,423	5,266	10,972
	10	255	368	557	731	962	1,637	3,070	3,992	6,141	14,834
30	3	313	451	683	896	1,178	2,005	3,760	4,888	7,521	15,050
	23	252	363	549	721	948	1,613	3,026	3,933	6,052	12,608
40	3-7	408	587	898	1,167	1,535	2,613	4,899	6,369	9,799	19,109
	33	281	404	612	803	1,056	1,799	3,373	4,335	6,746	14,055
50	25	395	568	861	1,130	1,485	2,528	4,741	6,163	9,482	19,755
	3-12	499	719	1,089	1,429	1,878	3,197	5,996	7,795	11,992	23,384
60	42	327	471	713	935	1,230	2,084	3,926	5,164	7,853	16,361
	30	491	707	1,070	1,404	1,846	3,143	5,893	7,661	11,787	24,557
75	3-17	591	851	1,288	1,699	2,222	3,782	7,092	9,220	14,184	27,659
	51	373	537	813	1,067	1,403	2,388	4,478	5,822	8,957	18,662
100	45	471	678	1,027	1,348	1,772	3,017	5,657	7,354	11,314	23,572
	35	585	843	1,276	1,674	2,201	3,747	7,026	9,134	14,053	29,278
125	3-22	682	982	1,487	1,951	2,565	4,367	8,188	10,645	16,377	31,934
	63	470	677	1,025	1,345	1,769	3,011	5,647	7,341	11,294	23,530
150	55	592	853	1,292	1,695	2,229	3,794	7,114	9,248	14,228	29,642
	45	702	1,012	1,532	2,010	2,643	4,498	8,435	10,966	16,870	35,147
175	4-30	819	1,179	1,785	2,343	3,030	5,244	9,832	12,782	19,565	38,346
	85	595	857	1,298	1,702	2,238	3,810	7,145	9,289	14,290	29,772
200	75	750	1,080	1,636	2,146	2,822	4,803	9,007	11,709	18,014	37,529
	60	913	1,316	1,992	2,613	3,436	5,849	10,967	14,257	21,934	45,696
225	5-42	1,047	1,508	2,284	2,996	3,939	6,705	12,573	16,345	25,146	49,034
	106	738	1,063	1,610	2,112	2,776	4,726	8,862	11,521	17,725	36,928
250	100	837	1,205	1,825	2,394	3,148	5,359	10,048	13,062	20,096	41,868
	75	1,124	1,619	2,451	3,216	4,228	7,196	13,494	17,542	26,988	56,226
300	7-55	1,276	1,837	2,782	3,649	4,798	8,167	15,313	19,908	30,627	59,721
	127	881	1,269	1,921	2,520	3,314	5,641	10,577	13,750	21,154	44,072
350	100	1,241	1,787	2,705	3,549	4,666	7,942	14,892	19,360	29,785	62,052
	8-67	1,504	2,166	3,279	4,302	5,657	9,628	18,054	23,470	36,108	70,409
400	148	1,024	1,474	2,232	2,929	3,851	6,554	12,290	15,977	24,581	51,210
	125	1,347	1,940	2,937	3,853	5,066	8,624	16,170	21,021	32,340	67,376
450	100	1,586	2,284	3,458	4,537	5,965	10,153	19,038	24,749	38,076	79,325
	9-80	1,732	2,495	3,777	4,956	6,515	11,090	20,794	27,033	41,589	81,096
500	170	1,149	1,655	2,505	3,287	4,321	7,355	13,792	17,929	27,584	57,467
	150	1,446	2,082	3,152	4,136	5,437	9,255	17,354	22,560	34,708	72,309
600	125	1,711	2,465	3,731	4,895	6,436	10,955	20,542	26,704	41,084	85,592
	10-92	1,961	2,824	4,275	5,609	7,374	12,552	23,535	30,595	47,070	91,784
700	191	1,292	1,860	2,816	3,695	4,858	8,269	15,050	20,157	31,010	64,606
	175	1,538	2,215	3,353	4,400	5,784	9,846	18,462	24,001	36,924	76,926
800	150	1,828	2,633	3,986	5,229	6,875	11,703	21,943	28,526	43,887	91,431
	12-105	2,189	3,153	4,773	6,262	8,233	14,013	26,275	34,158	52,551	102,471
900	200	1,625	2,340	3,543	4,649	6,112	10,404	19,507	25,359	39,015	81,281
	175	1,938	2,791	4,225	5,543	7,288	12,405	23,260	30,238	46,521	96,919
1000	150	2,175	3,133	4,743	6,222	8,181	13,925	26,109	33,942	52,219	108,790
	13-117	2,418	3,481	5,271	6,915	9,091	15,475	29,016	37,721	58,032	113,159
1100	200	2,416	3,479	5,267	6,910	9,084	15,462	28,991	37,688	57,982	120,795
	175	2,570	3,797	5,748	7,540	9,913	16,874	31,638	41,130	62,276	131,825
1200	15-142	2,863	4,123	6,243	8,190	10,767	18,328	34,365	44,674	68,730	134,535
	248	2,655	3,824	5,788	7,437	9,984	16,998	-	-	-	-
1300	225	2,885	4,154	6,289	8,251	10,848	18,464	-	-	-	-
	200	3,094	4,455	6,745	8,849	11,634	19,804	-	-	-	-
1400	18-160	3,331	4,797	7,262	9,528	12,526	21,321	-	-	-	-

**REFERENCIA:** \*CATALOGO AY-110-GS DE VÁLVULAS REDUCTORAS DE PRESIÓN ( ARMSTRONG )



Vale la pena indicar que una válvula reguladora de presión **GP-2000** es una válvula reductora con piloto externo y de alto rendimiento mostrada en la figura 5.2, este tipo de válvula tiene la ventaja de trabajar con grandes capacidades de vapor .

Su uso típico es en aplicaciones intermitentes de presión por ejemplo:

- Intercambiadores de Calor,
- Serpentes de vapor,
- Secadoras de rotatorias ( como la encontradas en los ingenios Azucareros ), y en,
- Equipos de proceso.

En lo que respecta a las válvulas de seguridad, en los **Ingenios Azucareros** se prueban estas válvulas por lo general una vez cada **tres meses** para verificar su buen funcionamiento; y su reparación se la hace cada fin de zafra ( para nuestro caso , cada 6 meses). La presión de disparo en una válvula de seguridad depende obviamente del diseño del resorte, existiendo variadas clases según la aplicación.

#### **Parámetros de Selección de una válvula de seguridad.**

La selección de la válvula de seguridad se la hará dependiendo de:

Presión de Apertura: Se recomienda que la presión de apertura sea siempre por lo menos un 10% ó 10 Psig. por encima de la presión de operación.

Capacidad de Descarga: La capacidad de descarga no esta determinada por el tamaño de brida o rosca de conexión, sino de la capacidad requerida en la boquilla en función a la presión de apertura.

### **Válvula saturadora.**

Una Válvula saturadora no es otra cosa que un tipo especial de válvula reguladora de presión, el cual consiste en inyectar agua caliente atomizada por medio de la Atemperación ( sección 5.2 ), la tubería debe estar protegida contra choque térmico, una forma de hacerlo es permitir que pueda expandirse o contraerse ante los cambios de temperatura.

- Este sistema la utiliza todo Ingenio Azucarero, el cual consiste en inyectar vapor vivo ( 300 Psig ), como suplemento de la línea de vapor de escape el cual se encuentra a una presión de 20 Psig., esto es aproximadamente un flujo de **9620 Lb<sub>vapor</sub>/Hora.**

# CAPÍTULO 6

## **6. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.**

El objetivo principal que se obtendrá al realizar el análisis de los sistema de distribución de vapor, es lograr la mayor eficiencia de operación y los mayores ahorros posibles de vapor.

Para conseguirlo es necesario, proceder a analizar de una manera minuciosa los diferentes puntos de desperdicio de vapor que presentan mayores inconvenientes y que no cumplen con las normas recomendadas, para esto se usarán fotografías que muestran la ubicación de cada problema.

En muchos casos, los defectos encontrados en las diferentes secciones de esta instalación, se repiten a lo largo del proceso, por lo

tanto, cuando esto ocurra se realizarán las recomendaciones pertinentes utilizando para esto tablas, diagramas de instalaciones correctamente instaladas , con esto se logrará minimizar al máximo los defectos existentes en esta clase de industria.

### **6.1.Sección Calderas.**

En esta compañía azucarera cuenta con varias calderas Acuatubulares( siete ) de las cuales tres cubren perfectamente su demanda de consumo, ver capítulo 2, sus producciones de vapor varían dependiendo de su capacidad de diseño, la clase de mantenimiento que se le practique y del manejo y control de sus parámetros de funcionamiento.

#### **Línea de salida del colector de vapor Caldera D8**

En la caldera D8, encontramos la línea de distribución de vapor que sale del colector superior, en la cual observamos, figura 6.1, una fuga de vapor considerable a través de la válvula principal.

Esta fuga considerable de vapor debe ser reparada lo mas pronto posible, de lo contrario se presentarán problemas como :

- Mayor consumo de combustible,
- Ineficiencia en el sistema con el problema de acarreo de aire al interior del sistema ,
- Caídas de presión, y perdidas de vapor,
- Lesiones a los operadores que manipulan este tipo de accesorio.



**FIGURA 6.1 FUGA DE VAPOR EN VÁLVULA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

**Línea de Alimentación a Turbogenerador tubería de  $\phi 12''$**

La figura 6.2 muestra, la tubería principal de alimentación que sale directamente de la caldera A11 y se dirige directamente hacia la sección planta eléctrica a alimentar al turbogenerador eléctrico de

5000 KW, al darle seguimiento a esta línea pudimos constatar que en varios tramos de esta tubería carece de aislamiento térmico, al existir este problema puede darse el caso que exista presencia de condensado debido a la disminución de su temperatura de recalentamiento e incluso pueden existir problemas de arrastre de condensado hasta su punto de consumo , además sabemos que el vapor recalentado viaja a una velocidad de aproximadamente ( 11.500 pies / min. ), debido a estos factores puede darse el caso que se produzca un golpe de ariete, ver sección 4.2.



**FIGURA 6.2 LÍNEA DE ALIMENTACIÓN TURBOGENERADOR  
ELÉCTRICO**

**Recomendación:**

- Colocar una pierna colectora correctamente dimensionada (  $\phi$  6" y longitud de 28 " , ( ver sección 3.5.2 ) para así evitar el inconveniente de presencia de condensado (11), debido a que estas líneas transportan vapor recalentado, y al no poseer aislamiento térmico estos perderán parte de su temperatura de recalentamiento.
- En esta pierna colectora deben ir instaladas una trampa a vapor correctamente seleccionada para uso con vapor recalentado, válvulas de paso instaladas antes y después de la trampa y un filtro con purga instalada antes de la trampa.

**Primera Pierna colectora ubicada entre el Caldero D8 y el Caldero C9 , tubería de  $\phi$ 12"**

Como observamos en la figura 6.3, una pierna colectora ( también denominada pata de goteo ), la misma que tiene su descarga al ambiente, su dimensionamiento es correcto, pero no posee trampa de vapor instalada a pesar de poseer filtro y válvulas tanto a la entrada como a la salida, además cuenta con un bolsillo de suciedad requerido para eliminar las impurezas e incrustaciones que se presentan en el sistema.

Al no tener instalada una trampa a vapor en esta pierna colectora la purga de condensado se la realiza solo por manipulación manual y no de una manera automática ( trampa a vapor ), por lo que existe fuga de vapor vivo al encontrarse la válvula de purga abierta.

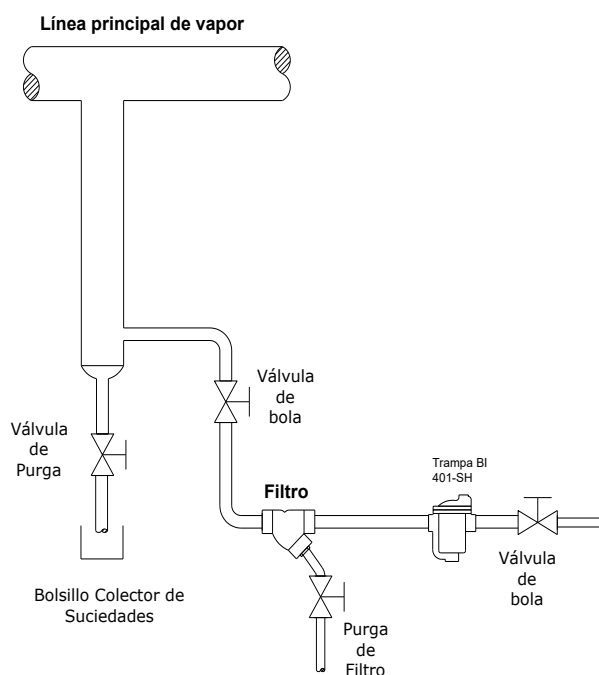


**FIGURA 6.3 PRIMERA PIERNA COLECTORA UBICADA ENTRE EL CALDERO D8 Y EL CALDERO C9**

**Recomendación:**

- Se recomienda instalar un sistema de trampeo correctamente seleccionado e instalado como el de la figura 6.4 o también ver al final de esta tesis diagramas de instalaciones recomendadas y en el caso de realizar purgas manuales.





**FIGURA 6.4 INSTALACIÓN Y UBICACIÓN DE LOS ACCESORIOS A  
INSTALAR EN UNA PIERNA COLECTORA**

### **Línea Alimentación Ventilador Tiro Inducido Caldera A11**

En la figura 6.5, se observa un ramal de 6" de diámetro, siendo su toma de vapor correcta, esta línea alimenta a la turbina del ventilador de tiro inducido, cabe indicar que en este ramal antes de la entrada de alimentación a la turbina existe una purga instalada en el filtro ver figura 6.6, esta purga es de  $\phi 1/2"$  y tiene instalada una trampa tipo balde invertido de acero inoxidable 1811 marca Armstrong, esta trampa de vapor se encuentra abierta dejando

escapar vapor vivo, además no posee los accesorios recomendados para esta aplicación, para así evitar pérdidas de vapor



**FIGURA 6.5 INSTALACIÓN CORRECTA DE UN RAMAL DE VAPOR**



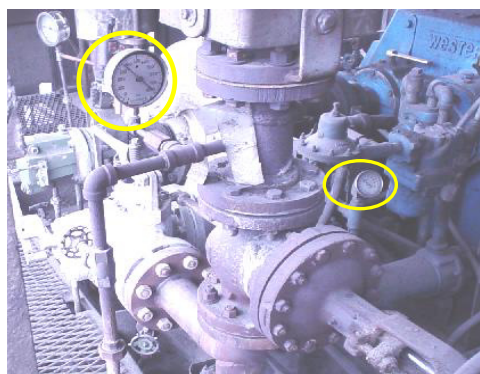
**FIGURA 6.6 FUGA DE VAPOR A TRAVÉS DE LA TRAMPA DE VAPOR ABIERTA**

**Recomendación:**

- Se recomienda instalar una pierna colectora con el sistema de trampeo correctamente seleccionado e instalado como el de la figura 6.4, para evitar así pérdidas de vapor en el caso de realizar purgas manuales.

**Ventilador tiro inducido caldera C9**

Se pudo constatar que los medidores tanto de presión como el de temperatura que sirven para el control de la turbina del ventilador tiro inducido, se encontraron en mal estado ( rota su carátula), se tendría un efecto negativo, porque mostrara lecturas erróneas por lo que se recomienda la revisión o el cambio del mismo, ver figura 6.7.



**FIGURA 6.7 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN EN MAL ESTADO TURBINA  
TIRO INDUCIDO CALDERA C9**

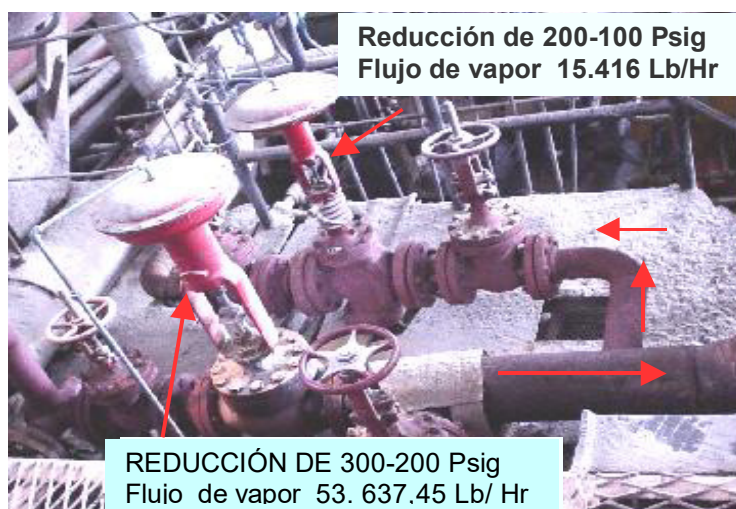
## **6.2 Sección Tandem de Molinos # 1.**

La sección Tandem de molinos es el lugar donde se procesa la caña de azúcar , es decir, desde su limpieza para luego pasar por las picadoras que son ejes colocados sobre los conductores accionados por turbinas, provistos de cuchillas giratorias que cortan los tallos de la caña y los convierten en astillas, dándoles un tamaño uniforme para facilitar así la extracción del jugo mediante presión utilizando para esto masas metálicas colocadas en serie

Es preciso indicar que esta industria tiene actualmente instalado dos Tandem de molinos, por lo que su capacidad de molienda es de 410 toneladas de caña hora

### **Estación Reductora de Presión Línea de 300 Psig a 200 Psig y 200 Psig a 100 Psig**

En la figura 6.8 se muestran dos válvulas reguladoras de presión colocadas en paralelo, estas se encuentran instaladas en la sección Tandem de molinos # 1, entre los accesorios están las válvulas a la entrada y a la salida, indispensables para un buen funcionamiento de las mismas.



**FIGURA 6.8 ESTACIÓN REDUCTORA DE PRESIÓN 300Psig A 200 Psig y 200Psig a 100 Psig**

**Recomendación:**

- Se recomienda instalar una trampa y filtro antes de estas válvulas para protegerlas de posibles golpes de ariete debido a que puede generar presencia de condensado al momento de arrancar los equipos, además de los agentes corrosivos que puedan existir por arrastre, y para la selección e instalación correcta se recomienda revisar el capítulo 5.

**Entrada a la turbina del Molino # 6**

En la tubería de entrada a la turbina del Molino # 6 se observaron fugas de vapor en las uniones de las bridas, y en una purga manual la cual se encuentra abierta y ubicada antes de ingresar a

la turbina, esto se traduce en desperdicio del mismo, ineficiencia del sistema y alto riesgo de causar lesiones a los trabajadores que circulan por el área, ver figura 6.9.



**FIGURA 6.9 FUGA DE VAPOR A TRAVÉS DE LOS ACCESORIOS DE INGRESO A LA TURBINA MOLINO # 6**

**Recomendación:**

- Se recomienda la instalación de un separador de vapor antes del ingreso a la turbina para evitar así que el condensado ingrese a la turbina y cause daños a los alabes de la turbina.
- Al colocar un separador de vapor se consigue a más de evitar que el condensado ingrese a la turbina, eliminar la purga

manual instalada y que actualmente conlleva a problemas de desperdicio de vapor.

### **Pierna Colectora Separador línea de 200 Psig tubería $\phi$ 10"**

En la línea de 200Psig se encuentra instalado un separador de vapor marca Anderson cuyo objetivo principal es evitar que el condensado ingrese al interior de la turbina, cabe indicar que al momento de inspeccionar este separador solo posee una purga manual de  $\phi$  1" instalada en la parte inferior del separador para drenar el condensado existente, ver figura 6.10 ( a ).



**FIGURA 6.10 ( a ) SEPARADOR DE VAPOR LÍNEA DE 200 Psig**

Otro aspecto que tenemos que indicar es que la purga se encontró abierta dejando escapar grandes cantidades de vapor, ver figura 6.10 ( b ), además podemos indicar que en interior del separador se escuchan ruidos fuertes por lo que podemos concluir que existe golpe de ariete en su interior.



**FIGURA 6.10 ( b ) PURGA ABIERTA DEL SEPARADOR DE VAPOR**

**Recomendación:**

- Se recomienda la instalación de un sistema de trampeo adecuado, con el objetivo de evitar que se siga desperdiciando vapor, que de alguna manera afecta a la economía de generación de vapor de la planta.



### **Fin de línea de 200 Psig**

La figura 6.11 muestra, un fin de línea de 200 Psig en la cual hallamos una pierna colectora instalada su dimensionamiento es correcto, pero al inspeccionar su sistema de trampeo se encontró que estaba fuera de servicio.



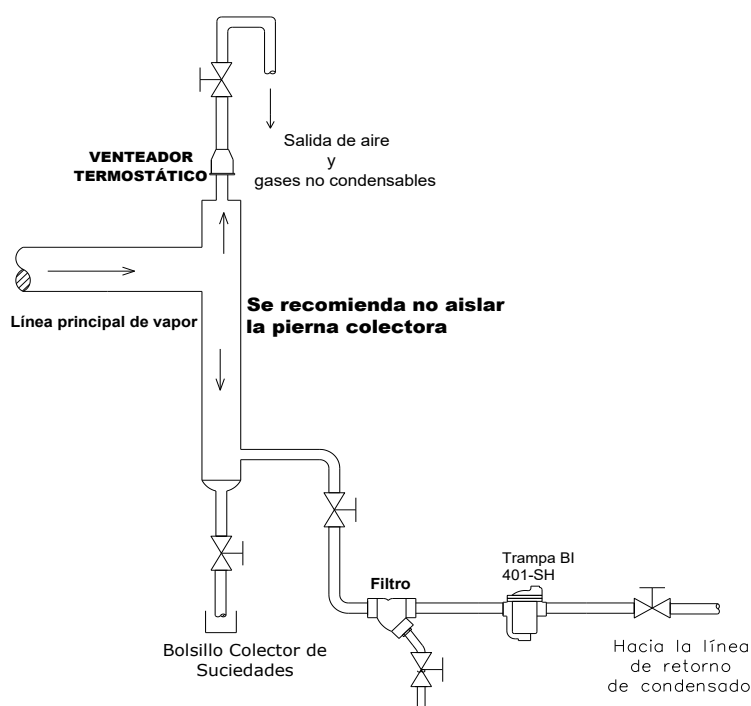
**FIGURA 6.11 PIERNA COLECTORA INSTALADA EN FIN DE LÍNEA DE 200PSIG**

### **Recomendación :**

- Para cuando se tiene el caso de fin de línea se recomienda instalar un venteador termostático de acero al carbono WT-3 el cuál opera hasta presiones de 600 Psig por lo que resistirá

temperaturas de hasta 485°F ver figura 6.12 o diagramas de instalaciones recomendadas al final de la tesis , el mismo tiene como función principal desalojar todo el aire del sistema ya que el aire posee buenas propiedades aisladoras y no permitirá una correcta transferencia de calor.

- Además se recomienda revisar el sistema de trampeo para verificar si la trampa de balde invertido instalada sirve o no.



**FIGURA 6.12 INSTALACIÓN Y UBICACIÓN RECOMENDADA PARA  
LOS ACCESORIOS A INSTALAR EN UNA PIERNA  
COLECTORA PARA UN FIN DE LÍNEA**

### **Ingreso a la turbina del segundo juego de cuchillas**

En la línea de entrada a la turbina del segundo juego de cuchillas existe una purga manual instalado en un filtro si el objetivo de este es evacuar el condensado que puede existir en la línea no es recomendable, porque al encontrarse el filtro instalado en posición vertical no garantiza que el condensado sea capturado, debido a que el filtro tiene como función principal atrapar cualquier suciedad o incrustación existente en la línea de vapor, y no cumplir la función que desempeña un separador de vapor que para este caso es lo recomendado usar, hay que indicar que al no poseer un sistema de trapeo que regule la purga de condensado, existe fuga de vapor presente, ver figura 6.13.



**FIGURA 6.13 PURGA MANUAL INSTALADA EN UN FILTRO**

### **6.3.Sección Tandem de Molinos # 2.**

De igual manera la sección Tandem de molinos # 2 cumple exactamente la misma función que la sección 6.2 anteriormente mencionada, para lo cual analizaremos los sistemas de mayor ineficiencia encontrada a lo largo de la inspección.

#### **Entrada a la Turbina Primer Juego de Cuchillas.**

Como podemos apreciar en la figura 6.14, nuevamente se tiene una purga manual de condensado, la misma que su toma se encuentra ubicada a un costado de la tubería de alimentación vertical.



**FIGURA 6.14 PURGA MANUAL INSTALADA EN LA PARTE LATERAL DE LA TUBERÍA DE INGRESO A LA TURBINA DEL PRIMER JUEGO DE CUCHILLAS**

Esta debería ser instalada en la parte inferior utilizando una purga automática que constituye un sistema de trampeo con esto se logrará garantizar la extracción de todo el condensado que pueda existir en el interior de la tubería, protegiendo así a la turbina de daños.

### **Línea de Alimentación a la Turbina del Molino # 1**

De la línea de distribución principal de vapor  $\phi 8''$  sale un ramal de  $\phi 6''$ , que suministra vapor que moverá a los alabes de la turbina del Molino 1; se puede observar un tramo de tubería no está aislado térmicamente, traduciéndose este en una pérdida de calor del vapor del sistema, provocando a la larga, que en el vapor recalentado se genere un vapor menos seco con presencia de gotitas de vapor debido a la disminución de su temperatura.

Aunque se constató que antes de la entrada de vapor a la turbina se tenía instalado un separador de vapor por lo cual recomendamos aislar este tramo para evitar así las pérdidas de calor que se generan y lesiones por quemaduras por parte de los operarios al tratar de maniobrar la válvula, ver figura 6.15.

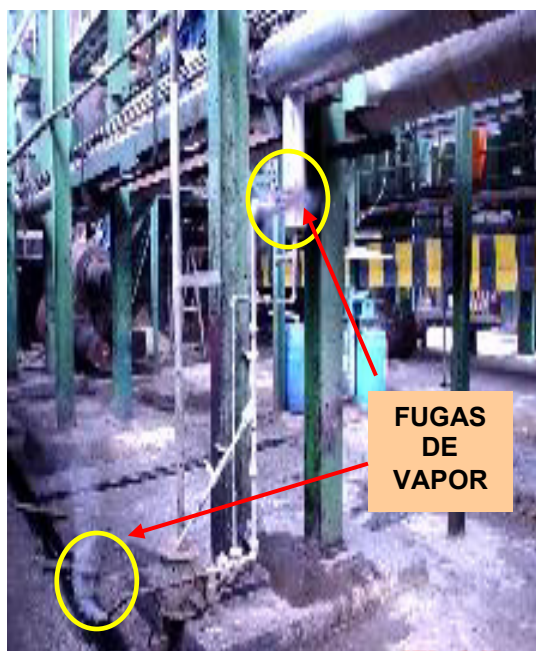


**FIGURA 6.15 TOMA SUPERIOR DE VAPOR PARA LA TURBINA  
MOLINO # 1**

**Línea Principal de distribución de Vapor : Tubería de  $\phi$  8"**

Siguiendo el recorrido de la línea de distribución de vapor encontramos una pierna colectora cuyo diámetro está mal dimensionado, ya que el mismo debería ser de 4".

Se puede observar en la figura 6.16, una fuga a través de la válvula antes de la trampa, la cual debe ser eliminada para evitar pérdidas de vapor y además por seguridad de los operadores que tienen a cargo realizar el mantenimiento de esta área, ya que no se podrá manipular esta válvula por estar demasiado caliente, traduciéndose en lesiones si llegaran a tener contacto con ella.



**FIGURA 6.16 PIERNA COLECTORA MAL DIMENSIONADA  
Y PRESENCIA DE FUGAS DE VAPOR  
EN VÁLVULAS Y TRAMPA A VAPOR**

#### **Entrada a la turbina del Molino # 4**

El problema que se presenta a continuación es similar al caso descrito en la turbina del segundo juego de cuchillas Tandem de molinos # 1.

En este lugar se encuentra instalada una purga manual en el filtro la cual se encontró abierta al momento de la inspección, ocasionando perdidas de vapor, ver figura 6.17.

Recomendamos seguir las consideraciones anotadas para el caso de la turbina del segundo juego sección Tandem # 1, para así evitar perdidas en el futuro.



**FIGURA 6.17 FUGA DE VAPOR EN PURGA MANUAL ABIERTA TURBINA  
MOLINO # 4**

#### **Líneas de descarga ( vapor de escape )**

Todas las líneas de descarga son las salidas de vapor de las turbinas, las misma que una vez que se expansiona el vapor en el interior de la turbina, su escape que es clase de vapor con características de saturación es utilizado para calentamientos en el proceso, por lo que en esta área de proceso se trabajará solo con vapor saturado.



## **Sección Tandem de Molinos # 2**

### **Línea de Descarga de la turbina de la Desfibradora**

En la figura 6.18, podemos observar una purga de condensado instalada en la parte inferior de la línea de descarga de la turbina de la desfibradora de caña, esta purga se encuentra totalmente abierta dejando escapar aparte del condensado, vapor.

La pierna colectora no está correctamente dimensionada, lo que hace ineficaz la recolección de condensado, e incluso puede darse que el vapor arrastre hacia el interior de la tubería impurezas y aire lo cual es perjudicial.



**FIGURA 6.18 FUGA DE VAPOR EN LÍNEA DE DESCARGA TURBINA  
DESFIBRADOR**

Recomendamos instalar una pierna colectora de  $\phi$  6", la misma que debe tener una purga de fondo para que trabaje como bolsillo de suciedad y una toma lateral donde deberá ir instalado un sistema de trampeo adecuado.

### **Línea principal de descarga tubería de $\phi$ 20"**

En la figura 6.19, podemos observar la línea de descarga de la desfibradora, esta purga se encuentra totalmente abierta dejando escapar vapor además de condensado.

Los problemas encontrados son similares a los del caso anterior, y debido a que también se presenta el inconveniente de espacio reducido, , por lo tanto las recomendaciones son las mismas que en el caso de la desfibradora anterior.

El diámetro mínimo de la pierna colectora debe ser de  $\phi$ 10" como mínimo, además se puede observar el mal estado en que se encuentra el aislamiento térmico, se recomienda arreglar este daño para no desperdiciar parte de la energía calorífica contenida en el vapor que es vital para el uso en el proceso donde se desea aprovechar al máximo el calor latente que posee.



**FIGURA 6.19 LÍNEA PRINCIPAL DE DESCARGA TUBERÍA  $\phi 20''$**

**Línea Principal de descarga después de la Turbina del**

**Molino # 3**

En la línea principal de vapor de escape tubería de  $\phi 22''$  posee una pierna colectora mal dimensionada de  $\phi 3/4''$ , la cual no posee un sistema adecuado de recolección de condensado, se puede apreciar además en la figura 6.20, que la válvula esta completamente abierta escapando así vapor.

Se recomienda instalar una pierna colectora de  $\phi 10''$  con su respectivo sistema de trampeo para así evitar esta fuga excesiva de vapor, que afecta directamente a la eficiencia del sistema, para mas detalles revisar al final de esta tesis el diagrama donde se indica como debe ser instalado correctamente.



**FIGURA 6.20 PIERNA COLECTORA MAL DIMENSIONADA EN LA LÍNEA PRINCIPAL DE DESCARGA TUBERÍA  $\phi 22''$**

#### **6.4 Sección Planta Eléctrica.**

##### **Línea de Principal de Descarga Turbogenerador Eléctrico**

En la figura 6.21, se aprecia un correcto dimensionamiento de la pierna colectora pero se debería verificar su longitud se recomienda que sea de 72 cm, como mínimo, además la salida de la línea de condensado es incorrecta, puesto que debe hacerse por el costado, dejando este desfogue para la ubicación de la purga de suciedades, ver figura 6.12.



**FIGURA 6.21** PIERNA COLECTORA INSTALADA EN LA LÍNEA DE SALIDA DEL TURBOGENERADOR TUBERÍA  $\phi$  20"

## **6.5 Sección Evaporadores-Tachos-Secadoras de Azúcar.**

### **Evaporación:**

La evaporación es un proceso que se utiliza tanto en la fabricación y refinación del azúcar crudo de caña con el fin de evaporar el agua presente en la solución de azúcar para así obtener un producto final cristalino (3).

La evaporación se lleva a cabo en dos etapas:

1. La primera se lleva a cabo en una estación de evaporación de múltiples etapas con el fin de concentrar la solución de azúcar, ver figura 6.22 (a) y (b).
2. La segunda se lleva a cabo en un recipiente denominado tacho operado al vacío cuyo objetivo es poder cristalizar el azúcar de la solución

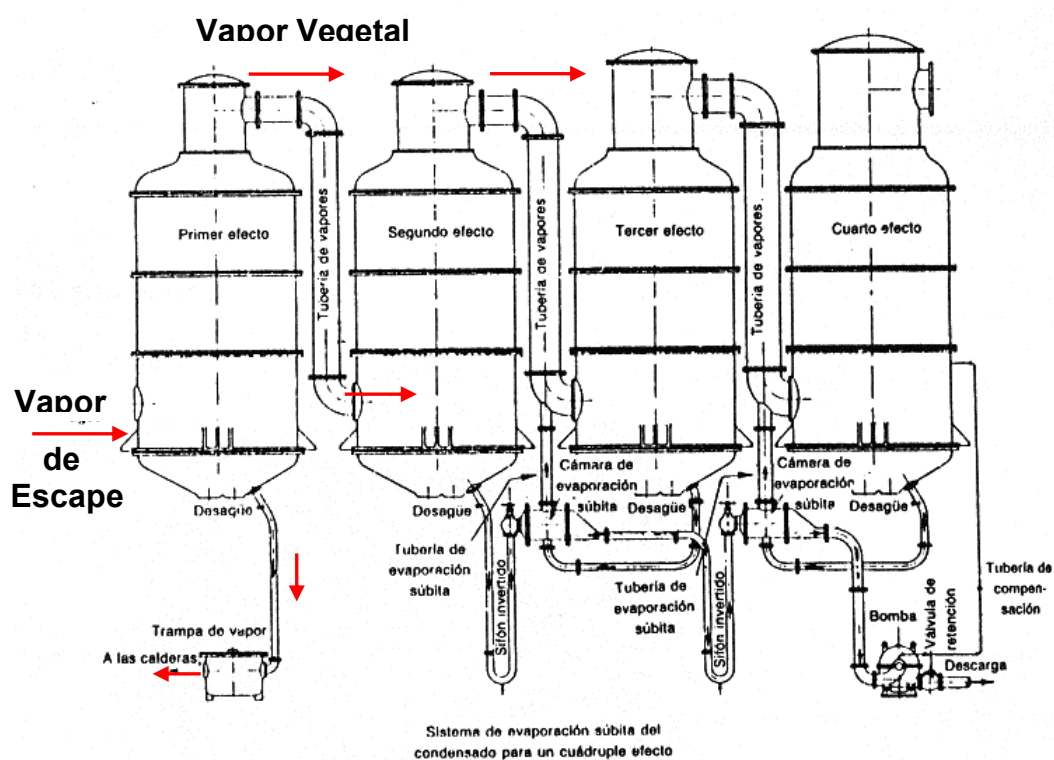
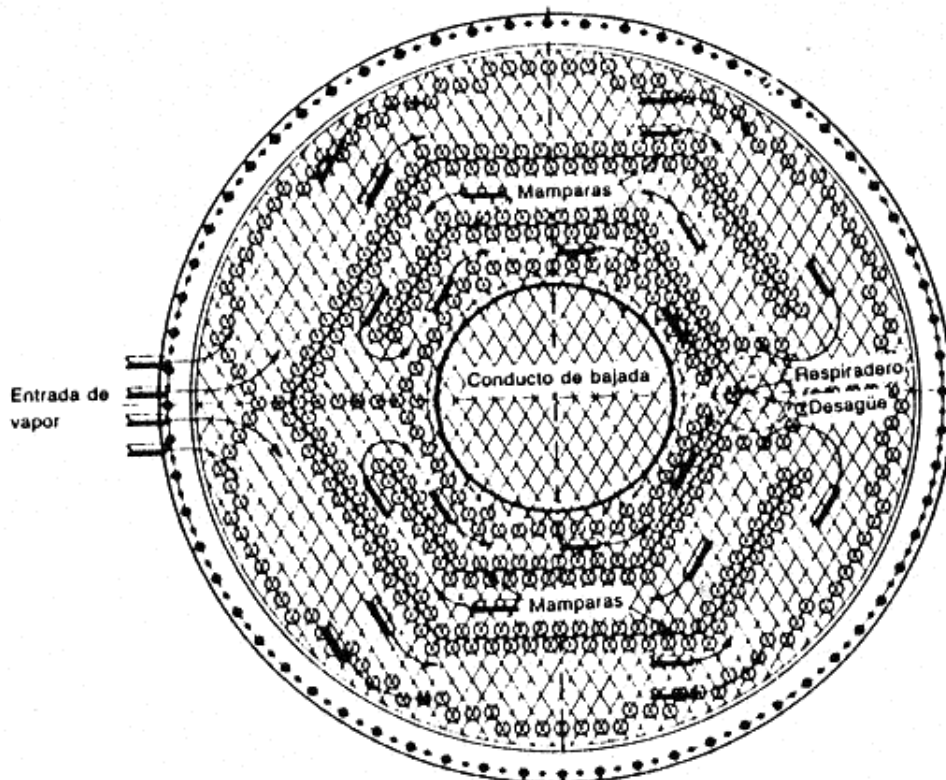


FIGURA 6.22 ( a ) SISTEMA DE EVAPORACIÓN UTILIZADO EN INGENIOS AZUCAREROS



**FIGURA 6.22 ( b ) CORTE TRANSVERSAL DEL INTERIOR DE UN  
EVAPORADOR ( CALANDRIA )**

**Entrada pre evaporador Principal Línea de vapor de escape**  
**Tubería de  $\phi 36''$ .**

La figura 6.23, muestra un tanque pre-evaporador con un área de 25000 ft<sup>2</sup> que trabaja con vapor de escape a una presión de 20 Psig aproximadamente, el mismo que posee dos tomas laterales

de  $\phi 24''$ , cabe recalcar que este tanque posee un sistema de drenaje de condensado automático es decir controlado por medio de una válvula que censa el nivel de condensado que se forma, la misma que al momento de la revisión se encontró que su sistema de accionamiento automático de nivel no trabajaba correctamente , por lo que se recomienda revisarlo.



**FIGURA 6.23 PRE-EVAPORADOR PRINCIPAL CON UNA ÁREA DE CALENTAMIENTO DE 25.000 Ft<sup>2</sup>**

### **Calentadores Horizontales Primarios de Jugo**

La figura 6.24, muestra calentadores horizontales multitubulares de jugos primarios los cuales constan de cuatro grupos de seis

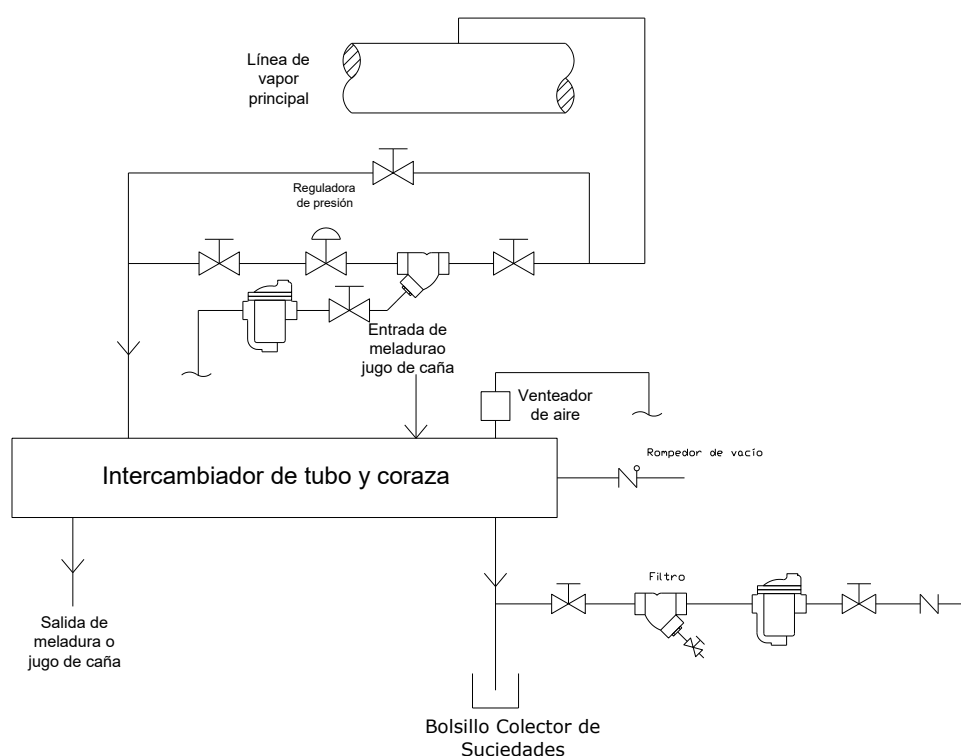


calentadores c/u, los mismos que al inspeccionarlos se observó el deterioro del aislamiento térmico, por lo que se debe reemplazarlo para así evitar pérdidas de energía calorífica al ambiente. Se constató además que en algunos calentadores no poseen rompedores de vacío y venteadores, la extracción de condensado es por sifón, no siendo recuperado este condensado por tener presiones y temperaturas muy pequeñas de trabajo, similar a los que se utiliza en los evaporadores de segundo efecto, ver figura 6.22 ( a ).



**FIGURA 6.24 CALENTADORES TIPO MULTITUBULAR PARA  
CALENTAMIENTO DE JUGOS PRIMARIOS**

Este problema también lo presentan el resto de los calentadores de jugo, debido a esto , mostraremos a continuación la figura 6.25, la cual nos indica como deben estar correctamente instalado los accesorios recomendados los mismo que ayudarán, a que el sistema , obtenga una mejor eficiencia de funcionamiento.



**FIGURA 6.25 INSTALACIÓN Y UBICACIÓN RECOMENDADA PARA LOS ACCESORIOS EN UN INTERCAMBIADOR MULTITUBULAR PARA CALENTAMIENTO DEL JUGO DE CAÑA**

### Línea de Alimentación de los Calentadores de Jugo Secundarios

Nuevamente encontramos el mismo problema, la salida de la línea de extracción de condensado es incorrecta, aunque el dimensionamiento de la pierna colectora es correcta pero se recomienda verificar la longitud, ver figura 6.26.



**FIGURA 6.26 LÍNEA DE EXTRACCIÓN DE CONDENSADO MAL INSTALADA**

### Tanque Distribuidor Flash

Nombrado de esta manera porque este tanque recibe todo el jugo calentado en las diferentes etapas de los calentadores (primarios,

secundarios, terciarios), con el objetivo principal de eliminar todos los vapores no condensables presentes en el jugo, donde nuevamente es enviado a ser calentado mediante la utilización de intercambiadores de placas Alfa Laval , para luego pasar hacia la sección de evaporación, ver figura 6.27 .

Se podría reutilizar el vapor flash y gases no condensables para procesos que demanden calentamiento de temperaturas menores a 60°C.



**FIGURA 6.27 TANQUE DISTRIBUIDOR FLASH**

### **Calentador de Placas Alfa Laval**

Hay que indicar que existen dos equipos colocados en serie, los cuales tienen similares características de diseño, pero con diferentes condiciones de operación, al realizar la inspección

encontramos una pierna colectora mal dimensionada instalada en la línea de ingreso al intercambiador, por lo que se recomienda instalar una pierna colectora correctamente dimensionada, para así poder aprovechar al máximo el calor latente del vapor que ingresa.

Debido a que esta clase de intercambiadores de calor poseen características de diseño especiales que los diferencian de los intercambiadores de calor tipo multitubular, siendo estos altamente eficientes y compactos al poseer valores muy elevados de coeficiente de transferencia de calor, por lo que se recomienda aislar la tubería de ingreso e instalar en la pierna colectora un sistema de extracción de condensado que será vital para que este sistema opere correctamente, ver figura 6.28.



**FIGURA 6.28 INTERCAMBIADOR DE PLACAS ALFA-LAVAL**

### **Torre de Sulfatación**

La torre de sulfatación utiliza un sistema de venturi al cuál se le inyecta vapor directo a una presión de 100 Psig, el condensado en esta estación no es recuperable.

Cabe señalar que existen fugas de vapor en las uniones de bridas y que los instrumentos como manómetros no sirven, por lo que se recomienda cambiar estos instrumentos, ver figura 6.29.

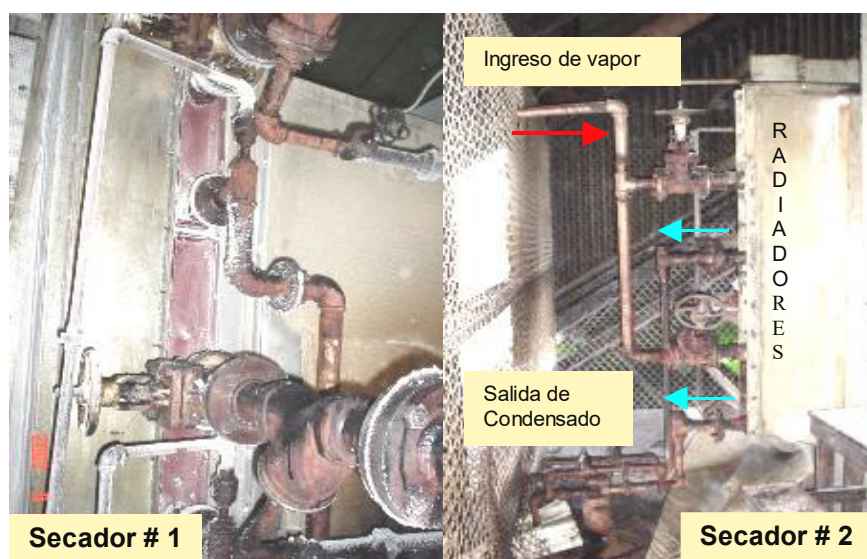


**FIGURA 6.29 TORRE DE SULFATACIÓN**

### **Secadora Rotatoria de Azúcar # 1 y # 2.**

En esta área encontramos instalado dos secadoras rotatorias de azúcar, en la primera secadora tenemos instalado un banco con tres radiadores colocados en serie y en el segundo dos radiadores

, ver figura 6.30, los mismos que están conectados a una sola línea de descarga de condensado, el primer secador posee dos trampas de BI colocadas en paralelo, esta tipo de instalación tiene un problema de cortocircuito, es decir, que solo permitirá el drenado de condensado solamente a los radiadores que en la descarga tengan mayor presión, obteniéndose así un anegamiento del sistema de radiadores y por consiguiente pérdidas por eficiencia de calentamiento y daños por corrosión en los radiadores, otro aspecto importante que tenemos que mencionar es que los dispositivos de control de temperatura no sirven.

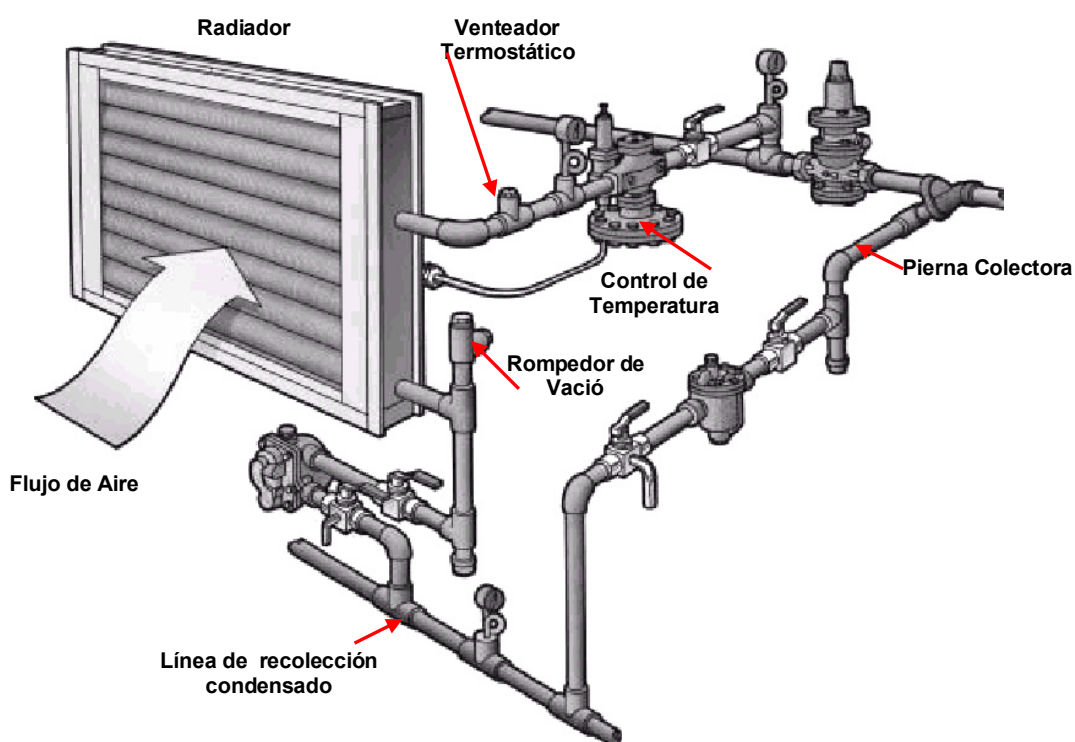


**FIGURA 6.30 RADIADORES DE LA SECADORA DE AZÚCAR # 1Y #2**

**Recomendamos** instalar una trampa por cada radiador, el mismo que debe ser de preferencia de flotador y termostato, así como

también instalar rompedores de vacío para tener un fluido drenaje de condensado sin posibilidad de taponamiento o golpes de ariete.

Los venteadores de aire termostáticos instalados ayudan a eliminar el aire y los gases no condensables del sistema, ya que pueden producir corrosión de forma inmediata, para esto recomendamos instalar un controlador de presión y temperatura para mantener un sistema confiable y eficiente, ver la figura 6.31.



**FIGURA 6.31 DIAGRAMA DE INSTALACIÓN DE RADIADOR CON CONTROLADOR DE TEMPERATURA**



### **Tanque # 1 de agua Caliente Sección Clarificación.**

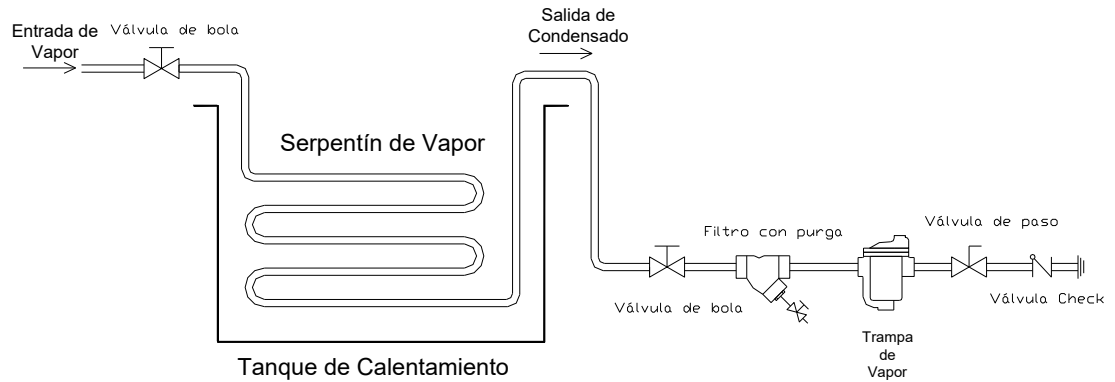
El tanque que se muestra en la figura 6.32, posee un serpentín en su interior alimentado con vapor a 100 Psig, al momento del chequeo se observó (ver figura) que la trampa no trabaja y que por el filtro escapa abundante agua. Se supone que el serpentín en el interior está averiado ( roto ).



**FIGURA 6.32 TANQUE DE CALENTAMIENTO DE AGUA**

Se **recomienda** chequear el serpentín, y la partes internas de la trampa, para verificar si sirve o no, por otro lado el condensado generado es llevado a una línea de retorno elevado por lo que se necesitará adicionar válvulas de retención en su retorno, esto garantizará que se tenga un buen drenaje de condensado cuando

la trampa este operando a máxima capacidad con una presión diferencial mínima, ver diagrama recomendado figura 6.33.



**FIGURA 6.33 DIAGRAMA DE INSTALACIÓN RECOMENDADA PARA EL TANQUE DE CALENTAMIENTO DE AGUA**

# CAPÍTULO 7

## 7. DIMENSIONAMIENTO DE LAS TUBERÍAS PRINCIPALES DE VAPOR.

Como ya mencionamos en el capítulo 3, el sistema de distribución de vapor constituye el objetivo principal de la generación de vapor desde la caldera hacia los diferentes puntos o centros de consumo, por lo cual, es importante tener presente, que para este tipo de industria azucarera donde la utilización de **vapor recalentado** es primordial, el dimensionamiento de las tuberías de vapor resulta ser un factor importante debido a las altas velocidades que se manejan para este tipo de vapor.

Entonces un incorrecto dimensionamiento y montaje de las tuberías de vapor hace que no llegue a la presión y temperatura deseados, además puede provocar golpes de ariete y erosiones en la tuberías.

El aire y la humedad son dos elementos indeseables en el vapor por las siguientes causas:

- El aire contenido en el vapor hace disminuir la temperatura ;
- La humedad en cambio hace disminuir su valor o poder calorífico.

### **7.1 Parámetros Necesarios para Dimensionar Tuberías de Vapor.**

Los parámetros necesarios para dimensionar tuberías de vapor que utilizan vapor recalentado serán los siguientes:

**Caudal másico:** El caudal másico representa la cantidad de vapor que fluye a través de la tubería de vapor, que se quiere dimensionar.

**Presión de vapor:** Es aquella presión que se registra al comienzo de la tubería que se va a dimensionar.

**Temperatura de vapor :** Si bien es cierto este es otro parámetro importante y junto con la presión definen las diferentes propiedades termodinámicas que posee el vapor recalentado

**Caída de presión máxima admisible:** Es la máxima caída de presión que se puede admitir en el tramo de la tubería que se está dimensionando. Esta caída de presión no debe exceder 20% de la

presión máxima en la caldera. Este valor debe incluir todas las caídas de presión originadas en los tubos, en los codos, y en las válvulas. Recuérdese que una caída de presión es una pérdida de energía.

Existen por lo tanto factores importantes que definen el diámetro de las tuberías en un sistema de vapor, así tenemos:

- El vapor utilizado en este tipo de industria es **vapor recalentado** debido a que posee turbinas a vapor las mismas que son sensibles a la presencia de vapor saturado en el sistema.
- Mientras más baja sea la presión, mayor tamaño de tubería se requerirá debido al incremento del volumen específico.
- A mayor caudal ( mayor velocidad ) se incrementa la caída de presión para un determinado diámetro de tubería
- **Velocidad de vapor:** La velocidad incrementa el nivel de erosión y ruido en las tuberías, debido a la alta velocidad que acompaña a toda caída de presión, ver tabla 14.

TABLA 14

### VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS

CONDICIONES			Velocidad Razonable	
Fluido	Presión ( Lbs / Pulg <sup>2</sup> )	Usuarios	Pies / Min	Km / Hr
Agua.	50 -150	Servicios Generales	300 - 600	5.4 - 11
Agua.	> 150	Alimentación a Calderas	600 - 1,200	11--22
Vapor Saturado.	0 -15	Calefacción	4,000 - 6,000	73 - 109
Vapor Saturado.	> 50	Varios	6,000 - 10,000	109 - 182
Vapor Sobrecalentado ó vapor recalentado.	> 200	Turbinas a vapor	9,000 - 13,500	165 - 247

- Potencial de crecimiento en el futuro, el tamaño de las tuberías se debe definir sobre la base de las condiciones contempladas para el futuro.

#### 7.2. Procedimiento de Cálculo de Tuberías de vapor.

##### **Caso 1: Dimensionamiento de tuberías que conducen vapor recalentado**

Antes de realizar el cálculo respectivo del dimensionamiento de tubería principales de vapor, debemos tener en consideración que en la Industria Azucarera se trabaja principalmente con **vapor recalentado** para consumo de cada turbina y debido a las presiones y velocidades que se tiene, utiliza tubería Schedule 80, en la succión de cada turbina.

Cuando se tiene que dimensionar tuberías que conducen vapor recalentado se debe seguir el siguiente procedimiento:

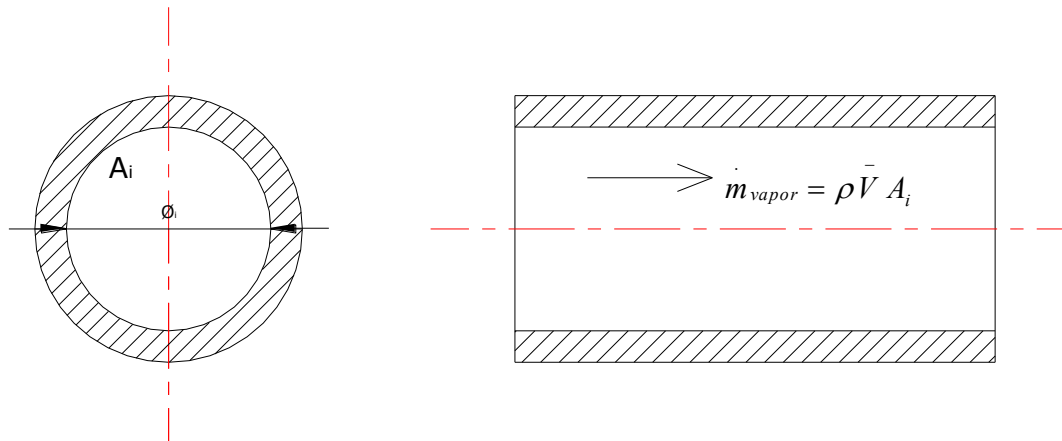
**Paso 1:** Divida el flujo de vapor requerido por el factor de corrección para vapor recalentado tabla 15 , este nos dará un valor de flujo de vapor saturado equivalente (12).

**TABLA 15**

**FACTOR DE CORRECCIÓN : VAPOR RECALENTADO**

Gauge Pressure PSI	Saturated Temp. °F	TOTAL STEAM TEMPERATURE IN DEGREES FARENHEIT																										
		340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600	620	640	660	680	700	720	740	760					
15	250	.99	.99	.98	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.83	.83	.82						
20	259	.99	.99	.98	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.83	.83	.82						
40	287	1.00	.99	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.84	.83	.82						
60	308	1.00	.99	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.84	.83	.82						
80	324	1.00	1.00	.99	.99	.98	.97	.96	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.84	.83	.82						
100	338	-	1.00	1.00	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.85	.84	.83	.82					
120	350	-	1.00	1.00	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.85	.84	.83	.82					
140	361	-	-	1.00	.99	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.85	.84	.83	.82						
160	371	-	-	-	1.00	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.83	.82					
180	380	-	-	-	1.00	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.83	.82					
200	388	-	-	-	1.00	.99	.99	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.83	.82					
220	395	-	-	-	1.00	1.00	.99	.98	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.84	.83					
240	403	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.97	.96	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.84	.83					
260	409	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.97	.96	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.85	.84	.83					
280	416	-	-	-	-	1.00	1.00	.99	.97	.96	.95	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.85	.84	.83					
300	422	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.95	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.86	.85	.84	.83					
350	436	-	-	-	-	-	1.00	1.00	.99	.97	.96	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.83					
400	448	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.95	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.84					
450	460	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.96	.94	.93	.92	.91	.89	.88	.87	.86	.86	.84	.84					
500	470	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84					
550	480	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.95	.94	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84					
600	489	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.94	.93	.92	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84					
650	497	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.95	.94	.92	.91	.90	.89	.87	.86	.86	.85					
700	506	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.96	.94	.93	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85				
750	513	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	1.00	.98	.96	.95	.93	.92	.90	.89	.88	.87	.86	.85			
800	520	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.95	.94	.92	.91	.90	.88	.87	.86	.85			
850	527	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.94	.93	.92	.90	.89	.88	.87	.86		
900	533	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	1.00	.99	.97	.95	.93	.92	.90	.89	.88	.87	.86	
950	540	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.95	.94	.92	.91	.89	.88	.87	.86	
1000	546	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.94	.93	.91	.90	.89	.87	.86

**Paso 2:** Una vez determinado este valor podemos usar la ecuación de continuidad ecuación 7.1, mostrada a continuación :



$$\dot{m}_{vapor} = \rho \bar{V} A_i, \text{ ecuación 7.1}$$

Despejando la ecuación anterior el área interna tenemos:

$$A_i = \frac{\dot{m}_{vapor}}{\rho \bar{V}} \quad \text{ó} \quad A_i = 2.4 \frac{\dot{m}_{vapor} v_s}{\bar{V}} \text{ ecuación 7.2}$$

Donde:

2.4 : Es un factor de corrección de unidades.

$\dot{m}_{vapor}$  = Flujo másico de vapor ( Lb<sub>mvapor</sub> / hr. )

$v_s$  = Volumen específico del vapor ( Ft<sup>3</sup>/ Lb<sub>m</sub> )

$\bar{V}$  = Velocidad promedio del vapor ( Ft / min )

$A_i$  = Área transversal interna de la tubería ( in<sup>2</sup> )



**Paso 3:** Una vez determinada el área transversal interna de la tubería, procedemos a determinar su diámetro, ya sea utilizando la tabla 16, o la ecuación 7.3 siguiente:

**TABLA 16**  
**DIMENSIONES DE TUBERÍAS SCHEDULE 80**

Size Inches	Diameters			Transverse Areas			Length of Pipe per Sq. Foot of		Cubic Feet per Foot of Pipe	Weight per Foot Pounds	Number Threads per Inch of Screw
	External Inches	Internal Inches	Nominal Thickness Inches	External Sq. Ins.	Internal Sq. Ins.	Metal Sq. Ins.	External Surface Feet	Internal Surface Feet			
1/8	.405	.215	.095	.129	.036	.093	9.431	17.750	.00025	.314	27
1/4	.540	.302	.119	.229	.072	.157	7.073	12.650	.00050	.535	18
3/8	.675	.423	.126	.358	.141	.217	5.658	9.030	.00098	.738	18
1/2	.840	.546	.147	.554	.234	.320	4.547	7.000	.00163	1.00	14
3/4	1.050	.742	1.54	.866	.433	.433	3.637	5.15	.00300	1.47	14
1	1.315	.957	.179	1.358	.719	.639	2.904	3.995	.00500	2.17	11½
1½	1.660	1.278	.191	2.164	1.283	.881	2.301	2.990	.00891	3.00	11½
1¾	1.900	1.500	.200	2.835	1.767	1.068	2.010	2.542	.01227	3.65	11½
2	2.375	1.939	.218	4.430	2.953	1.477	1.608	1.970	.02051	5.02	11½
2½	2.875	2.323	.276	6.492	4.238	2.254	1.328	1.645	.02943	7.66	8
3	3.500	2.900	.300	9.621	6.605	3.016	1.091	1.317	.04587	10.3	8
3½	4.000	3.364	.318	12.56	8.888	3.678	.954	1.135	.06172	12.5	8
4	4.500	3.826	.337	15.90	11.497	4.407	.848	.995	.0798	14.9	8
5	5.563	4.813	.375	24.30	18.194	6.112	.686	.792	.1263	20.8	8
6	6.625	5.761	.432	34.47	26.067	8.300	.576	.673	.1810	28.6	8
8	8.625	7.625	.500	58.42	45.663	12.76	.442	.501	.3171	43.4	8
10	10.750	9.564	.593	90.76	71.84	18.92	.355	.400	.4989	64.4	8
12	12.750	11.376	.687	127.64	101.64	26.00	.299	.336	.7058	88.6	8
14	14.000	12.500	.750	153.94	122.72	31.22	.272	.306	.8522	107.0	8
16	16.000	14.314	.843	201.05	160.92	40.13	.238	.263	1.117	137.0	8
18	18.000	16.126	.937	254.85	204.24	50.61	.212	.237	1.418	171.0	8
20	20.000	17.938	1.031	314.15	252.72	61.43	.191	.208	1.755	209.0	8
24	24.000	21.564	1.218	452.40	365.22	87.18	.159	.177	2.536	297.0	8

De la ecuación 7.2 tenemos

$$A_i = 2.4 \frac{\dot{m}_{vapor} V_S}{\bar{V}} = \frac{\pi \phi_i^2}{4}$$

Despejando el diámetro tenemos lo siguiente:

$$\phi_i = \sqrt{\frac{4A_i}{\pi}} ; \text{ecuación 7.3}$$

Donde:

$\phi_i$  = Diámetro interno de la tubería ( in )

$A_i$  = Área transversal interna de la tubería ( in<sup>2</sup> )

**Caso 2: Dimensionamiento de tuberías que conducen vapor de escape.**

Una vez que el vapor recalentado pasa y se expande isoentrópicamente a través de la turbina se produce una caída substancial de presión de 300 Psig a 20 Psig, este tipo de vapor llamado **vapor de escape** a una presión de 20 Psig, es utilizado para el proceso en evaporadores , tachos, calentadores de jugo, por lo que la tubería utilizada, es una tubería de acero al carbono ASTM A - 53 Schedule 40.

Obviamente la velocidad del vapor de escape es diferente a la del vapor recalentado, por ese motivo en la tabla 17 , se muestra diferentes rangos de velocidades del vapor de escape dependiendo de la norma aplicada en diferentes países, por tal motivo una velocidad óptima promedio que puede ser utilizada para dimensionar tuberías que conducen vapor de escape será la siguiente  $\bar{V} = ( 105.5 \text{ Pies / Seg } \text{ ó } 6,330 \text{ Pies/ min. } )$

TABLA 17

**VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE  
TUBERÍAS QUE TRANSPORTAN VAPOR DE ESCAPE**

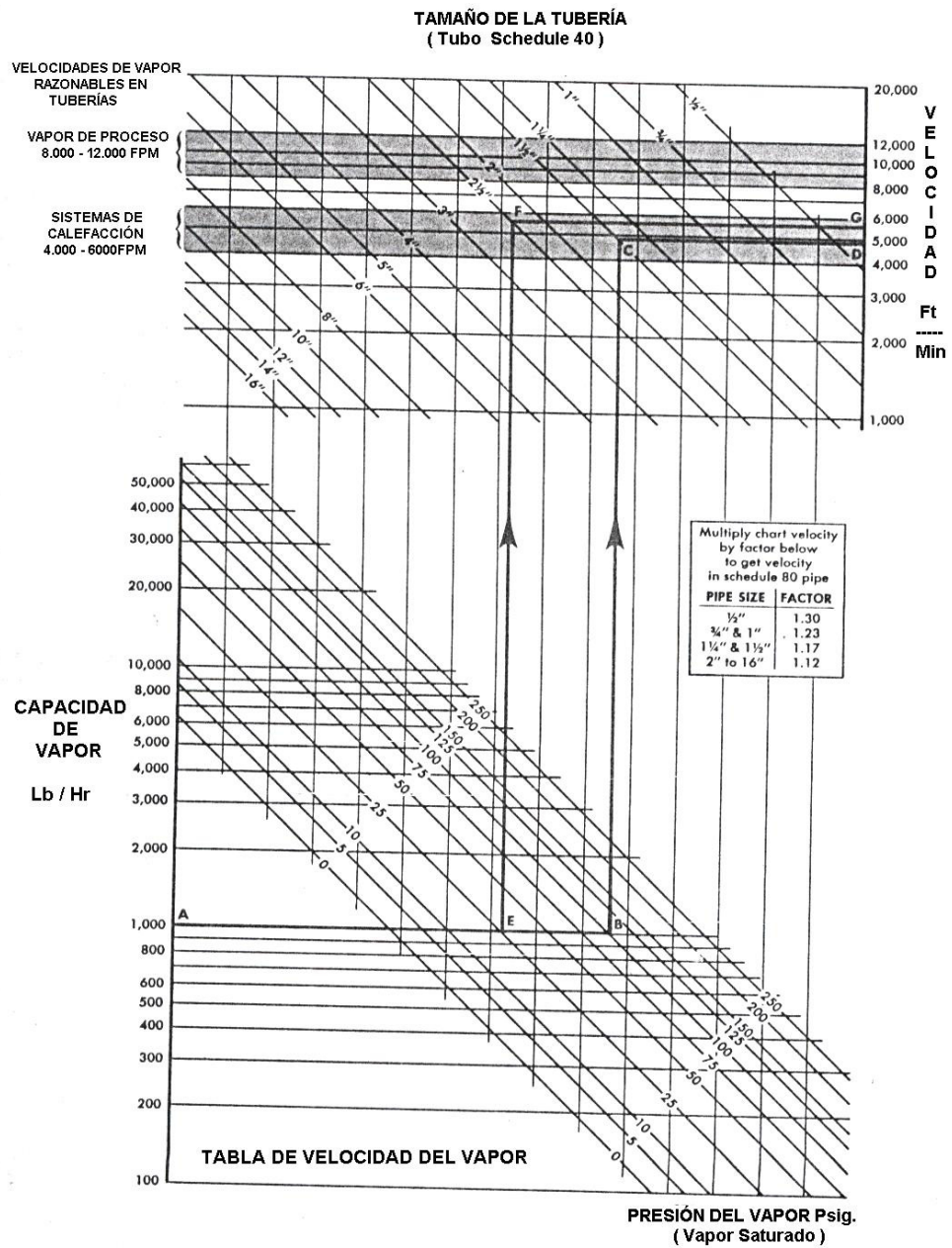
Fluido : Vapor de Escape		
Norma Estándar	( Pies / Seg) - ( Pies/Min)	( Pies / Seg) - ( Pies/Min)
POWER PLANT ENG	66 - 3.960	100 - 6.000
C.E.P.I - CUBA	100 - 6.000	170 - 10.200
AMERICAN PRACTICAL	98 - 5.880	147 - 8.820
NORMA FRANCESA	65 - 3.900	98 - 5.880
PROMEDIO	82,25 - 4.935	128,75 - 7.725

Cuando se tiene que dimensionar tuberías que conducen vapor de escape se puede elegir usar las ecuaciones 7.2 y 7.3, o seguir un procedimiento sencillo y rápido, mediante la utilización de diagramas experimentales mostrado a continuación (12):

**Paso 1** : Se entra a la figura 7.1, por la parte inferior izquierda con el caudal de vapor que va a circular por el tramo de la tubería, luego es necesario desplazarse horizontalmente hacia la derecha hasta interceptar la línea de presión que corresponda a dicho caudal.

**Paso 2**: A partir de este punto de intercepción se asciende verticalmente en el diagrama hasta interceptar con la línea de

velocidad óptima promedio ( $\bar{V} = 105.5$  Pies/Seg ó 6,330 Pies/Min ),  
 que se encuentre dentro del rango recomendado, tabla 16.



**FIGURA 7.1 DIAGRAMA PARA DIMENSIONAR TUBERÍAS DE VAPOR**

**Paso 3:** Inmediatamente se deberá leer el diámetro de la tubería, el cual se indica en las líneas inclinadas. Si el punto de intersección se encuentra entre dos líneas de estas, se deberá tomar el diámetro inmediato superior.

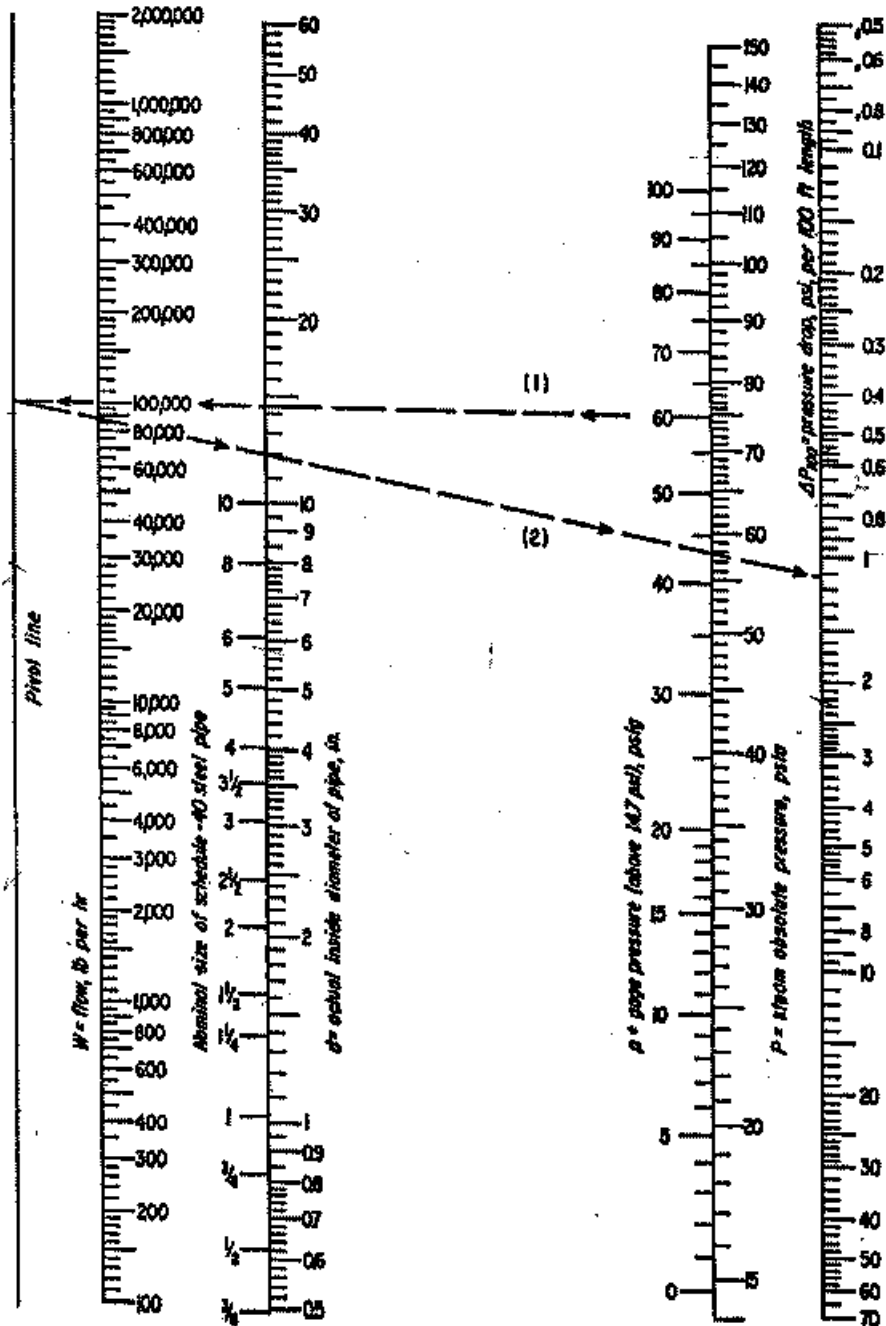
**Paso 4:** Posteriormente, se calcula la caída de presión empleando la figura 7.2, para dicho efecto, se entra al diagrama ubicando los valores de caudal de vapor y presión en la línea, luego trazamos una línea que pase por estos valores hasta interceptar la línea pivote, luego de esto, nuevamente trazamos una línea que intercepte la línea de pivote con el valor del diámetro conocido (paso 3).

**Paso 5:** A partir de este punto de intercepción, leemos el valor de caída de presión por cada 100 ft de tubería.

Hay que indicar que los valores tabulados en el nomograma figura 7.2 , son valores derivados de la ecuación de Darcy

$$\left( \Delta P_{100}' = \frac{6.44 \times 10^{-3} \dot{m}_{vapor}^{1.83}}{d^{4.83} P^{0.913}} \right), \text{ y la aproximación del factor de}$$

$$\text{fricción de } \left( \frac{0.1778}{R^{0.17}} \right).$$



**FIGURA 7.2 NOMOGRAMA PARA DETERMINAR CAÍDAS DE PRESION POR CADA 100 Ft DE TUBERÍA QUE CONDUCE VAPOR SATURADO**

Referencia: ARMSTRONG MACHINE WORKS-Three Rivers-Michigan,USA

### **Ejemplo de aplicación de Cálculo del dimensionamiento de Tuberías Principales de Vapor.**

Este ejemplo de dimensionamiento de tuberías que conducen vapor recalentado o vapor de escape tiene por objetivo principal comparar el valor que se obtiene utilizando las condiciones, ecuaciones y diagramas experimentales conocidos, con el valor del diámetro de tubería que se encuentran instalados actualmente en esta compañía azucarera

Para lo cual consideremos el diagrama de balance energético ( ver plano 1 ), donde se indica el consumo que tiene actualmente los equipos consumidores de vapor distribuidos en esta planta.

#### **Caso # 1 : Dimensionamiento de tuberías que conducen vapor recalentado**

Para este análisis consideremos las condiciones de trabajo de alimentación de vapor para la turbina ubicada en la sección de Tandem de molinos # 1, la misma que desplaza a una prensa de rodillos # 1, también denominado molino 1, sus parámetros de funcionamiento son los siguientes:

### Molino 1

#### Parámetros de dimensionamiento:

Caudal de vapor:	7.650 Lb <sub>vapor</sub> /hr
Presión del vapor al inicio del tramo	P = 200 Psig = 215 Psia
Temperatura del vapor	T <sub>vapor</sub> = 465 ° F
Velocidad promedio del vapor recalentado	11.250 Ft /min
Volumen específico del vapor	2,4099 Ft <sup>3</sup> /Lb <sub>m</sub>

Siguiendo el **paso 1** tenemos lo siguiente:

Factor de corrección( tabla 15, valor interpolado):	0.9875
Caudal de vapor corregido:	7.746,83 Lb <sub>vapor</sub> /hr

Siguiendo el **paso 2**, tenemos lo siguiente:

Área transversal interna de la tubería( ec.7.2 )	3,982in <sup>2</sup>
--	----------------------

Una vez determinada el área transversal interna de la tubería, procedemos a determinar su diámetro, ya sea utilizando la tabla 16, o la ecuación 7.3,( **paso 3** ) :

Diámetro de la tubería ( Schedule 80 ):	2-1/2"
---	--------

Caída de presión ((ver ec. Pág. 167)-figura 7.2): 6,86 Psigx100 Ft de tubería.



## **Caso # 2: Dimensionamiento de tuberías que conducen vapor de Escape**

Ahora para realizar este análisis consideremos las condiciones que se tienen en la línea de descarga de la turbina ubicado en la sección de Tandem de molinos # 1 , para lo cual sus parámetros son los siguientes:

### **Molino 1**

#### Parámetros de dimensionamiento:

Caudal de vapor:	7.650 Lb <sub>vapor</sub> /hr
Presión del vapor al inicio del tramo	P = 20 Psig = 35 Psia
Temperatura del vapor	T= 259.28 ° F
Volumen específico del vapor	11,898Ft <sup>3</sup> /Lb <sub>m</sub>

#### **7.2.1 Uso de Diagramas Experimentales.**

El uso de diagramas experimentales es una alternativa rápida y válida para el dimensionamiento de tuberías, si bien es cierto, es otra metodología que se tiene, también el uso de las ecuaciones 7.2 o 7.3 es una alternativa válida para dimensionar tuberías de vapor.

De la figura 7.1 se tiene:

Diámetro de la tubería ( Schedule 40 ): 8"

Velocidad promedio del vapor de escape 6.330 Ft /min

De la figura 7.2 o también se puede usar la ecuación que se tiene en el **paso 5**, por lo que se tiene lo siguiente:

Caída de presión: 0.18 Psig x100 Ft de tubería

### **7.2.1 Uso de Software para dimensionamiento de tuberías de vapor**

Para confirmar que los cálculos realizados de dimensionamiento de tuberías cuando se usan diagramas experimentales tienen una buena aproximación.

Ahora usaremos la ayuda de un software que calcula directamente el valor del diámetro de tubería, la velocidad del vapor que se tendría respecto con los parámetros ingresados y la caída de presión por cada 100 Ft de tubería

Operating Pressure:	20	psig
Steam Load:	7650	lbs/hr
Desired Velocity:	6330	fpm
Approx. Pipe Size:	8	inches
Actual Velocity:	4075.9	fpm
Pressure Drop-per 100' of pipe:	0.1	psi

Entonces tenemos como resultado lo siguiente:

Utilizando el software tenemos:

Diámetro de tubería de **8"**, con una caída de presión **0.1x100Ft** de tubería

Este valor es similar al obtenido al usar los diagramas experimentales por lo que se confirma que el uso de estas gráficas y nomogramas resulta ser una herramienta confiable para el dimensionamiento de tuberías.

### 7.3. Dimensionamiento de Tuberías de vapor para los diferentes equipos.

Una vez comparado estos valores, a continuación mostraremos el cuadro de dimensionamiento de tuberías general tanto para vapor

recalentado como para vapor de escape para cada equipo instalado en esta Industria azucarera, donde se puede indicar la tubería que se encuentra instalada y la tubería que se recomienda, ver tabla 18 y tabla 19, respectivamente :

**TABLA 18**  
**CUADRO DE DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS QUE CONDUCEN VAPOR RECALENTADO**

ITEM	EQUIPO	PRESION Psig	FACTOR DE CORRECCIÓN FC	CARGA DE VAPOR LBvapor/HR	CARGA DE VAPOR CORREGIDO LBvapor/HR	DIAMETRO DE TUBERIA INSTALADO	DIAMETRO DE TUBERIA RECOMENDADO	CAIDA DE PRESION PSI x100FT
<b>SECCIÓN CALDERAS</b>								
1	CALDERA A11	300	0,925	200.000,00	216.216,22	12"	12"	1,05
2	CALDERA B10	300	0,950	125.000,00	131.578,95	10"	10"	1,02
3	CALDERA C9	300	0,965	90.000,00	93.264,25	8"	8"	1,60
4	CALDERA D8	300	0,988	70.000,00	70.886,08	6"	6"	3,88
5	CALDERA E7	300	0,988	70.000,00	70.886,08	6"	6"	3,88
6	CALDERA F6	300	0,988	70.000,00	70.886,08	6"	6"	3,88
7	CALDERA G5	300	0,988	70.000,00	70.886,08	6"	6"	3,88
8	LÍNEA PRINCIPAL ALIMENTACIÓN A LAS TURBINAS SECCIÓN CALDERAS	300	0,95	46.027,60	48.450,11	6"	5"	4,40
9	LÍNEA PRINCIPAL ALIMENTACIÓN VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO DEL CALDERO A11-VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO DEL CALDERO C9 Y TURBOBOMBA CALDERO B10	300	0,96	23.188,42	24.281,07	6"	3"	4,99
10	LÍNEA PRINCIPAL ALIMENTACIÓN A TURBOBOMBA POZO-TURBOBOMBA 1	300	0,95	10.357,03	10.902,14	6"	4"	3,39
11	TURBO BOMBA POZO	300	0,96	4.178,25	4.352,34	4"	3"	0,65
12	TURBO BOMBA # 1	300	0,95	5.657,60	5.955,37	4"	3"	1,12
13	TURBO BOMBA CALDERO B10	300	0,95	3.094,00	3.256,84	4"	2"	2,63
14	VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO CALD. A11	300	0,95	14.144,00	14.888,42	6"	4"	1,48
15	VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO CALD. C9	300	0,96	5.942,40	6.190,00	4"	3"	1,22
16	LÍNEA DE VAPOR DIRECTO HACIA LA INDUSTRIA QUE COMPRA EL VAPOR	300	0,93	13.000,00	14.054,05	6"	3"	5,80
<b>TANDEM DE MOLINOS 1</b>								
17	LÍNEA PRINCIPAL ALIMENTACIÓN A MOLINO 1 -2 - 3 - 4-Y 2° JUEGO DE CUCHILLAS	200	0,9820	38.221,45	38.922,05	10"	6"	1,67
18	MOLINO # 1	200	0,9875	7.650,00	7.746,84	3"	2-1/2"	6,70
19	MOLINO # 2	200	0,9875	7.650,00	7.746,84	3"	2-1/2"	6,70
20	MOLINO # 3	200	0,99	8.182,80	8.265,45	3"	2-1/2"	7,58
21	MOLINO # 4	200	0,99	8.182,80	8.265,45	3"	2-1/2"	7,58
22	LÍNEA PRINCIPAL ALIMENTACIÓN A MOLINO 5 - 6 Y DESFIBRADOR	300	0,9875	31.819,91	32.222,69	6"	4"	5,40
23	MOLINO # 5	300	0,9875	7.318,80	7.411,44	3"	3"	1,78
24	MOLINO # 6	300	0,9875	7.318,80	7.411,44	3"	3"	1,78
25	DESFIBRADOR	300	0,9875	17.178,85	17.396,30	4"	4"	2,09
26	1° JUEGO DE CUCHILLAS	300	0,9875	5.367,12	5.435,06	4"	2"	7,13
27	2° JUEGO DE CUCHILLAS	200	0,9800	6.550,48	6.684,16	4"	2-1/2"	5,06

## CUADRO DE DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS QUE CONDUCEN VAPOR RECALENTADO

ITEM	EQUIPO	PRESION Psig	FACTOR DE CORRECCIÓN FC	CARGA DE VAPOR LBvapor/HR	CARGA DE VAPOR CORREGIDO LBvapor/HR	DIAMETRO DE TUBERIA INSTALADO	DIAMETRO DE TUBERIA RECOMENDADO	CAIDA DE PRESION PSI x100FT
<b>TANDEM DE MOLINO 2</b>								
28	LÍNEA ALIMENTACION PRINCIPAL AL TANDEM DE MOLINOS # 2	300	0,95	116.725,06	122.868,48	12"	10"	1,18
29	LÍNEA ALIMENTACIÓN PRINCIPAL MOLINO 2-3-4	300	0,9825	49.410,13	50.290,21	6"	5"	4,94
30	MOLINO # 1	300	0,96	10.789,17	11.238,72	4"	3"	3,60
31	MOLINO # 2	300	0,98	11.357,97	11.589,77	4"	3"	3,94
32	MOLINO # 3	300	0,983	11.501,48	11.706,34	4"	3"	4,04
33	MOLINO # 4	300	0,97	11.561,90	11.919,48	4"	3"	4,04
34	LÍNEA PRINCIPAL ALIMENTACIÓN MOLINO # 1-DESFIBRADOR-1° Y 2° JUEGO DE CUCHILLAS	300	0,97	55.448,44	57.163,34	6"	5"	6,20
35	DESFIBRADOR	300	0,9875	26.876,26	27.216,47	4"	4"	4,71
36	1° JUEGO DE CUCHILLAS	300	0,9875	8.192,99	8.296,70	4"	3"	3,18
37	2° JUEGO DE CUCHILLAS	300	0,995	9.582,40	9.630,55	3"	3"	2,90
<b>PLANTA ELÉCTRICA</b>								
38	LÍNEA PRINCIPAL ALIMENTACIÓN A TURBOGENERADOR 6	300	0,98	124.554,11	127.096,03	12"	10"	0,92
39	TURBOGENERADOR 6	300	0,98	124.554,11	127.096,03	12"	10"	0,92
<b>SECADORAS - CENTRIFUGAS - TORRE DE SULFITACION</b>								
40	LÍNEA ALIMENTACIÓN PRINCIPAL SECADORAS 1-2 / TORRE DE SULFITACIÓN/SERPENTINES DE AGUA CALIENTE SECCIÓN CENTRIFUGAS	100	1,00	24.516,00	24.516,00	6"	6"	1,54
41	SECADORAS DE AZÚCAR # 1	100	1,00	7.944,00	7.944,00	4"	3"	5,62
42	SECADORAS DE AZÚCAR # 2	100	1,00	3.972,00	3.972,00	2"	2-1/2"	3,85
43	TORRE DE SULFITACIÓN	100	1,00	3.500,00	3.500,00	2"	2"	8,94
44	UN SERPENTINES DE AGUA CALIENTE SECCIÓN CENTRIFUGAS (EXISTEN TRES INSTALADOS )	100	1,00	3.033,30	3.033,30	2"	2-1/2"	2,36

TABLA 19

**CUADRO DE DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS QUE CONDUCEN VAPOR DE ESCAPE**

ITEM	EQUIPO	PRESION Psig	CARGA DE VAPOR LBvapor/HR	DIAMETRO DE TUBERIA INSTALADO	DIAMETRO DE TUBERIA RECOMENDADO	CAIDA DE PRESION PSI X100ft
<b>LÍNEAS DE VAPOR DE ESCAPE</b>						
<b>CALDERAS</b>						
45	VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO CALD. C9	20	5.942,40	6"	6"	0,30
46	TURBO BOMBA POZO	20	4.178,25	6"	5"	0,40
47	TURBO BOMBA CALDERO B10	20	3.094,00	4"	5"	0,26
48	TURBO BOMBA PRINCIPAL # 1	20	5.657,60	3"	6"	0,20
49	VENTILADOR DE TIRO INDUCIDO CALD. A11	20	14.144,00	10"	10"	0,10
<b>TANDEM DE MOLINOS 1</b>						
50	LÍNEA PRINCIPAL DE DESCARGA 1°-2° JUEGO DE CUCHILLAS	20	11.918,85	10"	8"	0,30
51	LÍNEA PRINCIPAL DE DESCARGA DESFIBRADOR/1°-2° JUEGO CUCHILLAS	20	29.099,56	18"	14"	0,10
52	LÍNEA PRINCIPAL DE DESCARGA MOLINO 1 - 2 - 3/ DESFIBRADOR / 1°-2° JUEGO CUCHILLAS	20	52.585,00	28"	18"	0,10
53	LÍNEA PRINCIPAL DE DESCARGA MOLINO 1-2-3-4- 5 - 6/ DESFIBRADOR / 1°-2° JUEGO CUCHILLAS	20	75.408,76	36"	24"	0,10
54	MOLINO # 1	20	7.650,00	10"	8"	0,10
55	MOLINO # 2	20	7.650,00	10"	8"	0,10
56	MOLINO # 3	20	8.182,80	10"	8"	0,10
57	MOLINO # 4	20	8.182,80	10"	8"	0,10
58	MOLINO # 5	20	7.318,80	10"	8"	0,10
59	MOLINO # 6	20	7.318,80	10"	8"	0,10
60	DESFIBRADOR	20	17.178,85	12"	10"	0,20
61	1° JUEGO DE CUCHILLAS	20	5.367,12	8"	6"	0,30
62	2° JUEGO DE CUCHILLAS	20	6.550,48	10"	6"	0,40
<b>TANDEM DE MOLINOS 2</b>						
63	LÍNEA DE ESCAPE 1° Y 2° JUEGO DE CUCHILLAS	20	17.776,61	12"	10"	0,20
64	LÍNEA PRINCIPAL DE ESCAPE DE DESFIBRADOR/ 1°-2° JUEGO DE CUCHILLAS	20	44.655,77	16"	18"	0,10
65	LÍNEA PRINCIPAL DE ESCAPE MOLINO 1/DESFIBRADOR/1°-2° JUEGO DE CUCHILLAS	20	55.448,44	22"	20"	0,10
66	LÍNEA PRINCIPAL DE ESCAPE MOLINO 2	20	11.357,97	12"	8"	0,20
67	LÍNEA PRINCIPAL DE ESCAPE MOLINO 1-2-3/DESFIBRADOR/1°-2° JUEGO DE CUCHILLAS	20	66.806,41	24"	20"	0,10
68	LÍNEA PRINCIPAL DE ESCAPE MOLINO 1-2-3-4/DESFIBRADOR/1°-2° JUEGO DE CUCHILLAS	20	89.870,99	26"	24"	0,10
69	MOLINO # 1	20	10.789,17	12"	8"	0,20
70	MOLINO # 2	20	11.357,97	12"	8"	0,20
71	MOLINO # 3	20	11.501,48	12"	8"	0,20
72	MOLINO # 4	20	11.561,90	12"	8"	0,20
73	DESFIBRADOR	20	26.876,26	12"	12"	0,20
74	1° JUEGO DE CUCHILLAS	20	8.192,99	10"	8"	0,10
75	2° JUEGO DE CUCHILLAS	20	9.582,40	8"	8"	0,10

## CUADRO DE DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS QUE CONDUCEN VAPOR DE ESCAPE

ITEM	EQUIPO	PRESION Psig	CARGA DE VAPOR LBvapor/HR	DIAMETRO DE TUBERIA INSTALADO	DIAMETRO DE TUBERIA RECOMENDADO	CAIDA DE PRESION PSI X100ft
<b>TACHOS</b>						
76	LINEA PRINCIPAL ALIMENTACION TACHOS 1-2	20	40.000,00	18"	16"	0,10
77	TACHO # 1	20	20.000,00	12"	12"	0,10
78	TACHO # 2	20	20.000,00	12"	12"	0,10
79	LINEA PRINCIPAL ALIMENTACION TACHOS 3-4-5-6-7-8	10	120.000,00	36"	24"	0,10
80	TACHO # 3	10	20.000,00	10"	14"	0,10
81	TACHO # 4	10	20.000,00	12"	14"	0,10
82	TACHO # 5	10	20.000,00	12"	14"	0,10
83	TACHO # 6	10	20.000,00	12"	14"	0,10
84	TACHO # 7	10	20.000,00	12"	14"	0,10
85	TACHO # 8	10	20.000,00	8"	14"	0,10
<b>EVAPORADORES</b>						
86	LINEA PRINCIPAL ALIMENTACION PRIMER VASO ( pre-evaporador 25000FT <sup>2</sup> - Pre# 2 y #3)	20	287.000,00	36"	24"	0,40
87	PRE EVAPORADOR 25000 FT <sup>2</sup>	20	175.000,00	30"	24"	0,20
88	PRE EVAPORADOR # 1	10	58.000,00	18"	24"	0,10
89	PRE EVAPORADOR # 2	20	56.000,00	20"	20"	0,10
90	PRE EVAPORADOR # 3	20	56.000,00	20"	20"	0,10
91	LINEA PRINCIPAL ALIMENTACION SEGUNDO VASO	10	192.000,00	36"	24"	0,30
92	CUADRUPLE # 1 TANQUE # 1 FRENTE DE CABINA	10	36.000,00	12"	18"	0,10
93	CUADRUPLE # 2 TANQUE # 1 FRENTE DE CABINA	10	36.000,00	12"	18"	0,10
94	CUADRUPLE # 3 TANQUE # 1 FRENTE DE CABINA	10	36.000,00	18"	18"	0,10
95	CUADRUPLE # 4 TANQUE # 1 FRENTE DE CABINA	10	36.000,00	18"	18"	0,10
<b>CALENTADORES DE JUGO Y MELADURA</b>						
96	LINEA PRINCIPAL ALIMENTACION CALENTADORES PRIMARIOS	5	60.000,00	18"	24"	0,10
97	CALENTADORES PRIMARIOS PRIMER GRUPO	5	15.000,00	10"	12"	0,10
98	CALENTADORES PRIMARIOS SEGUNDO GRUPO	5	15.000,00	10"	12"	0,10
99	CALENTADORES PRIMARIOS TERCER GRUPO	5	15.000,00	10"	12"	0,10
100	CALENTADORES PRIMARIOS CUARTO GRUPO	5	15.000,00	10"	12"	0,10
101	LINEA PRINCIPAL DE ALIMENTACION CALENTADORES SECUNDARIOS	10	20.000,00	10"	14"	0,10
102	CALENTADORES SECUNDARIOS PRIMER GRUPO	10	5.000,00	10"	8"	0,10
103	CALENTADORES SECUNDARIOS SEGUNDO GRUPO	10	5.000,00	10"	8"	0,10
104	CALENTADORES SECUNDARIOS TERCERO GRUPO	10	5.000,00	10"	8"	0,10
105	CALENTADORES SECUNDARIOS CUARTO GRUPO	10	5.000,00	10"	8"	0,10
106	LINEA PRINCIPAL DE ALIMENTACION CALENTADORES TERCARIOS	20	20.000,00	30"	12"	0,10
107	CALENTADORES TERCARIOS PRIMER GRUPO	20	5.000,00	10"	6"	0,20
108	CALENTADORES TERCARIOS SEGUNDO GRUPO	20	5.000,00	10"	6"	0,20
109	CALENTADORES TERCARIOS TERCER GRUPO	20	5.000,00	10"	6"	0,20
110	CALENTADORES TERCARIOS CUARTO GRUPO	20	5.000,00	10"	6"	0,20
111	CALENTADOR DE MELADURA TUBO Y CORAZA PRIMER GRUPO	10	16.500,00	10"	12"	0,10
112	CALENTADOR DE MELADURA TUBO Y CORAZA SEGUNDO GRUPO	10	16.500,00	10"	12"	0,10
113	CALENTADOR DE MELADURA ALFA LAVAL M 15-FFG	10	20.000,00	10"	14"	0,10
114	CALENTADOR DE JUGO CLARIFICADO ALFA LAVAL M 20-MFM	10	34.629,00	10"	18"	0,10
115	CALENTADOR DE JUGO CLARIFICADO ALFA LAVAL M 20-MFM	5	24.297,00	10"	18"	1,10

# CAPÍTULO 8

## 8. AISLAMIENTO TÉRMICO EN LAS LÍNEAS PRINCIPALES.

Básicamente los aislamientos térmicos son materiales que se utilizan con el fin de conservar el calor o controlar la temperatura . La energía en forma de calor tiene un valor monetario, representado en la economía de los combustibles.

Termodinámicamente cuando la energía se utiliza para producir calor, el flujo de éste, es de dentro hacia fuera como en el caso de hornos y calderas, por este motivo el aislamiento térmico ayuda a ahorrar gran parte de la energía necesaria para este proceso y un óptimo aislamiento hace que los equipos sean más eficientes y trabajen con menores costos .



Es fácil hallar la cantidad de energía calorífica que se está salvando y por consiguiente cuanto dinero se está ahorrando, basta calcular el calor perdido o ganado sin aislamiento y con aislamiento, la diferencia entre los dos , es el calor economizado que se puede valorar en términos monetarios y con este resultado calcular el retorno de la inversión .

### **8.1. Clases de Aislamientos Térmicos**

El aislamiento térmico se utiliza para controlar y evitar las pérdidas de calor en los procesos térmicos (15), su utilización se relaciona con los siguientes elementos:

- Evitar pérdidas por transferencia en equipos de proceso, y redes de distribución.
- Conservar condiciones fisicoquímicas de los fluidos,
- Proteger a los operadores y evitar la transmisión de calor a otros equipos.

#### **Propiedades de los Aislantes:**

Una de las propiedades más importante de los aislantes es la conductividad térmica, la cual varía según la temperatura. Cada aplicación de un aislante térmico tiene un requerimiento específico,

se puede tener como referencia que una alta densidad del aislante térmico reduce el costo del aislamiento, adicionalmente con la temperatura de operación del aislante, cambia la importancia del mecanismo de transferencia de calor

Los diferentes tipos de aislantes térmicos se clasifican según:

- Tipo de material utilizado,
- Temperatura de servicio,
- Conductividad térmica.

Los materiales refractarios constituyen una clase muy especial de aislantes térmicos y se utilizan en hornos, calderas, regeneradores y su temperatura de operación esta por los 1600 °F ( 871,11°C ).

A demás los aislamientos térmicos para tuberías de vapor pueden ser de dos formas: flexibles y rígidos. En el mercado existe una amplia variedad de aislamientos empleados en plantas térmicas entre los cuales tenemos:

**Silicato de calcio**: Que es un material que posee las siguientes características:

- No es combustible;

- Mantiene su integridad física a muy altas temperaturas;
- Es más costoso que los aislamientos fibrosos.

**Vidrio celular** ( **Lana de vidrio** ): Que es un material que posee características como:

- Material completamente inorgánico;
- No absorbe líquidos ni vapores;
- Es quebradizo,
- Instalación rápida completamente atóxica,
- Incombustible,
- Eficiente desde el punto de vista térmico.

**Roca mineral**: También denominado **lana mineral**:

- Su límite de temperatura es mayor que el de la fibra de vidrio;
- Utiliza aglomerantes orgánicos;
- La vibración y el maltrato físico le pueden causar daños severos

## **8.2. Selección de materiales**

Entre las consideraciones a tener presente en la selección de un aislante térmico tenemos:

- Conservación de la energía,
- Baja absorción de humedad,

- Incombustibilidad superficial,
- Resistencia a esfuerzos mecánicos,
- Resistencia a la vibración,
- Poco peso,
- Facilidad de aplicación,
- Baja corrosividad,
- Resistencia a choques térmicos,
- Economía.

Es de vital importancia que el aislante se mantenga seco y no se comprima, debido a que su efectividad está relacionada con la porosidad característica del material y si estos espacios propios originados por esa porosidad desaparecen, entonces las características aislantes se modificarán.

### **Presentaciones de los materiales aislantes en el mercado Industrial**

Existen diferentes empresas que se encargan de la fabricación de los materiales aislante los mismos que dependiendo de su densidad , temperatura de servicio y diámetro de fibra fabrican de distintas medidas de acuerdo a requerimiento de la industria entre estos tenemos lo siguiente:

#### **Lana de Vidrio**

Como mencionamos en el párrafo anterior la lana de vidrio es uno de los aislante térmicos mas empleados a nivel industrial debido a que posee buenas características aislantes, ver figura 8.1:

**Presentación:**

Diámetro de fibra:	5 – 6 micras
Densidad :	1.24 Lb/Ft <sup>3</sup> ≈ 20 Kg./m <sup>3</sup>
Temperatura de servicio:	(-30 – 450 °C)
Espesor de colchoneta:	1" ; 1-1/2" ; 2" , 2-1/2"; 3"; 4"
Largo:	8.20Ft≈ 2.5 m
Ancho:	2.13Ft≈0.65m



**FIGURA 8.1 LANA DE VIDRIO**

**Cañuelas:**

Las cañuelas son utilizadas para aislamiento térmico en tuberías de vapor o cualquier otro fluido circulante cuya temperatura esté dentro del rango de ( 86 - 662°F)≈ ( 30 - 350°C).

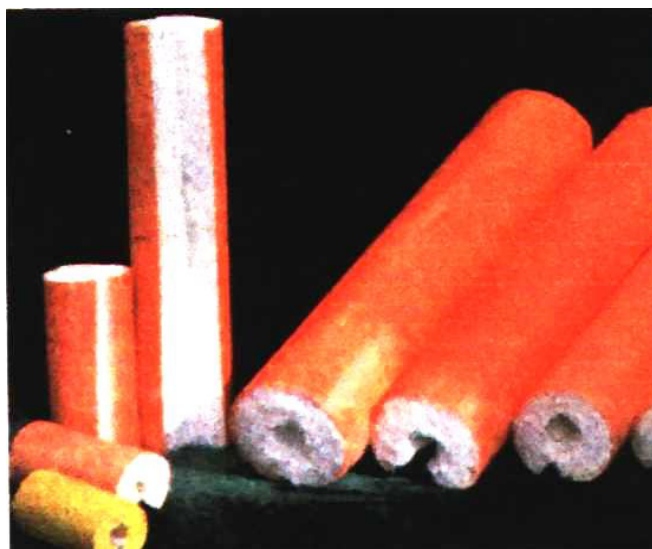
Las cañuelas están construidas con lana superfina de vidrio preformada con resina aglutinante y una sal de elevada resistencia a la temperatura que fortalece la incombustibilidad de la fibra, además está blindada con una hoja de aluminio calibre 0.10 mm de espesor , de fácil instalación, ver figura 8.2.

Presentación:

Largo: 91cm  $\approx$  36"

Diámetro: de ½" a 25"

Espesor de pared: de 1" a 5"



**FIGURA 8.2 CAÑUELA DE LANA DE VIDRIO RECUBIERTA CON HOJAS DE ALUMINIO DE ESPESOR 0.10 MM.**

### 8.3 Cálculo del Espesor Óptimo

El aislamiento debe aportar beneficios crecientes en lugar de gastos fijos. La medida del beneficio operacional es función directa de la cantidad de aislamiento presente dentro de las circunstancias de funcionamiento del equipo

Parámetros considerados:

- Diámetro nominal de la tubería;
- Temperatura de operación;
- Tipo de fluido y material aislante.

#### Cálculo del Espesor óptimo

Teóricamente, lo que realmente se calcula es el radio crítico del aislamiento (7):

$$r_{cr.} = k / h$$

Donde:

K : Coeficiente de conductividad térmica ( f: temperatura y material )

H: Coeficiente de transferencia de calor por convección ( f: material, fluido y temperatura)

Por lo tanto, el espesor se calcula:

$$| r_{cr.} - r_{tubería} | = \text{espesor}$$

## **8.4 Cálculo del Pérdidas de calor por aislamiento.**

### **8.4.1 Tuberías de Vapor sin aislar.**

La radiación es una de las formas de transferencia de calor que se debe considerar en todo sistema de vapor, especialmente en aquellas áreas carentes de aislamientos térmicos a fin de impedir la rápida pérdida de energía calorífica del vapor, lo cual producirían que se formen mayores cantidades de condensado antes de haber sido utilizado en su propósito real.

Para incluir los efectos que produce esta pérdida de calor, debemos tener en cuenta los tres modos de transferencia de calor:

Conducción: ( depende del material del aislante )

Convección: Depende del medio que lo rodea

Radiación: Donde se utilizará una emisividad de 0.9 ( tubería )

Con los datos proporcionados, más lo observado y obtenido en planta, se procederá a calcular las pérdidas por tuberías sin aislar, para esto usaremos la ayuda de una hoja electrónica desarrollada en Excel, que toma en cuenta las pérdidas por conducción, convección y radiación, dependiendo de las



condiciones que encontremos al momento de realizar este análisis .

**Caso 1 : Perdidas de calor en Tuberías sin aislar aire en reposo.**

Para realizar el cálculo de pérdida de calor ( Btu / hr. ), cuando tenemos tuberías de vapor sin aislar con un medio circundante en reposo nosotros utilizaremos correlaciones empíricas para flujos externos de convección libre, ver apéndice B.

Estas correlaciones empíricas son adecuadas para la mayoría de los cálculos de ingeniería estas se basan en el diámetro de del cilindro ( tubería ), y por lo general son de la forma ecuación 8.1 y 8.2, la ecuación 8.2 es denominada ecuación de Churchill y Chu y se recomienda para un  $Ra_D \leq 10^{12}$  (7).

$$Ra_D = \frac{\beta * \Delta T * g * \phi_{tuberia}^3}{\nu^2} * P_r, \text{ ec. 8.1}$$

$$Nu_D = \left[ 0.60 + \frac{0,387 * Ra_D^{1/6}}{(1 + (0.559 / P_r)^{9/16})^{8/27}} \right]^2 = \frac{h_c \phi_{tuberia}}{k}, \text{ ec. 8.2}$$

Donde

$\Delta T$  = Diferencial de temperatura ( temperatura superficial externa de la tubería  $T_s$  y la Temperatura del medio ( aire en calma )  $T_\infty$  ) ( ° C ó ° F )

$\beta$  = Coeficiente de Expansión térmica volumétrica ( 1 / °C ó 1 / °F )

$g$  = Gravedad ( m / s<sup>2</sup> ó Ft / s<sup>2</sup> )

$\phi$  = Diámetro de la tubería ( m ó Ft )

$\varepsilon$  = Emisividad de la tubería

$\nu$  = Viscosidad cinemática ( m<sup>2</sup>/ s ó Ft<sup>2</sup>/ s )

$K$  = Conductividad térmica ( W/ m °K ó Btu / Hr.-Ft °F )

$Pr$  = Número de Prandtl

$Ra_D$  = Numero de Rayleigh

$\sigma$  = Constante de Stefan–Boltzmann ( 5.67x 10<sup>-8</sup> W / m<sup>2</sup>-°K<sup>4</sup> )  
= ( 0.1714x10<sup>-8</sup>Btu/ hr-Ft<sup>2</sup>-°F<sup>4</sup> )

Todas estas propiedades se evalúan a la temperatura de película:

$$\bar{T}_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

Donde:

$T_s$  = Temperatura superficial externa de la tubería ( ° C ó ° F ),

$T_\infty$  = Temperatura del medio ( aire en calma ) ( ° C ó ° F ).

Una vez definidos todos los parámetros involucrados para realizar este cálculo, procedamos a ahora a mostrar el siguiente ejemplo aplicando las ecuaciones anteriores.

**Tubería sin Aislar : Línea de Alimentación Turbo Bomba Pozo  
P = 300 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN REPOSO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en calma ) $T_{\infty}$ )
$\beta$	= Coeficiente de Expansión térmica volumétrica
$g$	= Gravedad ( $m / s^2$ )
$\phi$	= Diámetro de la tubería ( m )
$\varepsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2 / s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( $W / m^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Ra_D$	= Numero de Rayleigh
$\sigma$	= Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W / m^2^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tubería}$	=	<b>4</b>	( in )	<b>0,1016</b>	( m )
$T_{\infty}$ aire en calma	=	<b>32</b>	( $^{\circ}C$ )	<b>305</b>	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	<b>145</b>	( $^{\circ}C$ )	<b>418</b>	( $^{\circ}K$ )
$\varepsilon$	=	<b>0,9</b>			
Longitud de tubería sin aislar	=	<b>100</b>	( m )	<b>328,08</b>	( Ft )

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura de película**

$$T_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

$$Ra_D = \frac{\beta * \Delta T * g * \phi^3}{\nu^2} * P_r$$

$$Nu_D = \left[ 0.60 + \frac{0.387 * Ra_D^{1/6}}{(1 + (0.559 / P_r)^{1/6})^{4/27}} \right]^2$$

$$\bar{h}_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

**Perdida Total de calor**

$$Q = Q_{convección} + Q_{radiación}$$

$T_f$	=	<b>361,5</b>	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	<b>2,22E-05</b>	( $m^2 / s$ )
$K$	=	<b>3,09E-02</b>	( $W / m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	<b>0,6976</b>	
$\beta$	=	<b>0,002766</b>	( $^{\circ}K^{-1}$ )
$Ra_D$	=	<b>4,532E+06</b>	
$Nu_D$	=	<b>17,635</b>	
$h_c$	=	<b>5,366</b>	$W / m^2^{\circ}K$
$h_r$	=	<b>9,879</b>	$W / m^2^{\circ}K$
$Q$	=	<b>54.982,276</b>	<b>W</b>
$Q$	=	<b>187.594,028</b>	<b>Btu / h<sub>r</sub></b>

**Caso 2 : Perdidas de calor en Tuberías sin aislar aire en movimiento ( flujo cruzado ).**

Al igual que en el caso anterior , para realizar el cálculo de perdida de calor ( Btu / hr. ), se utilizara nuevamente el uso de correlaciones empíricas para flujos externos ( flujo cruzado ) con transferencia tanto de calor y masa por convección, ver apéndice B.

Estas correlaciones empíricas por lo general son de la forma ecuación 8.3 y 8.4 , la ecuación 8.4 es denominada ecuación de Zhukauskas y se recomienda para rangos (  $1 \leq Re_D \leq 10^6$  ,  $0.7 \leq Pr \leq 500$  ), (7).

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu} , \text{ ec. 8.3}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * Pr^n * \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \right] = \frac{h_c \phi_{tuberia}}{k} , \text{ ec. 8.4}$$

Donde

$V$  = Velocidad del viento ( m / s ó Ft / s )

$\phi$  = Diámetro de la tubería ( m ó Ft )

$\varepsilon$  = Emisividad de la tubería

$\nu$  = Viscosidad cinemática (  $m^2/s$  ó  $Ft^2/s$  )

$K$  = Conductividad térmica (  $W/m \text{ } ^\circ K$  ó  $Btu / Hr.-Ft \text{ } ^\circ F$  )

$Pr$  = Número de Prandtl

$Pr_s$  = Número de Prandtl

$Re_D$  = Numero de Reynolds

$C$  y  $m$  = Constantes que dependen del  $Re_D$  ( Ver anexo A )

$n$  = Constantes que dependen si  $Pr \leq 10$   $n=0.37$ ,  $Pr > 10$   $n=0.36$

Todas estas propiedades se evalúan respecto a la temperatura del medio circundante ( $T_\infty$ ), excepto  $Pr_s$  que se evalúa respecto a la temperatura superficial en la tubería ( $T_s$ ).

Cabe indicar que todos los parámetros involucrados en estas ecuaciones son valores tabulados de acuerdo a propiedades termofísicas de gases ( aire ) a presión atmosférica ver anexo B, ahora mediante un ejemplo procederemos a calcular utilizando estas ecuaciones cuanto calor se pierde.

### Tubería desnuda: Línea de Alimentación Molinos 1-2-3-4-2° Juego de Cuchillas P = 200 Psig.

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN MOVIMIENTO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$ = Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ) , ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en movimiento ) $T_{\infty}$ )	
$V$ = Velocidad del viento ( m / s )	
$\phi$ = Diámetro de la tubería ( m )	
$\varepsilon$ = Emisividad de la tubería	
$\nu$ = Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )	
$K$ = Conductividad térmica ( W / m $^{\circ}K$ )	
$P_r$ = Número de Prandtl	
$Re_D$ = Numero de Reynolds	
$\sigma$ = Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8}$ W / m <sup>2</sup> $^{\circ}K^4$ )	

#### Datos Recopilados:

$\phi_{Tuberia}$	=	10	( in )	0,254	( m )
$T_{\infty}$ aire en movimiento	=	27	( $^{\circ}C$ )	300	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	221,6	( $^{\circ}C$ )	494,6	( $^{\circ}K$ )
$V_{viento}$	=	10	mph	4,470	m / s
$\varepsilon$	=	0,9			
$L_{ongitud}$ de tubería sin aislar	=	2	( m )	6,56	( Ft )

#### Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura del medio $T_{\infty}$ ( aire en movimiento )

$T_{\infty}$ aire en mov	=	300	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	1,59E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	2,63E-02	( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,707	

#### Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura superficial de la tubería

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * P_r^n * \left( \frac{P_r}{P_{r,s}} \right)^{1/4} \right]$$

$$\bar{h}_c = \frac{k}{\phi_{tuberia}} * Nu_D$$

**Perdida Total de calor**

$$Q = Q_{convección} + Q_{radiación}$$

$T_s$	=	494,6	( $^{\circ}K$ )
$P_{r,s}$	=	0,684	
$Re_D$	=	7,145E+04	
$Nu_D$	=	191,637	
$h_c$	=	19,843	W / m <sup>2</sup> $^{\circ}K$
$h_r$	=	13,569	W / m <sup>2</sup> $^{\circ}K$
<b>Q</b>	=	10.376,527	<b>W</b>
<b>Q</b>	=	35.403,672	<b>Btu / h<sub>r</sub></b>

Para realizar los cálculos de pérdidas de calor por tubería sin aislar, se procedió a considerar la longitud de tubería no aislada, teniendo en cuenta sus presiones de vapor y temperaturas superficial en la tubería y del medio que lo rodea, valores que servirán para determinar cuanto es la energía que se desperdiciada en BTU / hr, ver figura 8.3.

Debido a que el combustible sólido ( bagazo de caña ), es prácticamente gratis, entonces tabular las pérdidas por desperdicio en la quema de bagazo aparentemente no tiene justificación.

Sin embargo, se tratará de demostrar que al mantener bien aisladas los distintos tramos o ramales de tubería , se estará quemando menos material de combustible, razón necesaria y suficiente para expulsar menos contaminantes tóxicos a la atmósfera.

Como sabemos el  $\text{CO}_2$  y  $\text{CO}$  se convierten en los principales agentes contaminantes causantes del efecto invernadero alrededor el planeta. La idea de una industria totalmente contaminante con el medio ambiente es inconcebible.

Descripción	Presión de vapor (Psig)	Temperatura promedio del vapor (°F)	Temperatura superficial en la tubería (°F)	Diámetro de la tubería (in)	Longitud de tubería sin aislar (Ft)	Pérdidas Totales por longitud de tubería sin aislar (Btu/h)	Conductividad térmica del material aislante (lana de vidrio) (Btu / Hr-Ft.°F)	Espesor aislamiento recomendado (in)
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN TURBO BOMBA POZO	300	520	293	4"	328	187.594,03	0,0398	2"
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN TURBO GENERADOR ELECTRICO #6	300	520	437	12"	16	63.689,59	0,0464	6"
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 5-6 DESFIBRADOR	300	520	366,8	6"	10	28.041,18	0,0431	3"
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN 1° JUEGO DE CUCHILLAS	300	520	349,8	4"	10	19.453,56	0,0424	2"
LÍNEA ENTRADA SEPARADOR A UN COSTADO DE DESFIBRADOR TANDEM 2	300	520	403,8	12"	20	108.169,43	0,0448	6"
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN DESFIBRADOR TANDEM 2	300	520	404,96	4"	33	79.961,24	0,0449	2"
LÍNEA DE PRINCIPAL DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 1-3-4	300	520	438,9	6"	66	244.898,23	0,0465	3"
LÍNEA ALIMENTACIÓN PRINCIPAL MOLINO 1 TANDEM 2	300	520	413,9	4"	7	7.584,57	0,0453	2"
SEPARADOR MOLINO 1 TANDEM 2	300	520	329,0	6"	10	10.624,52	0,0414	3"
LÍNEA ALIMENTACIÓN SEPARADOR ENTRE MOLINO 5-6	300	520	329,0	10"	33	57.734,15	0,0414	5"
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 1-2-3-4-2° JUEGO	200	460	430,8	10"	7	35.403,37	0,0433	5"
LÍNEA DE DESCARGA TURBO BOMBA POZO	20	266	293	6"	16	14.560,55	0,0303	3"
LÍNEA DE DESCARGA TURBO GENERADOR 6	20	266	226,9	12"	7	6.949,87	0,0281	4"
LÍNEA DE DESCARGA UNIÓN PLANTA ELÉCTRICA-CALDERAS SECCIÓN TANDEM 1	20	266	223,8	36"	5	23.412,11	0,0267	5"
LÍNEA DE DESCARGA PRINCIPAL MOLINOS 1-3-4	20	266	235,9	20"	164	532.567,94	0,0284	5"
LÍNEA DE DESCARGA MOLINO 2 TANDEM 1	20	266	235,9	10"	33	64.126,07	0,0284	4"

**FIGURA 8.3 CUADRO DE PÉRDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR**



Mientras logremos conseguir que el impacto ( desechos y residuos ) sea lo menos posible , estaremos aportando de manera decisiva a un desarrollo sustentable de la industria , la comunidad y el medio ambiente.

#### **..8.4.2 Tuberías con Aislamiento inadecuado.**

En esta sección se tratara de mostrar diferentes puntos en el Ingenio Azucarero que poseen líneas sin aislar y líneas con aislamiento inadecuado, problema que deberá ser corregido para así evitar perdidas de calor .

### **Análisis de los problemas de aislamiento existente en el Ingenio Azucarero**

#### **Sección Calderas**

#### **Línea de alimentación turbo bomba pozo ( tubería de $\phi 4''$ ).**

La figura 8.4, muestra la línea de alimentación de la turbo bomba pozo, la misma que se encuentra sin aislamiento térmico en un tramo aproximado de 100 m de longitud , lo que genera una gran perdida de calor ( 187.594,028 Btu / h ), con la consecuencia de que se forme condensado en la línea.

Hay que indicar que en la succión de esta turbina no existe ningún sistema de extracción de condensado, por lo que se recomienda proteger la línea con aislamiento térmico y colocar ya sea un separador de vapor o una pierna colectora ( ver capítulos 3-6).



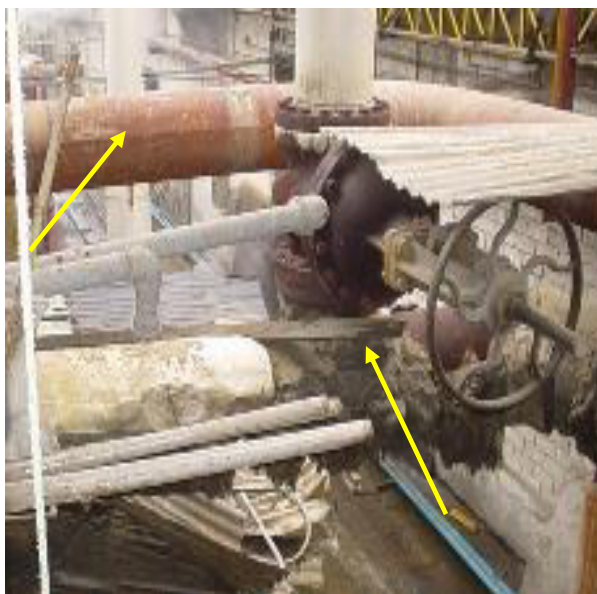
**FIGURA 8.4 LÍNEA DE ALIMENTACIÓN DE LA TURBO-BOMBA POZO SIN AISLAR**

#### **Sección Planta Eléctrica**

##### **Línea principal de Alimentación Turbo-Generador Eléctrico ( tubería de $\phi 12''$ ).**

En la figura 8.5, se muestra la líneas que alimentan a planta eléctrica ( turbo-generador # 6 ), en la flecha inferior se aprecia el mal estado del aislamiento térmico en la línea que se dirige a alimentar al turbo generador # 6, la línea superior representa una perdida de calor aproximadamente de

63.689.59 Btu / hr, se recomienda aislar la tubería para evitar el acarreo de condensado o colocar una pierna colectora correctamente dimensionada.



**FIGURA 8.5 LÍNEA DE ALIMENTACIÓN AL TURBO-GENERADOR ELÉCTRICO SIN AISLAR Y TRAMO DE TUBERÍA  $\phi 12''$  CON AISLAMIENTO DEFECTUOSO**

### **Sección Tandem de Molino #2**

#### **LÍNEA PRINCIPAL DE ALIMENTACIÓN SEPARADOR DE VAPOR A UN COSTADO DESFIBRADOR .**

La figura 8.6, muestra la línea principal de alimentación al Tandem 2, donde se pudo constatar que el aislamiento térmico se encontraba en mal estado por lo que representa

una pérdida de calor de aproximadamente 108.169,43 Btu / h, por lo tanto se recomienda aislarlo correctamente.



**FIGURA 8.6 LÍNEA PRINCIPAL DE ALIMENTACIÓN PARA EL Tandem DE MOLINOS # 2**

**Línea de Alimentación Turbina Desfibrador.**

Claramente se puede apreciar en la figura 8.7, la no presencia de aislante térmico en la línea de entrada a la turbina desfibrador a pesar que la línea sale del separador de vapor directo a la turbina, por tanto se recomienda aislarla para así evitar la pérdida de calor de aproximadamente 79.961,24 Btu/h.

Adicionalmente el trabajo realizado por el separador se pierde en parte, por que el vapor que ha sido secado totalmente al no aislarlo ganará algo de humedad y perderá de calor.



**FIGURA 8.7 LÍNEA DE ALIMENTACIÓN DE LA TURBINA DESFIBRADOR SIN AISLAR**

### **Tandem de Molinos # 1**

#### **Líneas de Distribución de vapor para el Tandem de Molinos # 1**

La gráfica de la izquierda muestra la tubería de distribución que en algunos tramos no posee aislamiento térmico, esta línea de 200 Psig conduce vapor recalentado a las turbinas de los molinos, debido a que no está protegida puede ocurrir que en el interior de la tubería se condense cierta parte de vapor al perder parte de su calor latente, por lo que se recomienda aislar estos tramos y a la vez colocar algún dispositivo de extracción de condensado como es la utilización de piernas colectoras o separadores de vapor, figura 8.8 .



**FIGURA 8.8 LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR PARA EL TANDEM DE MOLINOS # 1 SIN AISLAR**

**Línea de Descarga molino # 2.**

Igual que los casos anteriores se observa el problema de la falta de aislamiento térmico presentándose los mismos problemas al no tener protegida esta línea. La pérdida en esta línea será de 64,126.06 Btu / hr, figura 8.9.



**FIGURA 8.9 LÍNEA DE DESCARGA MOLINO # 2.SIN AISLAR**

### **Calentadores de Jugo de caña Secundarios**

Los calentadores secundarios son intercambiadores de calor tipo multitubular alimentados básicamente por vapor vegetal(\*), a una presión de 10 Psig este vapor es generado en las diferentes etapas de los evaporadores, ver figura 8.10.

Cabe indicar que al momento de la inspección se observó que algunos de los calentadores no poseen aislamiento térmico; perdiendo de esta manera energía calorífica para calentamiento del jugo de caña, por lo que se necesitará mayor cantidad de vapor para alcanzar la temperatura deseada.



**FIGURA 8.10 CALENTADORES DE JUGO DE CAÑA SECUNDARIOS  
CON SECCIONES SIN AISLAR**

---

( \* ) Es una clase de vapor flash el cual se lo obtiene producto de la revaporización del jugo de caña.

### **8.5 Instalación de Aislamiento Térmico en tuberías.**

Antes de aplicar cualquier material aislante la superficie debe estar seca y limpia. La magnesia y otros materiales premoldeados , no presentan mayor dificultad para su instalación pues estos pueden ser serruchados para adaptarlos a la longitud conveniente (17), biselándolos fácilmente con una navaja para entallarlos a las bridas.

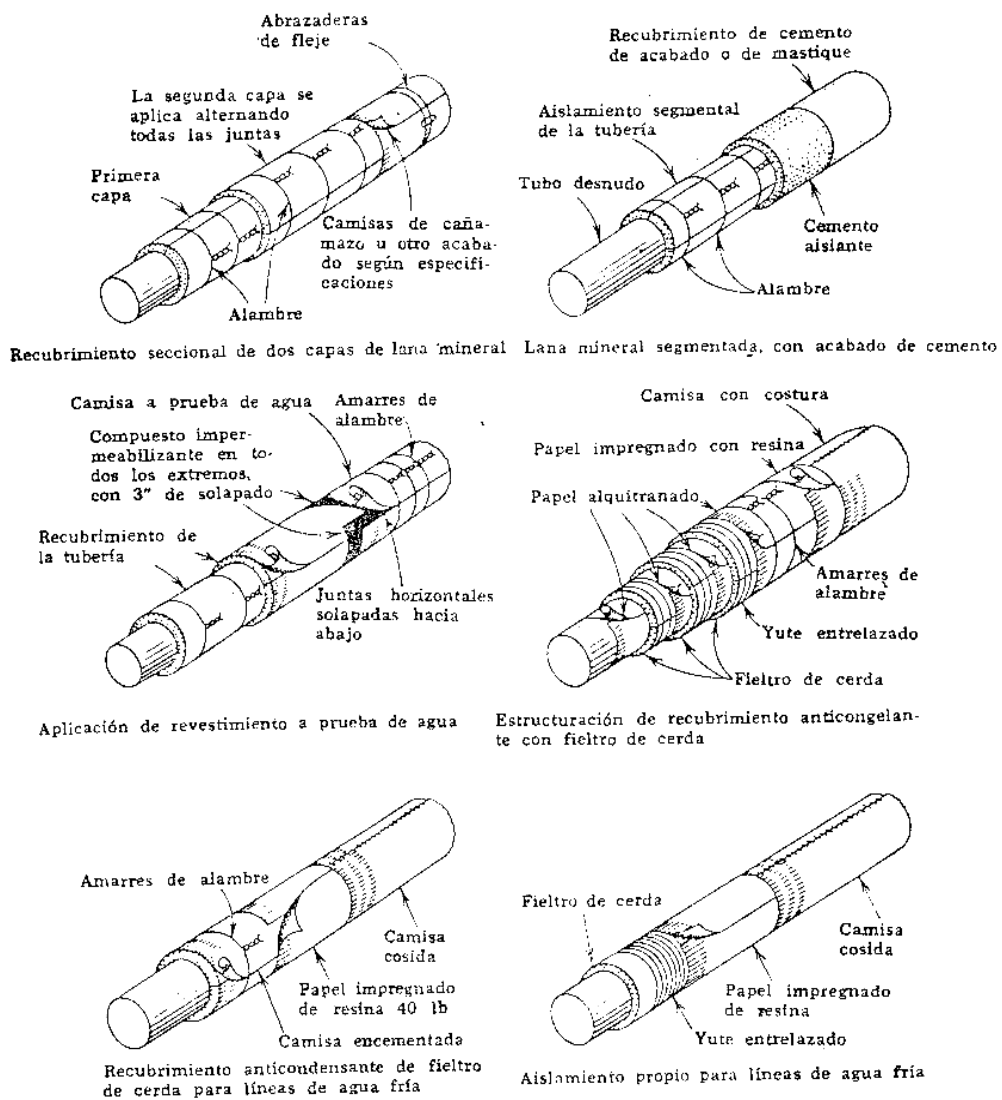
En el recubrimiento de curvas y otras superficies irregulares , se lo puede realizar amarrando con restos de alambre los pedazos de aislamiento dándole forma y rellenando los huecos con masilla de magnesia.

Esta masilla al compactarse quedará como un conjunto de material homogéneo de una sola pieza. Si se va a pintar las aplicaciones interiores , se debe usar solamente pintura de látex al agua, en cambio para aplicaciones exteriores se requiere alguna protección contra la intemperie

Existen también varios tipos de cementos térmicos a base de asbesto y lana mineral. En general los cementos que tienen baja conductividad son ideales como aislantes, son ligeros, de consistencia suave y difíciles de aplicar. Por este motivo los



cementos térmicos son mas utilizados como revestimiento final. En la figura 8.11, podemos apreciar algunos métodos ilustrativos de instalación de aislamiento térmico en tuberías.



**FIGURA 8.11 MÉTODOS ILUSTRATIVOS DE INSTALACIÓN DE AISLAMIENTO TÉRMICO EN TUBERÍAS**

# CAPÍTULO 9

## 9. ANÁLISIS DE COSTOS.

En esta clase de planta industrial la utilización de vapor cumple un papel importante en la transformación de la materia prima o producto semielaborado, hasta obtener un producto terminado con cierto valor agregado

Estas pérdidas de dinero pueden ser minimizadas al realizar correcciones pertinentes a los distintos problemas que crean problemas de ineficiencia en el sistema, ya sean esta generadas por perdidas de vapor, fugas a través de trampas e incluso por una mala instalación de equipos de vapor

Por lo que, en esta tesis se ha recomendado y dado diferentes soluciones a los problemas de ineficiencia en los sistemas encontrados en este

Ingenio Azucarero, claro esta siguiendo normas recomendadas de instalación para equipos que funcione con vapor.

### **9.1. Cálculo del Costo por cada 1000 libras de Vapor Generadas.**

El objetivo principal de este cálculo es estimar el costo por cada 1000 libras de vapor generadas en esta industria azucarera, para lo cual este valor se calculará a partir de costos de generación de vapor por zafra, estos valores de costos serán los siguientes :

- Combustible
  
- Agua ( Hay que indicar que este Ingenio utiliza agua del subsuelo ( **pozo** ); por lo que su costo, estará considerado en función de la energía eléctrica que consumirán los motores eléctricos del sistema de bombeo ).
  
- Químicos ( Para el tratamiento del agua de subsuelo )
  
- Energía eléctrica
  
- Mantenimiento y Mano de obra
  
- Alícuota ( que es un valor que involucra los valores de depreciación y seguros de los calderos ).

Otro factor importante a parte de los costos de generación de vapor, es el tiempo de operación de generación de las calderas.

### **Ejemplo del Cálculo del Costo por cada 1000 libras de Vapor Generadas en este Ingenio Azucarero**

Como mencionamos en párrafos anteriores es importante conocer los costos de generación de vapor para realizar este cálculo, para lo cual esta información de costos fue proporcionada por los ingenieros de esta industria en el mes de diciembre del 2002, donde se involucran los valores que se detallan a continuación, ver tabla 20.

**TABLA 20**

#### **COSTOS DE GENERACIÓN DE VAPOR POR ZAFRA ( 6 MESES )**

Alícuota	\$ 422,000.00
Combustible	\$ 652,000.00
Químicos	\$ 91,000.00
Energía eléctrica( * )	\$ 22,400.00
Mantenimiento y Mano de obra	\$ 367,000.00
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 1'554,400.00</b>

---

( \* ) Hay que indicar que el costo por consumo de agua, se lo incluye, directamente en el costo de Energía eléctrica, ( Debido a que se utiliza motores eléctricos en el sistema de bombeo para transportar el agua hacia las calderas )

La Compañía Azucarera cuenta con 7 Calderas Acuatubulares, de los cuales tres se encuentran en operación y el resto permanece en Stand- by, estas Calderas según datos proporcionados poseen una eficiencia aproximada del 68 al 70 % con capacidades que varían de acuerdo a su estructura de diseño, ( ver capítulo 2, tabla 6 ).

Estas Calderas Acuatubulares se mantiene siempre operando 24 horas al día por 26 días al mes, cabe mencionar que las calderas utilizan como combustible tanto búnker como bagazo de caña, siendo este último el más utilizado debido a que representa un mínimo costo, y que se obtiene en grandes cantidades como materia prima base del proceso de producción del azúcar, no así la utilización de Bunker que les representa un costo de \$ 0.56 / GAL.

Otro aspecto importante que se consideró es el dato real de generación promedio de vapor directo en esta empresa el cuál es de aproximadamente **381.864,13 lb<sub>vapor</sub> /hr** ( ver capítulo 2, tabla 5 ), con estos datos se procederá a realizar el cálculo siguiente para hallar el costo de una libra de vapor :

$$\frac{\$ 1,554,400.00}{\text{Zafra}} \times \frac{\text{Zafra}}{6 \text{ meses}} \times \frac{1 \text{ mes}}{26 \text{ días}} \times \frac{1 \text{ día}}{24 \text{ horas}} = \frac{\$ 415.17}{\text{hr.}}$$

Lo que significa que el generar 381.864,13 lb<sub>vapor</sub> cuesta \$ 415.17 por **hora**; por lo tanto **1 libra de vapor** cuesta:

381.864,13 lb <sub>vapor</sub>	→	\$ 415.17
1 lb <sub>vapor</sub>	→	? = \$ 1.087E-03

Por lo tanto, **las 1000 lb. de vapor** tienen un costo de **\$ 1.087** .

## 9.2. Evaluación del Costo de Energía por falta de aislamiento y/o aislamiento inadecuado.

La radiación es una de las formas de transferencia de calor que se debe considerar en todo sistema de vapor, especialmente en aquellas áreas carentes de aislamientos térmicos sin que se impida la rápida pérdida de energía calorífica del vapor, produciéndose mayores cantidades de condensado antes de haber sido utilizado en su propósito real.

De acuerdo al análisis realizado en el capítulo anterior se determinó la energía desperdiciada en Btu / hr. , con este valor nosotros podremos mostrar cuanto representa esta perdida tanto con combustible fósil como el bunker , así como la cantidad aproximada

de bagazo desperdiciado al realizar las evaluaciones respectivas de aislamiento de tuberías.

Para esto consideraremos para la obtención de los resultados, en otras premisas lo siguiente :

- Costo de las 1000 libras de Vapor Generadas en este Ingenio Azucarero ( **\$ 1.087** )
- El tiempo de trabajo es de 24 h diarias por 156 días al año .
- El poder calorífico del bagazo es de 7936 Btu / Lbm .
- El poder calorífico del bunker es de 153,200 Btu /Gal.
- Eficiencia de combustión 70%.
- Costo del combustible fósil \$ 0.56 / Gal.

En el cuadro precedente figura 9.1, se muestra la cantidad de combustible ( bagazo y Bunker ) que se desperdicia, debido a las perdidas de calor en tuberías no aisladas, a la vez se ha contabilizado de acuerdo al cálculo de una libra de vapor, la perdida de dinero ( \$ / Zafra ) , por tener líneas de vapor sin aislar.

P. C. Bagazo de caña: <b>4,400 Kcal/Kg = 17,459 Btu/Kg</b>										
P. C. del Bunker <b>153,200 Btu/Gal</b>										
Costo del Bunker <b>\$ 0.56/ gal</b>										
Tiempo de trabajo <b>24 H</b> diarias ( 6 meses de Zafra )										
Descripción	Presión de vapor (Psig)	Temperatura promedio del vapor (°F)	Diámetro de la tubería (in)	Longitud de tubería sin aislar (Ft)	Pérdidas Totales por longitud de tubería sin aislar (Btu/h)	Pérdidas por zafra (Btu / Zafra )	Consumo de bagazo ( Kg./Zafra)	Bunker (Gal./Zafra)	Dinero desperdiciado por Zafra <sup>®</sup> longitud de tubería por utilización solo de bunker (\$/Zafra)	Dinero desperdiciado por Zafra <sup>®</sup> longitud de tubería. Relacionado con el costo de las 1000 lb <sub>vapor</sub> (\$/Zafra)
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN TURBO BOMBA POZO	300	520	4"	328	187,594,03	702,352,040,8	38,453,44	4,584,54	2,567,34	602,25
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN TURBO GENERADOR ELECTRICO #6	300	520	12"	16	63,689,59	238,453,839,9	13,055,23	1,556,49	871,63	204,47
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 5-6 DESFIBRADOR	300	520	6"	10	28,041,18	104,986,192,9	5,747,94	685,29	363,76	90,02
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN 1° JUEGO DE CUCHILLAS	300	520	4"	10	19,453,56	72,834,121,2	3,987,63	475,42	266,23	62,45
LÍNEA ENTRADA SEPARADOR A UN COSTADO DE DESFIBRADOR TANDEM 2	300	520	12"	20	108,169,43	404,986,330,9	22,172,81	2,643,51	1,480,37	347,27
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN DESFIBRADOR TANDEM 2	300	520	4"	33	79,961,24	299,374,867,6	16,390,63	1,954,14	1,094,32	256,71
LÍNEA DE PRINCIPAL DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 1-3-4	300	520	6"	66	244,898,23	916,898,954,4	50,199,78	5,984,98	3,361,59	786,22
LÍNEA ALIMENTACIÓN PRINCIPAL MOLINO 1 TANDEM 2	300	520	4"	7	7,584,57	28,396,630,1	1,564,70	185,36	103,80	24,35
SEPARADOR MOLINO 1 TANDEM 2	300	520	6"	10	10,624,52	39,778,217,9	2,177,84	259,65	145,40	34,11
LÍNEA ALIMENTACIÓN SEPARADOR ENTRE MOLINO 5-6	300	520	10"	33	57,734,15	216,156,646,4	11,834,47	1,410,94	790,13	185,35
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 1-2-3-4-2° JUEGO	200	460	10"	7	35,403,37	132,550,224,8	7,257,06	865,21	484,52	115,80
LÍNEA DE DESCARGA TURBO BOMBA POZO	20	266	6"	16	14,560,55	54,514,691,7	2,984,65	365,84	199,27	50,78
LÍNEA DE DESCARGA TURBO GENERADOR 6	20	266	12"	7	6,949,87	26,020,294,6	1,424,60	169,85	95,11	24,24
LÍNEA DE DESCARGA UNIÓN PLANITA ELÉCTRICA-CALDERAS SECCIÓN	20	266	36"	5	23,412,11	87,654,947,3	4,799,07	572,16	320,41	81,65
LÍNEA DE DESCARGA PRINCIPAL MOLINOS 1-3-4	20	266	20"	164	532,567,94	1,993,934,348,6	109,166,96	13,015,24	7,288,53	1,857,43
LÍNEA DE DESCARGA MOLINO 2 TANDEM 1	20	266	10"	33	64,126,07	240,087,994,8	13,144,70	1,567,15	877,61	223,65
							<b>304,351,51</b>	<b>36,285,77</b>	<b>20,320,03</b>	<b>4,946,76</b>

**FIGURA 9.1 CUADRO DE PERDIDAS DE DINERO POR ZAFRA DEBIDO A LAS TUBERÍAS SIN AISLAR**



### **9.3. Inversión necesaria para corregir la falta de Aislamiento térmico en Tuberías de Vapor, encontradas en este Ingenio Azucarero.**

En la siguiente cotización se mostrará la inversión necesaria que se tendría que hacer, para minimizar las perdidas de calor generadas debido a que en esta Industria Azucarera se encontró tuberías de vapor sin aislamiento térmico

Para esto se cotizó un aislamiento térmico industrial de alta densidad (  $140 \text{ Kg} / \text{m}^3 \approx 9 \text{ Lb} / \text{Ft}^3$  ), este material puede utilizarse a temperaturas de hasta  $1200^\circ \text{ F}$ .

Una característica de este material aislante, es que debido a que posee una alta densidad la conductividad térmica propia de este material es menor, ver anexo C, respecto a otros materiales aislantes de menor densidad.

Como vemos en la figura 9.2, un cuadro donde se indica el lugar donde debe ir instalado el material cotizado, y este cuadro a la vez indica el costo de la inversión global la cual es de **\$ 11.554,58** (Once mil quinientos cincuenta y cuatro dólares con cincuenta y ocho centavos)..

Descripción	Presión de vapor (P-sig)	Temperatura promedio del vapor (°F)	Diámetro de la tubería (in)	Espesor recomend. para aislamiento (in)	Longitud de tubería sin aislar (Ft)	Pérdida Monetaria por longitud de tubería sin aislamiento (\$ / ZAFRA)	Número de Mantas a usar. (Lana Mineral)	Inversión por las Mantas (\$)	Inversión en mano de obra (\$)	Inversión Total (Material y Mano de Obra) (\$)
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN TURBO BOMBA POZO	300	520	4"	2"	328	602,25	111,11	1,310,40	1,111,11	2,421,51
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN TURBO GENERADOR ELECTRICO # 6	300	520	12"	6"	16	204,47	5,56	403,87	55,56	459,43
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 5-6 DESFIBRADOR	300	520	6"	3"	10	90,02	3,33	78,42	33,33	111,76
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN 1° JUEGO DE CUCHILLAS	300	520	4"	2"	10	62,45	3,33	39,31	33,33	72,65
LÍNEA ENTRADA SEPARADOR A UN COSTADO DE DESFIBRADOR TANDEM 2	300	520	12"	6"	20	347,27	6,67	484,65	66,67	551,31
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN DESFIBRADOR TANDEM 2	300	520	4"	2"	33	256,71	11,11	131,04	111,11	242,15
LÍNEA DE PRINCIPAL DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 1-3-4	300	520	6"	3"	66	786,22	22,22	522,82	222,22	745,04
LÍNEA ALIMENTACIÓN PRINCIPAL MOLINO 1 TANDEM 2	300	520	4"	2"	7	24,35	2,22	26,21	22,22	48,43
SEPARADOR MOLINO 1 TANDEM 2	300	520	6"	3"	10	34,11	3,33	78,42	33,33	111,76
LÍNEA ALIMENTACIÓN SEPARADOR ENTRE MOLINO 5-6	300	520	10"	5"	33	185,35	11,11	573,22	111,11	684,33
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 1-2-3-4-2° JUEGO	200	460	10"	5"	7	115,80	2,22	114,64	22,22	136,87
LÍNEA DE DESCARGA TURBO BOMBA POZO	20	266	6"	3"	16	50,78	5,56	130,70	55,56	186,26
LÍNEA DE DESCARGA TURBO GENERADOR 6	20	266	12"	4"	7	24,24	2,22	102,55	22,22	124,77
LÍNEA DE DESCARGA UNIÓN PLANTA ELÉCTRICA-CALDERAS SECCIÓN TANDEM 1	20	266	36"	5"	5	81,65	1,67	211,53	16,67	228,20
LÍNEA DE DESCARGA PRINCIPAL MOLINOS 1-3-4	20	266	20"	5"	164	1,857,43	55,56	4,309,20	555,56	4,864,76
LÍNEA DE DESCARGA MOLINO 2 TANDEM 1	20	266	10"	4"	33	223,65	11,11	454,27	111,11	565,38
<b>DENSIDAD: 9 LB / FT<sup>3</sup> . LONGITUD DE MANTA: 0,90 ml=2,95Ft . ANCHO DE LA MANTA = AL PERIMETRO DE LA TUBERÍA A AISLAR</b>									<b>TOTAL A INVERTIR: (\$)</b>	<b>11,554,58</b>

**FIGURA 9.2 COSTO DE INVERSIÓN GLOBAL DEL MATERIAL AISLANTE**

#### **9.4. Amortización debido a Pérdidas por falta de Aislamiento Térmico presentes en este Ingenio Azucarero.**

En el estudio se determinaron pérdidas de calor en tuberías no aisladas térmicamente, las mismas que fueron cuantificadas en función de sus longitudes reales sin aislamiento .

De acuerdo a esto se cuantificaron una pérdida de **\$ 4.946.76 / Zafra** ( cuatro mil novecientos cuarenta y seis dólares con setenta y seis centavos por Zafra ), ver cuadro figura 9.1.

Y de acuerdo al cuadro de la figura 9.2, la inversión para corregir este problema de falta de aislamiento es de **\$ 11.554,58** (Once mil quinientos cincuenta y cuatro dólares con cincuenta y ocho centavos).

#### **Recuperación de la Inversión:**

$$\frac{\$ 11.554,58}{\$ 4.946,76 / \text{Zafra}} = \mathbf{2.33 \text{ Zafras}}$$

Entonces vemos que la inversión en este material aislante se lo podrá recuperar en dos Zafras con dos meses.

## **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

Las conclusiones y recomendaciones dadas a continuación, son basadas de acuerdo a un análisis minucioso realizado al sistema de distribución de vapor, así como a cada equipo existente en cada sección, a la vez las recomendaciones se basan en consideraciones técnicas ( obtenidas a través de manuales, y de experiencia en instalaciones de equipos ), las cuales son brindadas por las empresas que se encargan de construir dispositivos de vapor con el objetivo obtener la mayor eficiencia de consumo de vapor en los equipos.

### **CONCLUSIONES**

1. Al realizar el análisis del balance termo-energético de consumo general de vapor directo en la planta, utilizando para esto, los parámetros de funcionamiento actuales de cada equipo, obtuvimos un consumo general de vapor directo de  $369.968,18 \text{ Lb}_{\text{vapor}} / \text{hr.}$ , el cual si lo comparamos con el valor promedio de generación de vapor directo  $381.864,13 \text{ Lb}_{\text{vapor}} / \text{hr}$  ( tabla 5 ), por lo que, tenemos que un  $3.11\%$  (  $11.895.95 \text{ Lb}_{\text{vapor}} / \text{hr}$ ), de

vapor directo que esta siendo desperdiciado, ya sea por problemas de aislamiento térmico ineficiente, o por fugas de vapor existentes en bridas, trampas de vapor, juntas.

2. En esta Industria Azucarera se pudo evidenciar el mal dimensionamiento y en algunos casos la incorrecta selección e instalación de las trampas a vapor colocadas en las piernas colectoras, esta mala instalación provoca que cierta cantidad de vapor vivo útil para el proceso se escape con el condensado, provocando así una perdida inminente de vapor, la cual provoca una ineficiencia en el sistema.
3. Además es necesario instalar piernas colectoras en las tuberías que no posean drenajes de condensado a fin de evitar los golpes de ariete , de ser posible conectarles a estos drenajes trampas de vapor con su correspondiente By-pass los cuales se usarían en los arranques en que la cantidad de agua ( condensado ) y aire en el sistema es mayor.
4. Otro aspecto importante que hay que indicar, es que existe la presencia de golpe de ariete en la línea de 200 Psig, debido a que parte de esta línea de distribución se encuentra con un aislamiento térmico en mal estado y en el peor de los casos no poseía.

5. Siguiendo con el análisis del sistema de distribución en la sección de Tandem de molinos # 1, encontramos una estación de regulación de presión simple como en paralelo, en ambos casos se encontró la falta de sistemas de extracción de condensado ( trampa a vapor ), para poder proteger al fuelle de cada válvula reguladora del golpe de ariete, además estas instalaciones no cumplen con las normas recomendadas para sistemas de reguladores de presión.
6. En general, en el Capítulo # 6, se detallan todos los puntos que constituyen un desperdicio de vapor y que representan mayores inconvenientes en la eficiencia del sistema, para esto se analizó cada uno de estos problema y se recomendó una solución factible, con esto se logrará obtener una mayor eficiencia de operación y los mayores ahorros posibles de vapor, en esta clase de Industria Azucarera.
7. Para el caso del dimensionamiento de las tuberías de vapor se tuvieron en cuenta los flujos de vapor obtenidos en el balance de vapor ( capítulo 2 ), como se sabe un correcto dimensionamiento de la tubería resulta ser un factor importante debido a las altas velocidades que se manejan, por lo que un incorrecto dimensionamiento y montaje de las tuberías de vapor hace que no llegue el vapor a la presión y temperatura deseados, en la tabla # 18 se compara el diámetro de tubería calculado

(recomendado ), con el valor del diámetro de la tubería que se encuentra instalado, como se aprecia en esta tabla, la sección de Tandem de molinos # 1 presenta mayores inconvenientes de un mal dimensionamiento de tuberías, razón por la cual este es un factor negativo importante que debe ser tomado en cuenta, ya que se encontró evidencia de existir golpes de ariete en el sistema, lo cual puede provocar erosiones en la tuberías o un colapso de los equipos (turbinas a vapor ) que no permiten la presencia de condensado en su funcionamiento.

8. Como sabemos esta clase de Industria Azucarera genera una cota alta de producción de vapor, debido a esto uno de los objetivos generales de esta Tesis es estimar cuántos dólares representa generar 1000 libras de vapor, a partir de los costos que se encuentran involucrados en la generación de vapor por zafra, por lo cual tenemos, que para esta Industria Azucarera el costo de las 1000 libra de vapor les representa un valor de **\$ 1.087** ( Un dólar con ocho centavos ).
9. En el caso de pérdidas de calor generadas al mantener un sistema que no posee aislamiento térmico en el sistema de distribución de vapor se obtuvieron los siguientes resultados ( ver apéndice C ) :

En este caso se contabilizó una pérdida térmica por longitud de tubería sin aislar de 1'484.770,39 Btu / hr. , además con este valor se estimó de manera equivalente cuánto de combustible adicional (Bagazo y Bunker ) representa por Zafra esta pérdida térmica de calor tabulada a continuación:

• Bagazo	<b>669.573,32 Lbm / Zafra.</b>
• Bunker ( Fuel Oil N° 6 )	<b>36.285,77 Gal./ Zafra.</b>

10. Una vez conocido estos valores de consumos adicionales de combustible ( cuadro anterior ) debido a las perdidas de calor , podemos mostrar a continuación en una tabla cuántos dólares le representa a esta Industria Azucarera mantener esta pérdida de calor durante la zafra:

<b>COMBUSTIBLE USADO EN LAS CALDERAS</b>	<b>PERDIDA ADICIONAL DE COMBUSTIBLE POR ZAFRA</b>	<b>COSTO DEL COMBUSTIBLE ADICIONAL POR ZAFRA * ( \$ / Zafra )</b>
• Bagazo	<b>669.573,32 Lbm / Zafra.</b>	<b>4.946,76</b>
• Bunker ( Fuel Oil N° 6 )	<b>36.285,77 Gal./ Zafra.</b>	<b>20.320,03</b>

\* Valores obtenidos a partir del costo de generación de una libra de Vapor, utilizando además los valores de Poder calorífico de cada combustible.



11. Para poder minimizar las pérdidas de calor generadas por las tuberías de vapor sin aislamiento térmico, se procedió a cotizar un aislamiento térmico industrial de alta densidad (  $140 \text{ Kg} / \text{m}^3 \approx 9 \text{ Lb} / \text{Ft}^3$  ), este material puede utilizarse a temperaturas de hasta  $1200^\circ \text{ F}$ , el costo de esta inversión es de **\$ 11.554,58** (Once mil quinientos cincuenta y cuatro dólares con cincuenta y ocho centavos ), en la figura 9.2 (capítulo 9), se indica el lugar donde deberá ir instalado el material aislante cotizado.
  
12. De acuerdo a lo cuantificado esta pérdida de calor representa para esta Industria Azucarera **\$ 4.946.76 / Zafra** (cuatro mil novecientos cuarenta y seis dólares con setenta y seis centavos por Zafra ), y de acuerdo a la inversión necesaria para corregir este problema de falta de aislamiento es de **\$ 11.554,58** (Once mil quinientos cincuenta y cuatro dólares con cincuenta y ocho centavos), por lo tanto, la recuperación en la inversión de este material aislante, se lo podrá recuperar en dos Zafras con dos meses.

## **RECOMENDACIONES**

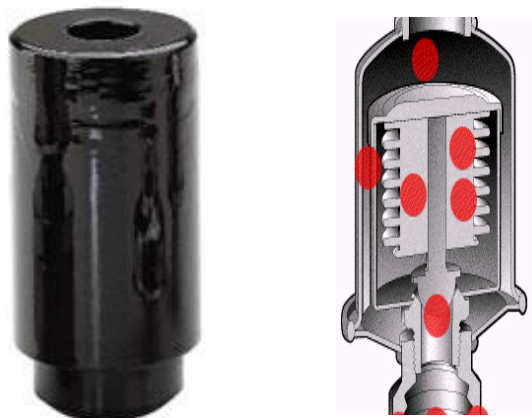
### **Piernas colectoras**

1. Para el caso de instalación de piernas colectoras se recomienda instalar cada pierna colectora a una distancia de 100 m o 120 m de separación entre cada una de ellas , además se recomiendan seleccionar piernas colectoras del mismo diámetro de la tubería principal hasta tuberías de 4". Arriba de este diámetro se instalará una pierna colectora a la mitad del diámetro de la tubería principal, pero nunca menor a 4", ( ver la tabla 11, capítulo 3 ).
  - La longitud de la pierna colectora debe ser 1.5 veces el diámetro de la pierna colectora.
  - Realizar en la pierna colectora una toma por la parte lateral, para la instalación respectiva de una trampa y sus accesorios para drenar el condensado, sin olvidar colocar en la pierna colectora una purga de fondo, para desalojar cualquier clase de impureza .

- Además para el caso de piernas colectoras instaladas en líneas que conducen vapor recalentado esta no deberá ser aislada y en lo posible su longitud deberá ser lo más larga posible aproximadamente 1.5 a 2 m , con el fin de capturar todo el condensado que se generé a lo largo de su trayectoria por la líneas de distribución.

### **Fin de línea ( Presencia de Aire en el Sistema )**

2. Por los problemas de arrastre y a la presencia de aire en el sistema principal de vapor debido a inesperadas paradas, se recomienda instalar sistemas de trampeo al final de cada línea principal de vapor , a la vez se deben instalar venteadores termostáticos ( tipo WT-3 que funcionan bien en presencia de vapor recalentado ), con el objetivo de ventear aire y gases no condensables, que disminuyen la eficiencia en el sistema.



### **Golpe de ariete**

3. Tener los diámetros correctamente dimensionados tanto en las líneas de vapor y de retorno de condensado, y a la vez tener un correcto sistema de recolección de condensado ( piernas colectoras ), garantizan evitar este tipo de efecto que perjudica en gran medida al sistema general de vapor en la planta azucarera.

### **Aislamiento**

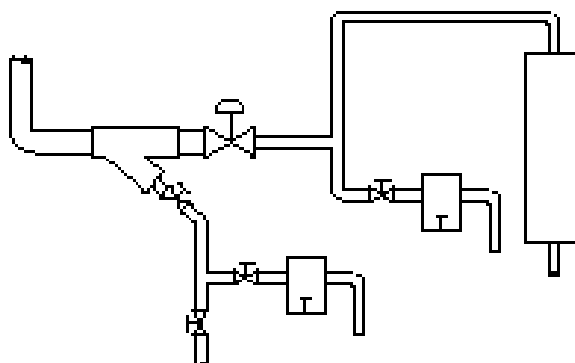
4. A lo largo del recorrido e inspección de los equipos en estas instalaciones, se encontraron varios tramos sin aislar y otros tramos estaban en mal estado lo cual representa considerables pérdidas de energía ( calor ), que a lo largo del tiempo se convierten en significantes perdidas de dinero con la consecuencia de tener un sistema menos eficiente.
5. Ya que significa un gran riesgo para la maquinaria que debe utilizar un vapor libre de presencia de partículas de condensado ( turbinas a vapor), debe cambiarse e instalarse por un nuevo sistema aislamiento para que la energía contenida en el vapor sea aprovechada al máximo para así mantener los equipos funcionando eficientemente.

### Arreglo de Tuberías de Vapor.

6. Todas las tomas de tuberías de vapor deben ser por la parte superior, debido a que si es tomado por la parte inferior o lateral lo que se va a tomar es vapor y condensado depositado en la parte inferior de la tubería, ( ver figura 3.3, sección 3.3.1 )

### Válvula reductora de presión:

7. Para sistemas de tuberías donde una válvula de control debe de estar a un nivel menor que la tubería principal o equipo intercambiador, se recomienda instalar un filtro del tamaño de la tubería antes de cada válvula de control, así como también antes de la válvula reguladora de presión (PRV), si es que existe una, además a pocos días de haber arrancado el sistema se debe de chequear ( purgar ) todas las mallas del filtro para limpiarlas y liberarlas de cualquier impureza existente.



8. En el caso de la válvula reductora de presión, nótese la importancia en la ubicación de los manómetros para el control, con esto se trata de evitar censar presiones erradas en áreas con presencia de turbulencia; el manómetro ubicado aguas arriba debe ubicarse a una distancia mínima de 10 veces el diámetro de entrada a la válvula y el manómetro de salida a una longitud mínima de 20 veces el diámetro de salida de la válvula de control, la distancia entre el by pass y el manómetro corresponde a una distancia mínima de 10 veces el diámetro de tubería desde la última válvula o accesorio ( ver figura 5.7 o plano # 6 ).
  
9. Para las instalaciones deberán colocarse antes de las válvulas reductoras lo siguiente:

Una trampa para protegerla del golpe de ariete.

Una válvula de compuerta o de bola para aislarla del vapor en caso de mantenimiento.

Un filtro para evitar que las impurezas pasen a la válvula y la dañen.

Una válvula de compuerta o de bola para aislarla del vapor en caso de mantenimiento.

Una válvula de globo como elemento de by-pass, la cual por su diseño interno permite que regule presión, no como una reductora que lo hará con mayor eficiencia pero sí como emergencia.

10. Para llevar un control eficiente para el consumo general de vapor en la planta recomendamos instalar medidores de flujo de vapor. Estos medidores pueden ser conectados a una computadora y llevar un control directo de eficiencia general de la planta.

La mayor parte de las mejoras en ahorros de vapor en esta Industria Azucarera están después de la generación de vapor, en la operación, mantenimiento y distribución. Normalmente en estas áreas se tienen fugas y equipos funcionando inadecuadamente, donde se tienen focos de pérdidas de vapor, por lo que son estas áreas las que nos ofrecen oportunidades de recuperar calor a través del uso de condensadores, trampas de vapor, retorno de condensados e intercambiadores de calor, una mejora en la eficiencia del sistema de vapor en un 30 %, ver apéndice D.

Al optimizar el uso de energía en los procesos, se obtiene no solamente una disminución de costos económicos, sino también la disminución de los efectos adversos sobre la naturaleza, lo cual se enmarca dentro de las nuevas tendencias mundiales en normas de calidad.

## **APÉNDICES**



## APÉNDICE A

### CÁLCULO DEL CONSUMO DE VAPOR DIRECTO PARA CADA TURBINA INSTALADAS EN UN INGENIO AZUCARERO

#### Sección Tandem de molinos # 2

##### Turbina Molino # 1

###### Condiciones de entrada:

Presión de vapor	$P_1 = 300 \text{ Psig} = 315 \text{ Psia}$
Temperatura del vapor	$T_1 = 500 \text{ }^\circ \text{F}$
Temperatura de saturación	$T_{1S} = 421,83 \text{ }^\circ \text{F}$

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y keys:

Entalpía	$h_1 = 1.255,8 \text{ Btu} / \text{Lb}_m$
Entropía	$S_1 = 1,5633 \text{ Btu} / \text{ }^\circ \text{F Lb}_m$
Volumen específico	$vs_1 = 1,6759 \text{ Ft}^3 / \text{min.}$

###### Condiciones de salida:

Presión de vapor	$P_1 = 20 \text{ Psig} = 35 \text{ Psia}$
Temperatura de saturación	$T_{2S} = 259,28 \text{ }^\circ \text{F}$

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y keys tenemos:

###### Entalpía

Entalpía líquido saturado	$h_f = 227,91 \text{ Btu} / \text{Lb}_m$
Entalpía de evaporación	$h_{fg} = 939,2 \text{ Btu} / \text{Lb}_m$
Entalpía vapor saturado	$h_g = 1167,1 \text{ Btu} / \text{Lb}_m$

###### Entropía

Entropía líquido saturado	$S_f = 0,3807 \text{ Btu} / \text{ }^\circ \text{F Lb}_m$
Entropía de evaporación	$S_{fg} = 1,3063 \text{ Btu} / \text{ }^\circ \text{F Lb}_m$
Entropía vapor saturado	$S_g = 1,6870 \text{ Btu} / \text{ }^\circ \text{F Lb}_m$

Ahora si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos obtener los siguientes valores:

$$x_2 = 90,53\% ; y_2 = 9,46\%$$

$$h_2 = (h_g - y_2 h_{fg}) = (1.167,1 - 0,0946 (939,2)) = 1.078,25 \text{ Btu / Lbm}$$

$$h_2' \cong 1155 \text{ Btu / Lbm}$$

$$x_2' = \frac{(h_2' - h_f)}{h_{fg}} = \frac{(1155 - 227.9)}{939.2} = 0.987 = 98\% \text{ de calidad ó título}$$

Por lo que su entropía será :

$$S_2' = (S_f + x_2' S_{fg})_2 = (0.3807 + 0.987 (1.3063)) = 1.6701 \text{ Btu / } ^\circ\text{F Lbm}$$

### Coefficiente especifico de vapor

#### Ciclo Real

$$Cev_R = \frac{2545}{(1255.8 - 1078.25) - 379.64 (1.6701 - 1.5633)} = 18.57 \text{ [Lbm / Hp - hr]}$$

$$\text{Consumo de vapor} = (581 \text{ Hp}) \times 18.57 \text{ [Lbm / Hp - hr]} = 10.792,67 \text{ (Lb vapor / hr)}$$

#### Ciclo Ideal:

$$Cev_I = \frac{2545}{(1255.8 - 1078.25)} = 14.33 \text{ [Lbm / Hp - hr]}$$

$$\text{Consumo de vapor} = (581 \text{ Hp}) \times 14.33 \text{ [Lbm / Hp - hr]} = 8.325,73 \text{ (Lb vapor / hr)}$$

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{137}{177.55} = 0.7716 = 77.2\%$$

## **Turbina Molino # 2**

### Condiciones de entrada:

Presión de vapor

$$P_1 = 300 \text{ Psig} = 315 \text{ Psia}$$

Temperatura del vapor

$$T_1 = 480 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperatura de saturación

$$T_{1s} = 421.83 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y keys:

Entalpía  $h_1 = 1243.3 \text{ Btu / Lb}_m$   
 Entropía  $S_1 = 1.5501 \text{ Btu / } ^\circ\text{F Lb}_m$   
 Volumen específico  $v_{s1} = 1.6266 \text{ Ft}^3 / \text{min.}$

Hay que indicar que la condiciones de salida ( descarga ) para todas las turbinas instaladas en este Ingenio Azucarero es la misma, por lo tanto sus propiedades termodinámicas serán iguales a las anotadas para la turbina de molino # 1 mencionada en el caso anterior.

Ahora si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos obtener los siguientes valores:

$x_2 = 89.53\% ; y_2 = 10.47\%$   
 $h_2 = ( h_g - y_2 h_{fg} ) = ( 1167.1 - 0.1047 ( 939.2 ) ) = 1068.76 \text{ Btu / Lb}_m$   
 $h_2' \cong 1155 \text{ Btu / Lb}_m, x_2' = 0.987 = 98 \% \text{ de calidad ó título}$   
 $S_2' = 1.6701 \text{ Btu / } ^\circ\text{F Lb}_m$

### Coefficiente especifico de vapor

#### Ciclo Real

$$Cev_R = \frac{2545}{(1.243,3 - 1.068,76 ) - 369.64 (1,6701 - 1,5501)} = 19,549 \text{ [Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr} ]$$

**Consumo de vapor** = ( 581 Hp ) x 19,549 [Lb<sub>m</sub> / Hp - hr.] = 11,357.96 ( Lb vapor / hr )

#### Ciclo Ideal:

$$Cev_I = \frac{2545}{(1243.3 - 1068.76 )} = 14.58 \text{ [Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr} ]$$

**Consumo de vapor** = ( 581 Hp ) x 14.58 [Lb<sub>m</sub> / Hp - hr.] = 8.470.98 ( Lb vapor / hr )

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{130.183}{174.54} = 0.7458 = 74.5 \%$$

### Turbina Molino # 3

#### Condiciones de entrada:

Presión de vapor	$P_1 = 300 \text{ Psig} = 315 \text{ Psia}$
Temperatura del vapor	$T_1 = 475 \text{ }^\circ\text{F}$
Temperatura de saturación	$T_{1s} = 421.83 \text{ }^\circ\text{F}$

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y keys:

Entalpía	$h_1 = 1240.05 \text{ Btu / Lb}_m$
Entropía	$S_1 = 1.5466 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$
Volumen específico	$v_{s1} = 1.614 \text{ Ft}^3 / \text{min.}$

Si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos obtener los siguientes valores:

$$x_2 = 89.3\% ; y_2 = 10.7\%$$
$$h_2 = (h_g - y_2 h_{fg}) = (1167.1 - 0.107 (939.2)) = 1066.15 \text{ Btu / Lb}_m$$
$$h_2' \cong 1155 \text{ Btu / Lb}_m, x_2' = 0.987 = 98\% \text{ de calidad ó título}$$
$$S_2' = 1.6701 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$$

#### Coefficiente específico de vapor

##### Ciclo Real

$$C_{evR} = \frac{2545}{(1240.05 - 1066.15) - 367.14 (1.6701 - 1.5466)} = 19.79 \text{ [Lb}_m / \text{H}_p - \text{h}_r]$$

$$\text{Consumo de vapor} = (581 \text{ H}_p) \times 19.79 \text{ [Lb}_m / \text{H}_p - \text{h}_r] = 11.501,75 \text{ (Lb vapor / hr)}$$

##### Ciclo Ideal:

$$C_{evI} = \frac{2545}{(1240.05 - 1066.15)} = 14.63 \text{ [Lb}_m / \text{H}_p - \text{h}_r]$$

$$\text{Consumo de vapor} = (581 \text{ H}_p) \times 14.63 \text{ [Lb}_m / \text{H}_p - \text{h}_r] = 8.500,03 \text{ (Lb vapor / hr)}$$

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{128.56}{173.9} = 0.7392 = 73.92\%$$

## Turbina Molino # 4

### Condiciones de entrada:

Presión de vapor	$P_1 = 300 \text{ Psig} = 315 \text{ Psia}$
Temperatura del vapor	$T_1 = 473 \text{ }^\circ\text{F}$
Temperatura de saturación	$T_{1s} = 421.83 \text{ }^\circ\text{F}$

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y Keyes:

Entalpía	$h_1 = 1238.75 \text{ Btu / Lb}_m$
Entropía	$S_1 = 1.5452 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$
Volumen específico	$v_{s1} = 1.608 \text{ Ft}^3 / \text{min.}$

Si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos a obtener los siguientes valores:

$$x_2 = 89.15\% ; y_2 = 10.85\%$$
$$h_2 = (h_g - y_2 h_{fg}) = (1167.1 - 0.1085 (939.2)) = 1065.14 \text{ Btu / Lb}_m$$
$$h_2' \cong 1155 \text{ Btu / Lb}_m, x_2' = 0.987 = 98\% \text{ de calidad ó título}$$
$$S_2' = 1.6701 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$$

### Coefficiente específico de vapor

#### Ciclo Real

$$C_{evR} = \frac{2545}{(1238.75 - 1065.14) - 366.14 (1.6701 - 1.5452)} = 19.90 \text{ [Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr}]$$

$$\text{Consumo de vapor} = (581 \text{ Hp}) \times 19.90 \text{ [Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr.}] = 11.562,83 \text{ (Lb vapor / hr)}$$

#### Ciclo Ideal:

$$C_{evI} = \frac{2545}{(1238.75 - 1065.14)} = 14.65 \text{ [Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr}]$$

$$\text{Consumo de vapor} = (581 \text{ Hp}) \times 14.65 \text{ [Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr.}] = 8.511,65 \text{ (Lb vapor / hr)}$$

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{127.879}{173.61} = 0.736 = 73.6\%$$

## Turbinas : 1º Juego de cuchillas - Desfibradora

### Condiciones de entrada:

Presión de vapor	$P_1 = 300 \text{ Psig} = 315 \text{ Psia}$
Temperatura del vapor	$T_1 = 465 \text{ °F}$
Temperatura de saturación	$T_{1s} = 421.83 \text{ °F}$

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y Keyes:

Entalpía	$h_1 = 1233.55 \text{ Btu / Lb}_m$
Entropía	$S_1 = 1.5396 \text{ Btu / °F Lb}_m$
Volumen específico	$v_{s1} = 1.588 \text{ Ft}^3 / \text{min.}$

Si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos a obtener los siguientes valores:

$$x_2 = 89.72\% ; y_2 = 11.28\%$$
$$h_2 = (h_g - y_2 h_{fg}) = (1167.1 - 0.1128 (939.2)) = 1061.12 \text{ Btu / Lb}_m$$
$$h_2' \cong 1155 \text{ Btu / Lb}_m, x_2' = 0.987 = 98\% \text{ de calidad ó título}$$
$$S_2' = 1.6701 \text{ Btu / °F Lb}_m$$

### Coefficiente específico de vapor

#### Ciclo Real

$$C_{evR} = \frac{2545}{(1233.55 - 1061.12) - 362.14 (1.6701 - 1.5396)} = 20.33 \text{ [Lb}_m / \text{HP - hr]}$$

#### **Consumo de vapor**

$$\text{1º Juego de Cuchillas} = (403 \text{ HP}) \times 20.33 \text{ [Lb}_m / \text{HP - hr.]} = 8.193,88 \text{ (Lb vapor/hr)}$$

$$\text{Desfibrador} = (1322 \text{ HP}) \times 20.33 \text{ [Lb}_m / \text{HP - hr.]} = 26.879,16 \text{ (Lb vapor/hr)}$$

#### Ciclo Ideal:

$$C_{evI} = \frac{2545}{(1233.55 - 1061.12)} = 14.75 \text{ [Lb}_m / \text{HP - hr]}$$

#### **Consumo de vapor**

$$\text{1º Juego de Cuchillas} = (403 \text{ HP}) \times 14.75 \text{ [Lb}_m / \text{HP - hr.]} = 5.944,25 \text{ (Lb vapor/hr)}$$

$$\text{Desfibrador} = (1322 \text{ HP}) \times 14.75 [\text{Lb}_m / \text{HP} - \text{hr.}] = 19.499,50 (\text{Lb vapor/hr})$$

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{125.17}{172.43} = 0.726 = 72.6\%$$

### **Turbina : 2º Juego de cuchillas**

Condiciones de entrada:

Presión de vapor	P <sub>1</sub> = 300 Psig = 315 Psia
Temperatura del vapor	T <sub>1</sub> = 450 ° F
Temperatura de saturación	T <sub>1s</sub> = 421.83 ° F

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y Keyes:

Entalpía	h <sub>1</sub> = 1223.4 Btu / Lb <sub>m</sub>
Entropía	S <sub>1</sub> = 1.5285 Btu / °F Lb <sub>m</sub>
Volumen específico	v <sub>s1</sub> = 1.5488 Ft <sup>3</sup> / min.

Si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos a obtener los siguientes valores:

$$x_2 = 87.87\% ; y_2 = 12.13\%$$

$$h_2 = (h_g - y_2 h_{fg}) = (1167.1 - 0.1213 (939.2)) = 1053.14 \text{ Btu / Lb}_m$$

$$h_{2'} \cong 1155 \text{ Btu / Lb}_m, x_{2'} = 0.987 = 98\% \text{ de calidad ó título}$$

$$S_{2'} = 1.6701 \text{ Btu / °F Lb}_m$$

### **Coefficiente específico de vapor**

#### **Ciclo Real**

$$C_{evR} = \frac{2545}{(1223.4 - 1053.14) - 354.64 (1.6701 - 1.5285)} = 21.20 [\text{Lb}_m / \text{HP} - \text{hr.}]$$

$$\text{Consumo de vapor} = (452 \text{ HP}) \times 21.20 [\text{Lb}_m / \text{HP} - \text{hr.}] = 9.582,73 (\text{Lb vapor / hr})$$

#### **Ciclo Ideal:**

$$C_{evI} = \frac{2545}{(1223.4 - 1053.14)} = 14.94 [\text{Lb}_m / \text{HP} - \text{hr.}]$$

$$\text{Consumo de vapor} = (452 \text{ HP}) \times 14.94 [\text{Lb}_m / \text{HP} - \text{hr.}] = 6.752,88 (\text{Lb vapor / hr})$$

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{120.042}{170.26} = 0.705 = 70.5\%$$

### Sección Tandem de molinos # 1

#### **Turbinas: Molino # 1 y Molino # 2**

Condiciones de entrada:

Presión de vapor	$P_1 = 200 \text{ Psig} = 215 \text{ Psia}$
Temperatura del vapor	$T_1 = 465 \text{ }^\circ\text{F}$
Temperatura de saturación	$T_{1s} = 387.895 \text{ }^\circ\text{F}$

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y keys:

Entalpía	$h_1 = 1247.37 \text{ Btu / Lb}_m$
Entropía	$S_1 = 1.5935 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$
Volumen específico	$v_{s1} = 2.4099 \text{ Ft}^3 / \text{min.}$

Si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos obtener los siguientes valores:

$$x_2 = 92.9\% ; y_2 = 7.1\%$$

$$h_2 = (h_g - y_2 h_{fg}) = (1167.1 - 0.071 (939.2)) = 1099.87 \text{ Btu / Lb}_m$$

$$h_{2'} \cong 1155 \text{ Btu / Lb}_m, x_{2'} = 0.987 = 98\% \text{ de calidad ó título}$$

$$S_{2'} = 1.6701 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$$

### Coeficiente específico de vapor

#### Ciclo Real

$$C_{evR} = \frac{2545}{(1247.37 - 1099.87) - 362.14 (1.6701 - 1.5935)} = 21.25 [\text{Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr}]$$

#### **Consumo de vapor**

$$\text{Molino \# 1 y \# 2} = (360 \text{ Hp}) \times 21.25 [\text{Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr.}] = 7.650,29 (\text{Lb vapor} / \text{hr})$$

#### Ciclo Ideal:



$$C_{evI} = \frac{2545}{(1247.37 - 1099.87)} = 17.25 \text{ [Lb}_m\text{ / H}_p\text{ - hr.]}$$

### Consumo de vapor

$$\text{Molino \# 1y \# 2} = (360 \text{ H}_p) \times 17.25 \text{ [Lb}_m\text{ / H}_p\text{ - hr.]} = 6210 \text{ ( Lb vapor / hr )}$$

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{119.76}{147.5} = 0.811 = 81.1\%$$

### Turbinas: Molino # 3 y Molino # 4

#### Condiciones de entrada:

Presión de vapor  $P_1 = 200 \text{ Psig} = 215 \text{ Psia}$   
 Temperatura del vapor  $T_1 = 440 \text{ }^\circ\text{F}$   
 Temperatura de saturación  $T_{1s} = 387.895 \text{ }^\circ\text{F}$   
 Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y keys:

Entalpía  $h_1 = 1232.65 \text{ Btu / Lb}_m$   
 Entropía  $S_1 = 1.5774 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$   
 Volumen específico  $v_{s1} = 2.3245 \text{ Ft}^3\text{ / min.}$

Si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos obtener los siguientes valores:

$$x_2 = 91.7\% ; y_2 = 8.3\%$$

$$h_2 = (h_g - y_2 h_{fg}) = (1167.1 - 0.083 (939.2)) = 1088.3 \text{ Btu / Lb}_m$$

$$h_2' \cong 1155 \text{ Btu / Lb}_m, x_2' = 0.987 = 98\% \text{ de calidad ó título}$$

$$S_2' = 1.6701 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$$

#### Coefficiente específico de vapor

#### Ciclo Real

$$C_{evR} = \frac{2545}{(1232.65 - 1088.3) - 349.64 (1.6701 - 1.5774)} = 22.73 \text{ [Lb}_m\text{ / H}_p\text{ - hr.]}$$

### Consumo de vapor

$$\text{Molino \# 3y \# 4} = (360 \text{ H}_p) \times 22.73 \text{ [Lb}_m\text{ / H}_p\text{ - hr.]} = 8.184,86 \text{ ( Lb vapor / hr )}$$

#### Ciclo Ideal:

$$C_{evI} = \frac{2545}{(1232.65 - 1088.3)} = 17.63 \text{ [Lbm / Hp - hr]}$$

### Consumo de vapor

$$\text{Molino \# 3y \# 4} = (360 \text{ Hp}) \times 17.63 \text{ [Lbm / Hp - hr.]} = 6.346,80 \text{ ( Lb vapor / hr)}$$

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{111.93}{144.35} = 0.775 = 77.5\%$$

### Turbinas: Molino # 5 -Molino # 6 - 1º juego de cuchillas – Desfibradora

#### Condiciones de entrada:

Presión de vapor	$P_1 = 300 \text{ Psig} = 315 \text{ Psia}$
Temperatura del vapor	$T_1 = 465 \text{ }^\circ\text{F}$
Temperatura de saturación	$T_{1S} = 421.83 \text{ }^\circ\text{F}$

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y keyes:

Entalpía	$h_1 = 1233.55 \text{ Btu / Lbm}$
Entropía	$S_1 = 1.5396 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lbm}$
Volumen específico	$v_{S1} = 1.588 \text{ Ft}^3 / \text{min.}$

Si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos obtener los siguientes valores:

$$x_2 = 89.72\% ; y_2 = 11.28\%$$

$$h_2 = (h_g - y_2 h_{fg}) = (1167.1 - 0.1128 (939.2)) = 1061.12 \text{ Btu / Lbm}$$

$$h_2' \cong 1155 \text{ Btu / Lbm}, x_2' = 0.987 = 98\% \text{ de calidad ó título}$$

$$S_2' = 1.6701 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lbm}$$

### Coefficiente especifico de vapor

#### Ciclo Real

$$C_{evR} = \frac{2545}{(1233.55 - 1061.12) - 362.14 (1.6701 - 1.5396)} = 20.33 \text{ [Lbm / Hp - hr]}$$

### Consumo de vapor

$$\text{Molino \# 5 y \# 6} = (360 \text{ Hp}) \times 20.33 \text{ [Lbm / Hp - hr.]} = 7.319.60 \text{ ( Lb vapor / hr)}$$

**1° Juego de Cuchillas**=(264 HP) x 20.33[Lb<sub>m</sub>/ H<sub>p</sub>-hr.] =5.367,70( Lb vapor / hr )  
**Desfibrador**=( 845 HP ) x 20.33 [Lb<sub>m</sub>/ H<sub>p</sub> - hr.] = 17.180,71 ( Lb vapor / hr )

**Ciclo Ideal:**

$$C_{ev1} = \frac{2545}{(1233.55 - 1061.12)} = 14.75 \text{ [Lb}_m\text{/ H}_p\text{- hr ]}$$

**Consumo de vapor**

**Molino # 5 y # 6** =( 360 HP ) x 14.75 [Lb<sub>m</sub>/ H<sub>p</sub> - hr.] = 5310 ( Lb vapor / hr )  
**1° Juego de Cuchillas**=(264 HP) x 14.75[Lb<sub>m</sub>/ H<sub>p</sub>-hr.] = 3894 ( Lb vapor / hr )  
**Desfibrador**=( 845 HP ) x 14.75 [Lb<sub>m</sub>/ H<sub>p</sub> - hr.] = 12.463,75 ( Lb vapor / hr )

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{125.17}{172.43} = 0.7259 = 72.59 \%$$

**Turbina: 2° Juego de Cuchillas**

**Condiciones de entrada:**

Presión de vapor P<sub>1</sub> = 200 Psig = 215 Psia  
 Temperatura del vapor T<sub>1</sub> = 450 ° F  
 Temperatura de saturación T<sub>1s</sub> = 387.895 ° F  
 Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y keys:

Entalpía h<sub>1</sub> = 1238.575 Btu / Lb<sub>m</sub>  
 Entropía S<sub>1</sub> = 1.584 Btu / °F Lb<sub>m</sub>  
 Volumen específico v<sub>s1</sub> = 2.358 Ft<sup>3</sup> / min.

Si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos obtener los siguientes valores:

x<sub>2</sub> = 82.12% ; y<sub>2</sub>=7.88%  
 h<sub>2</sub>=( h<sub>g</sub> - y<sub>2</sub> h<sub>fg</sub> ) =( 1167.1 - 0.0788 ( 939.2 ) ) =1093.045 Btu / Lb<sub>m</sub>  
 h<sub>2'</sub> ≅ 1155 Btu / Lb<sub>m</sub>, x<sub>2'</sub> = 0.987= 98 % de calidad ó titulo  
 S<sub>2'</sub> = 1.6701 Btu / °F Lb<sub>m</sub>

## **Coefficiente específico de vapor**

### **Ciclo Real**

$$C_{eVR} = \frac{2545}{(1238.57 - 1093.045) - 354.64 (1.6701 - 1.584)} = 22.13 \text{ [Lb}_m\text{ / H}_p\text{ - hr.]}$$

$$\text{Consumo de vapor} = (296 \text{ HP}) \times 22.13 \text{ [Lb}_m\text{ / H}_p\text{ - hr.]} = 6.551,15 \text{ ( Lb vapor / hr )}$$

### **Ciclo Ideal:**

$$C_{eVI} = \frac{2545}{(1238.57 - 1093.045)} = 17.48 \text{ [Lb}_m\text{ / H}_p\text{ - hr.]}$$

$$\text{Consumo de vapor} = (296 \text{ HP}) \times 17.48 \text{ [Lb}_m\text{ / H}_p\text{ - hr.]} = 5.174,08 \text{ ( Lb vapor / hr )}$$

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{114.99}{145.525} = 0.7901 = 79.01 \%$$

## **SECCIÓN CALDERAS**

### **Turbinas : Ventilador Tiro Inducido Caldera C9 y Turbo Bomba Pozo**

Condiciones de entrada:

Presión de vapor	$P_1 = 300 \text{ Psig} = 315 \text{ Psia}$
Temperatura del vapor	$T_1 = 500 \text{ }^\circ\text{F}$
Temperatura de saturación	$T_{1S} = 421.83 \text{ }^\circ\text{F}$

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y Keyes:

Entalpía	$h_1 = 1255.8 \text{ Btu / Lb}_m$
Entropía	$S_1 = 1.5633 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$
Volumen específico	$vs_1 = 1.6759 \text{ Ft}^3\text{ / min.}$

Si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos a obtener los siguientes valores:

$$x_2 = 90.53\% ; y_2 = 9.46\%$$

$$h_2 = (h_g - y_2 h_{fg}) = (1167.1 - 0.0946 (939.2)) = 1078.25 \text{ Btu / Lb}_m$$

$h_{2'} \cong 1155 \text{ Btu / Lb}_m$ ;  $x_{2'} = 98 \%$  de calidad ó título  
 $S_{2'} = 1.6701 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$

### **Coefficiente específico de vapor**

#### **Ciclo Real**

$$C_{evR} = \frac{2545}{(1255.8 - 1078.25) - 379.64(1.6701 - 1.5633)} = 18.57 \text{ [Lb}_m / \text{HP} - \text{hr.]}$$

### **Consumo de vapor**

$$\text{Ventilador Tiro Inducido Caldera C9} = (320 \text{ HP}) \times 18.57 \text{ [Lb}_m / \text{HP} - \text{hr.]} \\ = 5.944,33 \text{ ( Lb vapor / hr)}$$

$$\text{Turbo Bomba Pozo} = (225 \text{ HP}) \times 18.57 \text{ [Lb}_m / \text{HP} - \text{hr.]} = 4.179,6 \text{ ( Lb vapor / hr)}$$

### **Ciclo Ideal:**

$$C_{evI} = \frac{2545}{(1255.8 - 1078.25)} = 14.33 \text{ [Lb}_m / \text{HP} - \text{hr.]}$$

### **Consumo de vapor**

$$\text{Ventilador Tiro Inducido Caldera C9} = (320 \text{ HP}) \times 14.33 \text{ [Lb}_m / \text{HP} - \text{hr.]} \\ = 4.585,60 \text{ ( Lb vapor / hr)}$$

$$\text{Turbo Bomba Pozo} = (225 \text{ HP}) \times 14.33 \text{ [Lb}_m / \text{HP} - \text{hr.]} = 3.224,25 \text{ ( Lb vapor / hr)}$$

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{137}{177.55} = 0.7716 = 77.16 \%$$

### **Turbinas : Ventilador Tiro Inducido Caldera A11-Turbo Bomba Caldera B10- Turbo Bomba # 1**

#### **Condiciones de entrada:**

Presión de vapor	$P_1 = 300 \text{ Psig} = 315 \text{ Psia}$
Temperatura del vapor	$T_1 = 520 \text{ }^\circ\text{F}$
Temperatura de saturación	$T_{1s} = 421.83 \text{ }^\circ\text{F}$

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y keys:

Entalpía  
Entropía  
Volumen específico

$$h_1 = 1267.9 \text{ Btu / Lb}_m$$
$$S_1 = 1.5758 \text{ Btu / } ^\circ\text{F Lb}_m$$
$$v_{s1} = 1.7237 \text{ Ft}^3 / \text{min.}$$

Si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos obtener los siguientes valores:

$$x_2 = 91.49\% ; y_2 = 8.51\%$$
$$h_2 = (h_g - y_2 h_{fg}) = (1167.1 - 0.0851 (939.2)) = 1087.26 \text{ Btu / Lb}_m$$
$$h_{2'} \cong 1155 \text{ Btu / Lb}_m ; x_{2'} = 98\% \text{ de calidad ó título}$$
$$S_{2'} = 1.6701 \text{ Btu / } ^\circ\text{F Lb}_m$$

### Coefficiente específico de vapor

#### Ciclo Real

$$Cev_R = \frac{2545}{(1267.9 - 1087.26) - 389.64 (1.6701 - 1.5758)} = 17.686 [\text{Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr}]$$

#### **Consumo de vapor**

$$\text{Ventilador Tiro Inducido Caldera A11} = (800 \text{ Hp}) \times 17.686 [\text{Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr.}]$$
$$= 14.149.014 (\text{Lb vapor} / \text{hr})$$

$$\text{Turbo Bomba Caldera B10} = (175 \text{ Hp}) \times 17.686 [\text{Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr.}]$$
$$= 3.095,085 (\text{Lb vapor} / \text{hr})$$

$$\text{Turbo Bomba \# 1} = (320 \text{ Hp}) \times 17.686 [\text{Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr.}] = 5.659,584 (\text{Lb vapor} / \text{hr})$$

#### Ciclo Ideal:

$$Cev_I = \frac{2545}{(1267.9 - 1087.26)} = 14.08 [\text{Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr}]$$

#### **Consumo de vapor**

$$\text{Ventilador Tiro Inducido Caldera A11} = (800 \text{ Hp}) \times 14.08 [\text{Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr.}]$$
$$= 11264 (\text{Lb vapor} / \text{hr})$$

$$\text{Turbo Bomba Caldera B10} = (175 \text{ Hp}) \times 14.08 [\text{Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr.}]$$
$$= 2464 (\text{Lb vapor} / \text{hr})$$

$$\text{Turbo Bomba \# 1} = (320 \text{ Hp}) \times 14.08 [\text{Lb}_m / \text{Hp} - \text{hr.}] = 4.505,60 (\text{Lb vapor} / \text{hr})$$

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{143.89}{180.64} = 0.7965 = 79.65 \%$$

**Sección Planta Eléctrica**  
**Turbina : Turbo generador Eléctrico**

Condiciones de entrada:

Presión de vapor	$P_1 = 300 \text{ Psig} = 315 \text{ Psia}$
Temperatura del vapor	$T_1 = 500 \text{ }^\circ\text{F}$
Temperatura de saturación	$T_{1s} = 421.83 \text{ }^\circ\text{F}$

Con las condiciones anteriores de las tablas de vapor Keenan y keys:

Entalpía	$h_1 = 1255.8 \text{ Btu / Lb}_m$
Entropía	$S_1 = 1.5633 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$
Volumen específico	$v_{s1} = 1.6266 \text{ Ft}^3 / \text{min.}$

Si seguimos el procedimiento de cálculo mostrado en el Capítulo 2 vamos obtener los siguientes valores:

$$x_2 = 90.53\% ; y_2 = 9.46\%$$

$$h_2 = (h_g - y_2 h_{fg}) = (1167.1 - 0.0946 (939.2)) = 1078.25 \text{ Btu / Lb}_m$$

$$h_2' \cong 1155 \text{ Btu / Lb}_m ; x_2' = 98 \% \text{ de calidad ó título}$$

$$S_2' = 1.6701 \text{ Btu / }^\circ\text{F Lb}_m$$

**Coefficiente específico de vapor**

**Ciclo Real**

$$Cev_R = \frac{2545}{(1255.8 - 1078.25) - 379.64 (1.6701 - 1.5633)} = 18.576 \text{ [Lb}_m / H_p - h_r]$$

$$= 24.91 \text{ [Lb}_m / \text{Kw} - h_r]$$

**Consumo de vapor** =  $(5000 \text{ Kw}) \times 24.91 \text{ [Lb}_m / \text{Kw} - h_r] = 124.554, 11 \text{ (Lb}_{\text{vapor}} / \text{hr})$

**Ciclo Ideal:**

$$Cev_I = \frac{2545}{(1255.8 - 1078.25)} = 14.33 \text{ [Lb}_m / H_p - h_r] = 19.21 \text{ [Lb}_m / \text{Kw} - h_r]$$

**Consumo de vapor** =  $(5000 \text{ Kw}) \times 19.21 \text{ [Lb}_m / \text{Kw} - h_r] = 96050 \text{ (Lb}_{\text{vapor}} / \text{hr})$

Su rendimiento relativo interno de la turbina a vapor será:

$$\eta_{Ri-turbina} = \frac{H_i}{H_0} = \frac{137}{177.55} = 0.7716 = 77.16 \%$$

## APÉNDICE B

### CÁLCULO DE PÉRDIDAS TÉRMICAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR : AIRE EN MOVIMIENTO Y EN REPOSO.

**Tubería desnuda: LÍNEA DE ALIMENTACIÓN TURBO BOMBA POZO .  
P = 300 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN REPOSO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura (° C ),( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en calma ) $T_\infty$ )
$\beta$	= Coeficiente de Expansión térmica volumétrica
$g$	= Gravedad ( $m / s^2$ )
$\phi$	= Diámetro de la tubería ( m )
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2 / s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( $W / m \text{ } ^\circ K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Ra_D$	= Numero de Rayleigh
$\sigma$	= Constante de Stefan - Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \text{ } ^\circ K^4$ )

#### Datos Recopilados:

$\phi_{Tubería}$	=	4	( in )	0,1016	( m )
$T_\infty$ aire en calma	=	32	( ° C )	305	( ° K )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	145	( ° C )	418	( ° K )
$\epsilon$	=	0,9			
Longitud de tubería sin aislar	=	100	( m )	328,08	( Ft )

#### Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura de película

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

$$Ra_D = \frac{\beta * \Delta T * g * \phi^3}{\nu^2} * P_r$$

$$Nu_D = \left[ 0.60 + \frac{0.387 * Ra_D^{1/4}}{(1 + (0.559 / P_r)^{1/4})^{0.25}} \right]^2$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor

$T_F$	=	361,5	( ° K )
$\nu$	=	2,22E-05	( $m^2 / s$ )
$K$	=	3,09E-02	( $W / m \text{ } ^\circ K$ )
$P_r$	=	0,6976	
$\beta$	=	0,002766	( $^\circ K^{-1}$ )
$Ra_D$	=	4,532E+06	
$Nu_D$	=	17,635	
$h_c$	=	5,366	$W / m^2 \text{ } ^\circ K$
$h_r$	=	9,879	$W / m^2 \text{ } ^\circ K$
$Q$	=	54,982 276	$W$





**Tubería desnuda: LÍNEA DE DESCARGA TURBO BOMBA POZO .**  
**P= 20 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN REPOSO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), (temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio (aire en calma) $T_{\infty}$ )
$\beta$	= Coeficiente de Expansión térmica volumétrica
$g$	= Gravedad ( $m/s^2$ )
$\phi$	= Diámetro de la tubería (m)
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Ra_D$	= Numero de Rayleigh
$\sigma$	= Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W/m^2^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tubería}$	=	6	(in)	0,1524	(m)
$T_{\infty}$ aire en calma	=	27	( $^{\circ}C$ )	300	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	145	( $^{\circ}C$ )	418	( $^{\circ}K$ )
$\epsilon$	=	0,9			
Longitud de tubería sin aislar	=	5	(m)	16,40	(Ft)

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura de película**

$$T_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

$$Ra_D = \frac{\beta * \Delta T * g * \phi^3}{\nu^2} * P_r$$

$$Nu_D = \left[ 0.60 + \frac{0,387 * Ra_D^{1/6}}{(1 + (0.559/P_r)^{9/16})^{8/27}} \right]^2$$

$$\bar{h}_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

$T_f$	=	359	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	2,19E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	3,07E-02	( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,6982	
$\beta$	=	0,002786	( $^{\circ}K^{-1}$ )
$Ra_D$	=	1,660E+07	
$Nu_D$	=	26,861	
$\bar{h}_c$	=	5,408	$W/m^2^{\circ}K$
$\bar{h}_r$	=	9,699	$W/m^2^{\circ}K$
$Q$	=	4,267.576	W

Perdida Total de calor

**Tubería desnuda: LÍNEA DE ALIMENTACIÓN TURBO GENERADOR#6  
P = 300Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN REPOSO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), (temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio (aire en calma) $T_{\infty}$ )
$\beta$	= Coeficiente de Expansión térmica volumétrica
$g$	= Gravedad ( $m/s^2$ )
$\phi$	= Diámetro de la tubería (m)
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Ra_D$	= Numero de Rayleigh
$\sigma$	= Constante de Stefan - Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tuberia}$	=	12	(in)	0,3048	(m)
$T_{\infty}$ aire en calma	=	27	( $^{\circ}C$ )	300	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	225	( $^{\circ}C$ )	498	( $^{\circ}K$ )
$\epsilon$	=	0,9			
$L$ longitud de tubería sin aislar	=	5	(m)	16,40	(Ft)

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura de película**

$$\bar{T}_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$

$$\beta = \frac{1}{\bar{T}_f}$$

$$Ra_D = \frac{\beta * \Delta T * g * \phi^3}{\nu^2} * P_r$$

$$Nu_D = \left[ 0.60 + \frac{0.387 * Ra_D^{1/4}}{(1 + (0.559/P_r)^{1/4})^{4/3}} \right]^2$$

$$\bar{h}_c = \frac{k}{\phi_{tuberia}} * Nu_D$$

$T_f$	=	399	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	2,64E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	3,38E-02	( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,690	
$\beta$	=	0,002506	( $^{\circ}K^{-1}$ )
$Ra_D$	=	1,360E+08	
$Nu_D$	=	53,448	
$h_c$	=	5,927	$W/m^2 \cdot K$
$h_r$	=	13,764	$W/m^2 \cdot K$

**Tubería desnuda: LÍNEA DE DESCARGA TURBO GENERADOR 6**  
**P= 20 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN REPOSO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), (temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio (aire en calma) $T_{\infty}$ )
$\beta$	= Coeficiente de Expansión térmica volumétrica
$g$	= Gravedad ( $m/s^2$ )
$\phi$	= Diámetro de la tubería (m)
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Ra_D$	= Numero de Rayleigh
$\sigma$	= Constante de Stefan - Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W/m^2^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tubería}$	=	12	(in)	0,3048	(m)
$T_{\infty}$ aire en calma	=	27	( $^{\circ}C$ )	300	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	108,33	( $^{\circ}C$ )	381,33	( $^{\circ}K$ )
$\epsilon$	=	0,9			
Longitud de tubería sin aislar	=	2	(m)	6,56	(Ft)

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura de película**

$$T_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

$$Ra_D = \frac{\beta * \Delta T * g * \phi^3}{\nu^2} * P_r$$

$$Nu_D = \left[ 0.60 + \frac{0.387 * Ra_D^{1/4}}{(1 + (0.559/P_r)^{9/16})^{8/27}} \right]^2$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor

$T_f$	=	340,67	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	2,00E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	2,93E-02	( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,7013	
$\beta$	=	0,002935	( $^{\circ}K^{-1}$ )
$Ra_D$	=	1,164E+08	
$Nu_D$	=	50,899	
$h_c$	=	4,893	$W/m^2^{\circ}K$
$h_r$	=	8,185	$W/m^2^{\circ}K$
$Q$	=	2.036,949	W



**Tubería desnuda: LÍNEA DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 5-6  
DESFIBRADOR P= 300 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN MOVIMIENTO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en movimiento ) $T_{\infty}$ )
$V$	= Velocidad del viento ( m / s )
$\phi$	= Diámetro de la tubería ( m )
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Re_D$	= Numero de Reynolds
$\sigma$	= Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \text{ } ^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tubería}$	=	6	( in )	0,1524	( m )
$T_{\infty}$ aire en movimiento	=	27	( $^{\circ}C$ )	300	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	186	( $^{\circ}C$ )	459	( $^{\circ}K$ )
$V_{viento}$	=	10	mph	4,470	m / s
$\epsilon$	=	0,9			
$L_{longitud}$ de tubería sin aislar	=	3	( m )	9,84	( Ft )

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura del medio  $T_{\infty}$   
( aire en movimiento )**

$T_{\infty}$ aire en mov	=	300	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	1,59E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	2,63E-02	( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,707	

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura superficial de la tubería**

$T_s$	=	459	( $^{\circ}K$ )
$P_{r,s}$	=	0,686	
$Re_D$	=	4,287E+04	
$Nu_D$	=	141,049	
$h_c$	=	24,341	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$h_r$	=	11,646	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$Q$	=	8,219,642	W
$Q$	=	20,041,184	Btu / h

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * P_r^n * \left( \frac{P_r}{P_{r,s}} \right)^{1,4} \right]$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor  
 $Q = Q_{conveccion} + Q_{radiacion}$

**Tubería desnuda: LÍNEA DE ALIMENTACIÓN 1° JUEGO DE CUCHILLAS**  
**P = 300 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN MOVIMIENTO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en movimiento ) $T_{\infty}$ )
$V$	= Velocidad del viento ( m / s )
$\phi$	= Diámetro de la tubería ( m )
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Re_D$	= Numero de Reynolds
$\sigma$	= Constante de Stefan -- Boitzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \text{ }^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tuberia}$	=	4	( in )	0,1016	( m )
$T_{\infty}$ aire en movimiento	=	27	( $^{\circ}C$ )	300	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	176,6	( $^{\circ}C$ )	449,6	( $^{\circ}K$ )
$V_{viento}$	=	10	mph	4,470	m / s
$\epsilon$	=	0,9			
$L_{longitud}$ de tubería sin aislar	=	3	( m )	9,84	( Ft )

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura del medio  $T_{\infty}$**   
**( aire en movimiento )**

$T_{\infty}$ aire en mov	=	300	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	1,59E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	2,63E-02	( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,707	

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura superficial de la tubería**

$T_s$	=	449,6	( $^{\circ}K$ )
$P_{r,s}$	=	0,686	
$Re_D$	=	2,858E+04	
$Nu_D$	=	110,590	
$h_c$	=	28,627	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$h_r$	=	11,175	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$Q$	=	5,701,679	W
$Q$	=	19,483,558	Btu / ft

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * P_r^n * \left( \frac{P_r}{P_{r,s}} \right)^{1/4} \right]$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tuberia}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor

$$Q = Q_{convección} + Q_{radiación}$$



**Tubería desnuda: LÍNEA DE ALIMENTACIÓN DESFIBRADOR TANDEM 2**  
**P = 300 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN MOVIMIENTO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en movimiento ) $T_{\infty}$ )
$V$	= Velocidad del viento ( m / s )
$\phi$	= Diámetro de la tubería ( m )
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( $W / m^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Re_D$	= Numero de Reynolds
$\sigma$	= Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \text{ }^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tuberia}$	=	4	( in )	0,1016	( m )
$T_{\infty}$ aire en movimiento	=	30	( $^{\circ}C$ )	303	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	207,22	( $^{\circ}C$ )	480,22	( $^{\circ}K$ )
$V_{viento}$	=	10	mph	4,470	m / s
$\epsilon$	=	0,9			
Longitud de tubería sin aislar	=	10	( m )	32,81	( Ft )

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura del medio  $T_{\infty}$**   
**( aire en movimiento ) .**

$T_{\infty}$ aire en mov	=	303	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	1,62E-05	( $m^2 / s$ )
$K$	=	2,65E-02	( $W / m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,70658	

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura superficial de la tubería**

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * P_r^n * \left( \frac{P_r}{P_{r,s}} \right)^{1/4} \right]$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tuberia}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor  
 $Q = Q_{conveccion} + Q_{radiacion}$

$T_s$	=	480,22	( $^{\circ}K$ )
$P_{r,s}$	=	0,685	
$Re_D$	=	2,805E+04	
$Nu_D$	=	109,348	
$h_c$	=	28,545	$W / m^2 \text{ }^{\circ}K$
$h_r$	=	12,886	$W / m^2 \text{ }^{\circ}K$
$Q$	=	20.435,985	$W$
$Q$	=	73.951,236	$Btu / h$

**Tubería desnuda: LÍNEA ENTRADA SEPARADOR A UN COSTADO DE  
DESFIBRADOR TANDEM 2 P = 300 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN MOVIMIENTO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en movimiento ) $T_{\infty}$ )
$V$	= Velocidad del viento ( m / s )
$\phi$	= Diámetro de la tubería ( m )
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Re_D$	= Numero de Reynolds
$\sigma$	= Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \text{ }^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tubería}$	=	12	( in )	0,3048	( m )
$T_{\infty}$ aire en movimiento	=	30	( $^{\circ}C$ )	303	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	206,6	( $^{\circ}C$ )	479,6	( $^{\circ}K$ )
$V_{viento}$	=	10	mph	4,470	m / s
$\epsilon$	=	0,9			
$L_{longitud}$ de tubería sin aislar	=	6	( m )	19,69	( Ft )

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura del medio  $T_{\infty}$   
( aire en movimiento )**

$T_{\infty}$ aire en mov	=	303	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	1,62E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	2,65E-02	( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,70658	

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura superficial de la tubería**

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * P_r^n * \left( \frac{P_r}{P_{r,s}} \right)^{1,4} \right]$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor

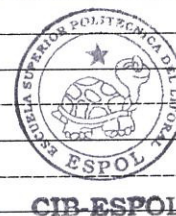
$$Q = Q_{conveccion} + Q_{radiacion}$$

$T_s$	=	479,6	( $^{\circ}K$ )
$P_{r,s}$	=	0,685	
$Re_D$	=	8,414E+04	
$Nu_D$	=	211,390	
$h_c$	=	18,394	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$h_r$	=	12,852	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$Q$	=	31.703,574	W
$Q$	=	108.169,428	Btu / h



**Tubería desnuda: LÍNEA DE DESCARGA UNIÓN PLANTA ELÉCTRICA  
CALDERAS SECCIÓN TANDEM 1 P = 20 Psig**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN MOVIMIENTO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$ = Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en movimiento ) $T_{\infty}$ )	
$V$ = Velocidad del viento ( m / s )	
$\phi$ = Diámetro de la tubería ( m )	
$\epsilon$ = Emisividad de la tubería	
$\nu$ = Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )	
$K$ = Conductividad térmica ( W / m $^{\circ}K$ )	
$P_r$ = Número de Prandtl	
$Re_D$ = Numero de Reynolds	
$\sigma$ = Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \text{ }^{\circ}K^4$ )	



**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tubería}$	=	36	( in )	0,9144	( m )
$T_{\infty}$ aire en movimiento	=	27	( $^{\circ}C$ )	300	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	106,6	( $^{\circ}C$ )	379,6	( $^{\circ}K$ )
$V_{viento}$	=	10	mph	4,470	m / s
$\epsilon$	=	0,9			
$L_{ongitud}$ de tubería sin aislar	=	1,5	( m )	4,92	( Ft )

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura del medio  $T_{\infty}$   
( aire en movimiento )**

$T_{\infty}$ aire en mov	=	300	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	1,59E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	2,63E-02	( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,707	

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura superficial de la tubería**

$T_s$	=	379,6	( $^{\circ}K$ )
$P_{rs}$	=	0,694	
$Re_D$	=	2,572E+05	
$Nu_D$	=	413,295	
$h_c$	=	11,887	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$h_r$	=	8,118	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$Q$	=	6.861.999	W
$Q$	=	33.412.112	Btu / h

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * P_r^n * \left( \frac{P_r}{P_{rs}} \right)^{1,4} \right]$$

$$\bar{h}_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor  
 $Q = Q_{conveccion} + Q_{radiacion}$





**Tubería desnuda: LÍNEA DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 1-2-3-4-2°  
JUEGO P= 200 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN MOVIMIENTO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$ = Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ) , ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en movimiento ) $T_{\infty}$ )	
$V$ = Velocidad del viento ( m / s )	
$\phi$ = Diámetro de la tubería ( m )	
$\epsilon$ = Emisividad de la tubería	
$\nu$ = Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )	
$K$ = Conductividad térmica ( W / m $^{\circ}K$ )	
$P_r$ = Número de Prandtl	
$Re_D$ = Numero de Reynolds	
$\sigma$ = Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8}$ W / m <sup>2</sup> $^{\circ}K^4$ )	

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tuberna}$	=	10	( in )	0,254	( m )
$T_{\infty}$ aire en movimiento	=	27	( $^{\circ}C$ )	300	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext Tubería	=	221,6	( $^{\circ}C$ )	494,6	( $^{\circ}K$ )
$V_{viento}$	=	10	mph	4,470	m / s
$\epsilon$	=	0,9			
$L_{longitud}$ de tubería sin aislar	=	2	( m )	6,56	( Ft )

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura del medio  $T_{\infty}$   
( aire en movimiento ).**

$T_{\infty}$ aire en mov	=	300	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	1,59E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	2,63E-02	( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,707	

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura superficial de la tubería**

$T_s$	=	494,6	( $^{\circ}K$ )
$P_{rs}$	=	0,684	
$Re_D$	=	7,145E+04	
$Nu_D$	=	191,637	
$h_c$	=	19,843	W / m <sup>2</sup> $^{\circ}K$
$h_r$	=	13,569	W / m <sup>2</sup> $^{\circ}K$
$Q$	=	10.376,527	W
$Q$	=	35.403,672	Btu / h

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * P_r^n * \left( \frac{P_r}{P_{rs}} \right)^{1/4} \right]$$

$$\bar{h}_c = \frac{k}{\phi_{tuberia}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor  
 $Q = Q_{conveccion} + Q_{radiacion}$

**Tubería desnuda: LÍNEA DE ALIMENTACIÓN DESFIBRADOR TANDEM 2**  
**P = 300 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN MOVIMIENTO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en movimiento ) $T_{\infty}$ )
$V$	= Velocidad del viento ( m / s )
$\phi$	= Diámetro de la tubería ( m )
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Re_D$	= Numero de Reynolds
$\sigma$	= Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \text{ } ^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tubería}$	=	4	( in )	0,1016	( m )
$T_{\infty}$ aire en movimiento	=	30	( $^{\circ}C$ )	303	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	207,22	( $^{\circ}C$ )	480,22	( $^{\circ}K$ )
$V_{viento}$	=	10	mph	4,470	m / s
$\epsilon$	=	0,9			
Longitud de tubería sin aislar	=	10	( m )	32,81	( Ft )

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura del medio  $T_{\infty}$**   
**( aire en movimiento ) .**

$T_{\infty}$ aire en mov	=	303	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	1,62E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	2,65E-02	( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,70658	

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura superficial de la tubería**

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * P_r^n * \left( \frac{P_r}{P_{r,s}} \right)^{1/4} \right]$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor  
 $Q = Q_{conveccion} + Q_{radiación}$

$T_s$	=	480,22	( $^{\circ}K$ )
$P_{r,s}$	=	0,685	
$Re_D$	=	2,805E+04	
$Nu_D$	=	109,348	
$h_c$	=	28,545	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$h_r$	=	12,886	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$Q$	=	20.435,985	W
$Q$	=	73.951,236	Btu / h

**Tubería desnuda: LÍNEA DE PRINCIPAL DE ALIMENTACIÓN MOLINOS  
1-3-4 P = 300 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN MOVIMIENTO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en movimiento ) $T_{\infty}$ )
$V$	= Velocidad del viento ( m / s )
$\phi$	= Diámetro de la tubería ( m )
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Re_D$	= Numero de Reynolds
$\sigma$	= Constante de Stefan – Boitzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \text{ } ^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tubería}$	=	6	( in )	0,1524	( m )
$T_{\infty}$ aire en movimiento	=	30	( $^{\circ}C$ )	303	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	226,1	( $^{\circ}C$ )	499,1	( $^{\circ}K$ )
$V_{viento}$	=	10	mph	4,470	m / s
$\epsilon$	=	0,9			
$L_{longitud}$ de tubería sin aislar	=	20	( m )	65,62	( Ft )

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura del medio  $T_{\infty}$   
( aire en movimiento ) :**

$T_{\infty}$ aire en mov	=	303	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	1,62E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	2,65E-02	( W / m $^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,70658	



**CIB-ESPOL**

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura superficial de la tubería**

$T_s$	=	499,1	( $^{\circ}K$ )
$P_{r,s}$	=	0,684	
$Re_D$	=	4,207E+04	
$Nu_D$	=	139,466	
$h_c$	=	24,271	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$h_r$	=	13,954	W / m $^2$ $^{\circ}K$
$Q$	=	71.777,668	W
$Q$	=	244.888,225	Btu / h

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * P_r^n * \left( \frac{P_r}{P_{r,s}} \right)^{1,4} \right]$$

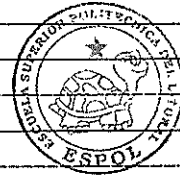
$$h_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor

$$Q = Q_{conveccion} + Q_{radiacion}$$

**Tubería desnuda: LÍNEA DE DESCARGA PRINCIPAL MOLINOS 1-3-4**  
**P = 20Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN MOVIMIENTO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$ = Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en movimiento ) $T_{\infty}$ )	
$V$ = Velocidad del viento ( m / s )	
$\phi$ = Diámetro de la tubería ( m )	
$\epsilon$ = Emisividad de la tubería	
$\nu$ = Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )	
$K$ = Conductividad térmica ( $W / m^{\circ}K$ )	
$P_r$ = Número de Prandtl	
$Re_D$ = Numero de Reynolds	
$\sigma$ = Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \text{ }^{\circ}K^4$ )	



**CIB-ESPOL**

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tubería}$	=	20	( in )	0,508	( m )
$T_{\infty}$ aire en movimiento	=	30	( $^{\circ}C$ )	303	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	113,33	( $^{\circ}C$ )	386,33	( $^{\circ}K$ )
$V_{viento}$	=	10	mph	4,470	m / s
$\epsilon$	=	0,9			
$L_{longitud}$ de tubería sin aislar	=	50	( m )	164,04	( Ft )

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura del medio  $T_{\infty}$**   
**( aire en movimiento ) .**

$T_{\infty}$ aire en mov	=	303	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	1,62E-05	( $m^2 / s$ )
$K$	=	2,65E-02	( $W / m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,70658	

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura superficial de la tubería**

$T_s$	=	386,33	( $^{\circ}K$ )
$P_{r,s}$	=	0,693	
$Re_D$	=	1,402E+05	
$NU_D$	=	287,206	
$h_c$	=	14,995	$W / m^2 \text{ }^{\circ}K$
$h_r$	=	8,480	$W / m^2 \text{ }^{\circ}K$
$Q$	=	156,091,308	$W$
$Q$	=	332,367,933	$Btu / h$

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * P_r^n * \left( \frac{P_r}{P_{r,s}} \right)^{1,4} \right]$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor

$$Q = Q_{convección} + Q_{radiación}$$

**Tubería desnuda: LÍNEA ALIMENTACIÓN PRINCIPAL MOLINO 1  
TANDEM 2      P = 300Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN REPOSO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), (temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio (aire en calma) $T_{\infty}$ )
$\beta$	= Coeficiente de Expansión térmica volumétrica
$g$	= Gravedad ( $m/s^2$ )
$\phi$	= Diámetro de la tubería (m)
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Ra_D$	= Numero de Rayleigh
$\sigma$	= Constante de Stefan - Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W/m^2 \cdot ^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tubería}$	=	4	(in)	0,1016	(m)
$T_{\infty}$ aire en calma	=	30	( $^{\circ}C$ )	303	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	212,22	( $^{\circ}C$ )	485,22	( $^{\circ}K$ )
$\epsilon$	=	0,9			
Longitud de tubería sin aislar	=	2	(m)	6,56	(Ft)

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura de película**

$$T_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

$$Ra_D = \frac{\beta * \Delta T * g * \phi^3}{\nu^2} * P_r$$

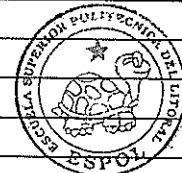
$$Nu_D = \left[ 0.60 + \frac{0.387 * Ra_D^{1/6}}{(1 + (0.559/P_r)^{16})^{1/4}} \right]^2$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

$T_f$	=	394,11	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	2,58E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	3,34E-02	( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,691	
$\beta$	=	0,002537	( $^{\circ}K^{-1}$ )
$Ra_D$	=	4,950E+06	
$Nu_D$	=	18,117	
$h_c$	=	5,947	$W/m^2 \cdot ^{\circ}K$
$h_r$	=	13,163	$W/m^2 \cdot ^{\circ}K$

**Tubería desnuda: SEPARADOR MOLINO 1 TANDEM 2**  
**P = 300Psig**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN REPOSO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$ = Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), (temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio (aire en calma) $T_{\infty}$ )	
$\beta$ = Coeficiente de Expansión térmica volumétrica	
$g$ = Gravedad ( $m/s^2$ )	
$\phi$ = Diámetro de la tubería (m)	
$\epsilon$ = Emisividad de la tubería	
$\nu$ = Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )	
$K$ = Conductividad térmica ( $W/m^{\circ}K$ )	
$P_r$ = Número de Prandtl	
$Ra_D$ = Numero de Rayleigh	
$\sigma$ = Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W/m^2^{\circ}K^4$ )	



**CIB-ESPOL**

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tuberia}$	=	6	(in)	0,1524	(m)
$T_{\infty}$ aire en calma	=	32	( $^{\circ}C$ )	305	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	165	( $^{\circ}C$ )	438	( $^{\circ}K$ )
$\epsilon$	=	0,9			
Longitud de tubería sin aislar	=	3	(m)	9,84	(Ft)

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura de película**

$$\bar{T}_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$

$$\beta = \frac{1}{\bar{T}_f}$$

$$Ra_D = \frac{\beta * \Delta T * g * \phi^3}{\nu^2} * P_r$$

$$Nu_D = \left[ 0.60 + \frac{0.387 * Ra_D^{1/6}}{(1 + (0.559/P_r)^{1/6})^{8/27}} \right]^2$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tuberia}} * Nu_D$$

$T_F$	=	371,50	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	2,33E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	3,16E-02	( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,696	
$\beta$	=	0,002692	( $^{\circ}K^{-1}$ )
$Ra_D$	=	1,594E+07	
$Nu_D$	=	26,496	
$h_c$	=	5,500	$W/m^2^{\circ}K$
$h_r$	=	10,801	$W/m^2^{\circ}K$



**Tubería desnuda: LÍNEA ALIMENTACIÓN SEPARADOR ENTRE  
MOLINO 5-6 TANDEM 1 P = 300Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN REPOSO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), (temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio (aire en calma) $T_{\infty}$ )
$\beta$	= Coeficiente de Expansión térmica volumétrica
$g$	= Gravedad ( $m/s^2$ )
$\phi$	= Diámetro de la tubería (m)
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Ra_D$	= Numero de Rayleigh
$\sigma$	= Constante de Stefan - Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W/m^2 \text{ } ^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tuberia}$	=	10	(in)	0,254	(m)
$T_{\infty}$ aire en calma	=	35	( $^{\circ}C$ )	308	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	165	( $^{\circ}C$ )	438	( $^{\circ}K$ )
$\epsilon$	=	0,9			
Longitud de tubería sin aislar	=	10	(m)	32,81	(Ft)

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura de película**

$$\bar{T}_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$

$$\beta = \frac{1}{\bar{T}_f}$$

$$Ra_D = \frac{\beta * \Delta T * g * \phi^3}{\nu^2} * P_r$$

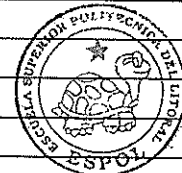
$$Nu_D = \left[ 0.60 + \frac{0,387 * Ra_D^{1/6}}{(1 + (0.559/P_r)^{9/16})^{4/27}} \right]^2$$

$$\bar{h}_c = \frac{k}{\phi_{tuberia}} * Nu_D$$

$T_f$	=	373,00	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	2,34E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	3,17E-02	( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,695	
$\beta$	=	0,002681	( $^{\circ}K^{-1}$ )
$Ra_D$	=	7,090E+07	
$Nu_D$	=	43,183	
$h_c$	=	5,398	$W/m^2 \text{ } ^{\circ}K$
$h_f$	=	10,915	$W/m^2 \text{ } ^{\circ}K$

**Tubería desnuda: SEPARADOR MOLINO 1 TANDEM 2**  
**P = 300Psig**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN REPOSO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$ = Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), (temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio (aire en calma) $T_{\infty}$ )	
$\beta$ = Coeficiente de Expansión térmica volumétrica	
$g$ = Gravedad ( $m/s^2$ )	
$\phi$ = Diámetro de la tubería (m)	
$\epsilon$ = Emisividad de la tubería	
$\nu$ = Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )	
$K$ = Conductividad térmica ( $W/m^{\circ}K$ )	
$P_r$ = Número de Prandtl	
$Ra_D$ = Numero de Rayleigh	
$\sigma$ = Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W/m^2^{\circ}K^4$ )	



**CIB-ESPOL**

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tuberia}$	=	6	(in)	0,1524	(m)
$T_{\infty}$ aire en calma	=	32	( $^{\circ}C$ )	305	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	165	( $^{\circ}C$ )	438	( $^{\circ}K$ )
$\epsilon$	=	0,9			
Longitud de tubería sin aislar	=	3	(m)	9,84	(Ft)

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura de película**

$$\bar{T}_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$

$$\beta = \frac{1}{\bar{T}_f}$$

$$Ra_D = \frac{\beta * \Delta T * g * \phi^3}{\nu^2} * P_r$$

$$Nu_D = \left[ 0.60 + \frac{0.387 * Ra_D^{1/6}}{(1 + (0.559/P_r)^{1/6})^{8/27}} \right]^2$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tuberia}} * Nu_D$$

$T_F$	=	371,50	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	2,33E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	3,16E-02	( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,696	
$\beta$	=	0,002692	( $^{\circ}K^{-1}$ )
$Ra_D$	=	1,594E+07	
$Nu_D$	=	26,496	
$h_c$	=	5,500	$W/m^2^{\circ}K$
$h_r$	=	10,801	$W/m^2^{\circ}K$





**Tubería desnuda: LÍNEA ALIMENTACIÓN SEPARADOR ENTRE  
MOLINO 5-6 TANDEM 1 P = 300Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN REPOSO	
<b>PARAMETROS DE CÁLCULO :</b>	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), (temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio (aire en calma) $T_{\infty}$ )
$\beta$	= Coeficiente de Expansión térmica volumétrica
$g$	= Gravedad ( $m/s^2$ )
$\phi$	= Diámetro de la tubería (m)
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Ra_D$	= Numero de Rayleigh
$\sigma$	= Constante de Stefan - Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W/m^2 \text{ } ^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tuberia}$	=	10	(in)	0,254	(m)
$T_{\infty}$ aire en calma	=	35	( $^{\circ}C$ )	308	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	165	( $^{\circ}C$ )	438	( $^{\circ}K$ )
$\epsilon$	=	0,9			
Longitud de tubería sin aislar	=	10	(m)	32,81	(Ft)

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura de película**

$$\bar{T}_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2}$$

$$\beta = \frac{1}{\bar{T}_f}$$

$$Ra_D = \frac{\beta * \Delta T * g * \phi^3}{\nu^2} * P_r$$

$$Nu_D = \left[ 0.60 + \frac{0,387 * Ra_D^{1/6}}{(1 + (0.559/P_r)^{9/16})^{4/27}} \right]^2$$

$$\bar{h}_c = \frac{k}{\phi_{tuberia}} * Nu_D$$

$T_f$	=	373,00	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	2,34E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	3,17E-02	( $W/m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,695	
$\beta$	=	0,002681	( $^{\circ}K^{-1}$ )
$Ra_D$	=	7,090E+07	
$Nu_D$	=	43,183	
$h_c$	=	5,398	$W/m^2 \text{ } ^{\circ}K$
$h_f$	=	10,915	$W/m^2 \text{ } ^{\circ}K$

**Tubería desnuda: LÍNEA DE DESCARGA MOLINO 2 TANDEM 1**  
**P =20 Psig.**

PERDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS SIN AISLAR AIRE EN MOVIMIENTO	
PARAMETROS DE CÁLCULO :	
$\Delta T$	= Diferencial de temperatura ( $^{\circ}C$ ), ( temperatura superficial de la tubería $T_s$ y la Temperatura del medio ( aire en movimiento ) $T_{\infty}$ )
$V$	= Velocidad del viento ( m / s )
$\phi$	= Diámetro de la tubería ( m )
$\epsilon$	= Emisividad de la tubería
$\nu$	= Viscosidad cinemática ( $m^2/s$ )
$K$	= Conductividad térmica ( $W / m^{\circ}K$ )
$P_r$	= Número de Prandtl
$Re_D$	= Numero de Reynolds
$\sigma$	= Constante de Stefan – Boltzmann ( $5.67 \times 10^{-8} W / m^2 \text{ }^{\circ}K^4$ )

**Datos Recopilados:**

$\phi_{Tubería}$	=	10	( in )	0,254	( m )
$T_{\infty}$ aire en movimiento	=	30	( $^{\circ}C$ )	303	( $^{\circ}K$ )
$T_s$ superficial ext. Tubería	=	113,33	( $^{\circ}C$ )	386,33	( $^{\circ}K$ )
$V_{viento}$	=	10	mph	4,470	m / s
$\epsilon$	=	0,9			
Longitud de tubería sin aislar	=	10	( m )	32,81	( Ft )

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura del medio  $T_{\infty}$**   
**( aire en movimiento )**

$T_{\infty}$ aire en mov	=	303	( $^{\circ}K$ )
$\nu$	=	1,62E-05	( $m^2/s$ )
$K$	=	2,65E-02	( $W / m^{\circ}K$ )
$P_r$	=	0,70658	

**Propiedades Evaluadas respecto a la temperatura superficial de la tubería**

$T_s$	=	386,33	( $^{\circ}K$ )
$P_{r,s}$	=	0,693	
$Re_D$	=	7,012E+04	
$Nu_D$	=	189,486	
$h_c$	=	19,786	$W / m^2 \text{ }^{\circ}K$
$h_r$	=	8,480	$W / m^2 \text{ }^{\circ}K$
$Q$	=	18.794.828	$W$
$Q$	=	64.126.067	$Btu / h$

$$Re_D = \frac{V * \phi}{\nu}$$

$$Nu_D = \left[ C * Re_D^m * P_r^n * \left( \frac{P_r}{P_{r,s}} \right)^{1.4} \right]$$

$$h_c = \frac{k}{\phi_{tubería}} * Nu_D$$

Perdida Total de calor

$$Q = Q_{conveccion} + Q_{radiacion}$$

## APÉNDICE C



### PÉRDIDAS DE CALOR GENERADAS AL MANTENER UN SISTEMA QUE NO POSEE AISLAMIENTO TÉRMICO ( EQUIVALENTE EN CONSUMO ADICIONAL DE BAGAZO Y BUNKER )

Descripción	Presión de vapor (Psi/g)	Temperatura promedio del vapor (°F)	Diámetro de tubería (in)	Longitud de tubería sin aislar (m)	Pérdidas Totales por longitud de tubería sin aislar (Btu/ft)	Pérdidas Totales por longitud de tubería sin aislar (Btu/Zafra)	Equivalente en Consumo adicional de Bagozo y Bunker	
							Consumo de Bagozo (Kg/Zafra)	(Gal./zafra) Empleados
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN TURBO BOMBA POZO	300	520	4"	100	187.594,03	702.352,040,83	38.453,44	4.584,54
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN TURBO GENERADOR ELÉCTRICO # 6	300	520	12"	5	63.698,59	230.453.839,94	13.055,23	556,49
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 5-6 DESFIBRADOR	300	520	6"	3	28.041,18	104.985.192,90	5.747,94	665,29
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN 1° JUEGO DE CUCHILLAS	300	520	4"	3	19.453,56	72.634.121,15	3.987,63	475,42
LÍNEA ENTRADA SEPARADOR A JN COSTADO DE DESFIBRADOR TANDEM 2	300	520	12"	6	106.169,43	404.966.330,84	22.172,61	2.643,51
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN DESFIBRADOR TANDEM 2	300	520	4"	10	79.961,24	299.374.967,58	16.390,63	954,14
LÍNEA DE PRINCIPAL DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 1-3-4	300	520	6"	20	244.898,23	916.898.954,40	60.159,78	5.984,98
LÍNEA ALIMENTACIÓN PRINCIPAL MOLINO 1 TANDEM 2	300	520	4"	2	7.584,57	28.396.630,06	1.554,70	185,36
SEPARADOR MOLINO 1 TANDEM 2	300	520	6"	3	10.824,62	39.778.217,86	2.177,84	259,65
LÍNEA ALIMENTACIÓN SEPARADOR ENTRE MOLINO 5-6	300	520	10"	10	67.734,15	216.156.646,37	11.834,47	410,94
LÍNEA DE ALIMENTACIÓN MOLINOS 1-2-3-4-2° JUEGO	200	460	10"	2	36.403,37	132.550.224,77	7.257,06	865,21
LÍNEA DE DESCARGA TURBO BOMBA POZO	20	265	6"	6	14.580,55	54.314.691,71	2.984,65	355,84
LÍNEA DE DESCARGA TURBO GENERADOR 6	20	266	12"	2	6.949,87	26.020.294,56	1.424,60	169,85
LÍNEA DE DESCARGA UNIÓN PLANTA ELÉCTRICA-CALDERAS SECCIÓN TANDEM 1	20	265	36"	1,5	23.412,11	87.654.947,33	4.799,07	572,16
LÍNEA DE DESCARGA PRINCIPAL MOLINOS 1-3-4	20	266	20"	60	532.567,94	1.993.934.346,64	109.166,95	13.016,24
LÍNEA DE DESCARGA MOLINO 2 TANDEM 1	20	265	10"	10	64.126,07	240.087.994,85	13.144,70	587,15
<b>Total</b>					<b>1.484.770,39</b>	<b>5.550.900.343,90</b>	<b>304.351,51</b>	<b>36.285,77</b>



## APÉNDICE D

### INCREMENTO POTENCIAL DE LA EFICIENCIA EN SISTEMAS DE VAPOR

Medidas aplicables en áreas específicas del Sistema de vapor.	Incremento Potencial de la Eficiencia, en cada medida aplicadas en diferentes áreas.	Total del Incremento Potencial de Eficiencia, en %, en cada área específicas.
Generación de vapor		2-5%
Mantenimiento de las calderas	1-2%	
Equipos de recuperación de calor.	2-4%	
Monitoreo y control de emisiones	1-2%	
<b><u>Mantenimiento y operación</u></b>		<b>10-15%</b>
Tratamiento de agua	10-12%	
Retorno de condensados	5-10%	
Control de carga	3-5%	
<b><u>Distribución de vapor</u></b>		<b>13-16%</b>
Fugas de vapor	3-5 %	
Trampas de vapor	10-15%	
Aislamiento Térmico	5-10%	
<b>TOTAL</b>		<b>25-35%</b>

**Referencia** : TBL CONSULTING GROUP, Seminario internacional " Ahorro de Energía en la Industria ", Septiembre-2002 , Guayaquil - Ecuador

## **ANEXOS**

## ANEXO A

### CONSTANTES DE LA ECUACIÓN DE ZHUKAUSKAS PARA EL CILINDRO CIRCULAR EN FLUJO CRUZADO

CONSTANTES DE LA ECUACIÓN DE ZHUKAUSKAS PARA EL CILINDRO EN FLUJO CRUZADO		
$Re_D$	$C$	$m$
1 - 40	0,75	0,4
40 - 1.000	0,51	0,5
$10^3 - 2 \times 10^5$	0,26	0,6
$2 \times 10^5 - 10^6$	0,076	0,7

**REFERENCIA** : Fundamentos de Transferencia de Calor. **Frank Incropera**

## ANEXO B

### PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL AIRE A PRESIÓN ATMOSFÉRICA

T ( ° K )	$\rho$ ( Kg / m <sup>3</sup> )	$\nu * 10^6$ ( m <sup>2</sup> / s )	$K * 10^3$ ( W / m °K )	Pr
100	3,5562	2	9,34	0,786
150	2,3364	4,426	13,8	0,758
200	1,7458	7,59	18,1	0,737
250	1,3947	11,44	22,3	0,72
300	1,1614	15,89	26,3	0,707
350	0,995	20,92	30	0,7
400	0,8711	26,41	33,8	0,69
450	0,774	32,39	37,3	0,686
500	0,6964	38,79	40,7	0,684
550	0,6329	45,57	43,9	0,683
600	0,5804	52,69	46,9	0,685
650	0,5356	60,21	49,7	0,69
700	0,4975	68,1	52,4	0,695
750	0,4643	76,37	54,9	0,702
800	0,4354	84,93	57,3	0,709
850	0,4097	93,8	59,6	0,716
900	0,3868	102,9	62	0,72
950	0,3666	112,2	64,3	0,723
1000	0,3482	121,9	66,7	0,726
1100	0,3166	141,8	71,5	0,728

**REFERENCIA** : Fundamentos de Transferencia de Calor.  
**Frank Incropera**

## ANEXO C

### CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL MATERIAL AISLANTE

Densidad ( 140 Kg / m<sup>3</sup> ≈ 9 Lb / Ft<sup>3</sup> ) , este material puede utilizarse a temperaturas de hasta 1200° F

CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DEL MATERIAL AISLANTE		
TEMPERATURA MEDIA DEL VAPOR °F	CONDUCTIVIDAD K ( Btu-pulg / Pie <sup>2</sup> -°F-H <sub>r</sub> )	CONDUCTIVIDAD K ( W / m-°C )
100	0,25	0,036055
200	0,30	0,043266
300	0,38	0,05480
400	0,47	0,06778
500	0,58	0,083647

REFERENCIA : CALORCOL - COPACABANA- COLOMBIA



## ANEXO D

### PODER CALORÍFICO DEL BAGAZO SEGÚN SU HUMEDAD ABSOLUTA

HUMEDAD ABSOLUTA (%)	VCI Del BAGAZO	
	Btu / Lbm	Kcal / Kg
42	4129	2295,72
43	4057	2255,69
44	3982	2213,99
45	3909	2173,40
46	3835	2132,26
47	3762	2091,67
48	3687	2049,97
49	3614	2009,38
50	3600	2001,60
51	3468	1928,20

**REFERENCIA** : Manual de Cálculo Rápido para la Industria Azucarera - Ing. Pedro Rodriguez-Cuba

## ANEXO E

### PÉRDIDA DE COMBUSTIBLE SEGÚN EL POR CIENTO DE CO<sub>2</sub> EN LOS GASES DE SALIDA DE LA CALDERA

% de CO <sub>2</sub>	% de Pérdida en Combustible
2	90,00
3	60,00
4	45,00
5	36,00
7	26,00
8	23,00
9	20,00
10	18,00
11	16,00
12	15,00
13	14,00
14	13,00
15	12,00

**REFERENCIA** : Manual de Cálculo Rápido para la  
Industria Azucarera - Ing. Pedro Rodríguez-Cuba

## ANEXO F

### INDICADORES OPERACIONALES PARA EL ANÁLISIS DEL SISTEMA TERMOENERGETICO

#### Índices Globales

- % de Bagazo Sobrante =  $(\text{Bag. Sobrante} / \text{Bag. Disponible}) * 100 \rightarrow (20 - 30 \%)$
- Consumo de Vapor de la Fábrica % caña =  $(\text{Cons. Vap. Fca} / \text{Caña molida}) * 100 \rightarrow (35-48\%)$
- Vapor expulsado a la Atmósfera  $\rightarrow (0)$
- % Vapor por Válvula Reductora =  $(\text{Vap. Por Reduct.} / \text{Cons. Vap. Fca}) * 100 \rightarrow (5 - 10 \%)$
- Demanda Eléctrica Especifica de la Fábrica =  $(\text{Demanda Eléctrica en Fca} / \text{Caña molida}) \cdot (\text{Kw.-h} / \text{TM de caña}) \rightarrow ..15 < \text{De} < 20$
- Agua de reposición para las calderas = Agua de alimentación a calderas – Condensados puros en la fábrica  $\rightarrow (0)$

#### Índices por Áreas

- Consumo de vapor de escape en evaporadores % caña =  $(\text{Consumo de Vapor de escape en Evap.} / \text{Caña Molida}) * 100 \rightarrow (30 - 45 \%)$
- Consumo de Vapor en Tachos % caña =  $(\text{Demanda de Vapor en Tachos} / \text{Caña Molida}) * 100 \rightarrow (11.5 - 17 \%)$
- Agua de dilución en tachos  $\rightarrow$  **menor del 3%** de la caña molida.
- Brix de la meladura  $\rightarrow 63 - 65 \%$

## Índices por equipos

### Calentadores

- Coeficiente global de transferencia de calor calculado → deberá tomar un valor entre el 70% y el 100% del coeficiente hallado por la Ecuación de Hugot.
- La velocidad del jugo → deberá estar entre **1.5 y 2** m/s.
- La efectividad termodinámica → deberá estar entre **0.6 y 0.9**
- La diferencia de temperatura entre el vapor y el jugo a la salida → debe ser entre **8 y 15 °C**

### Evaporadores

- Economías → menor que 1 solo para el primer vaso.
- Tasa de Evaporación → de **6 a 8** lb / h- pie<sup>2</sup>

### Generador de Vapor

- Eficiencia del generador de Vapor → mayor que **75 %**
- Humedad en el bagazo → **45 – 50 %**
- Índice de generación → mayor que 2.3 TM de Vapor /TM de Bagazo consumido
- Temperatura del agua de alimentación a calderas → mayor que **95 °C**



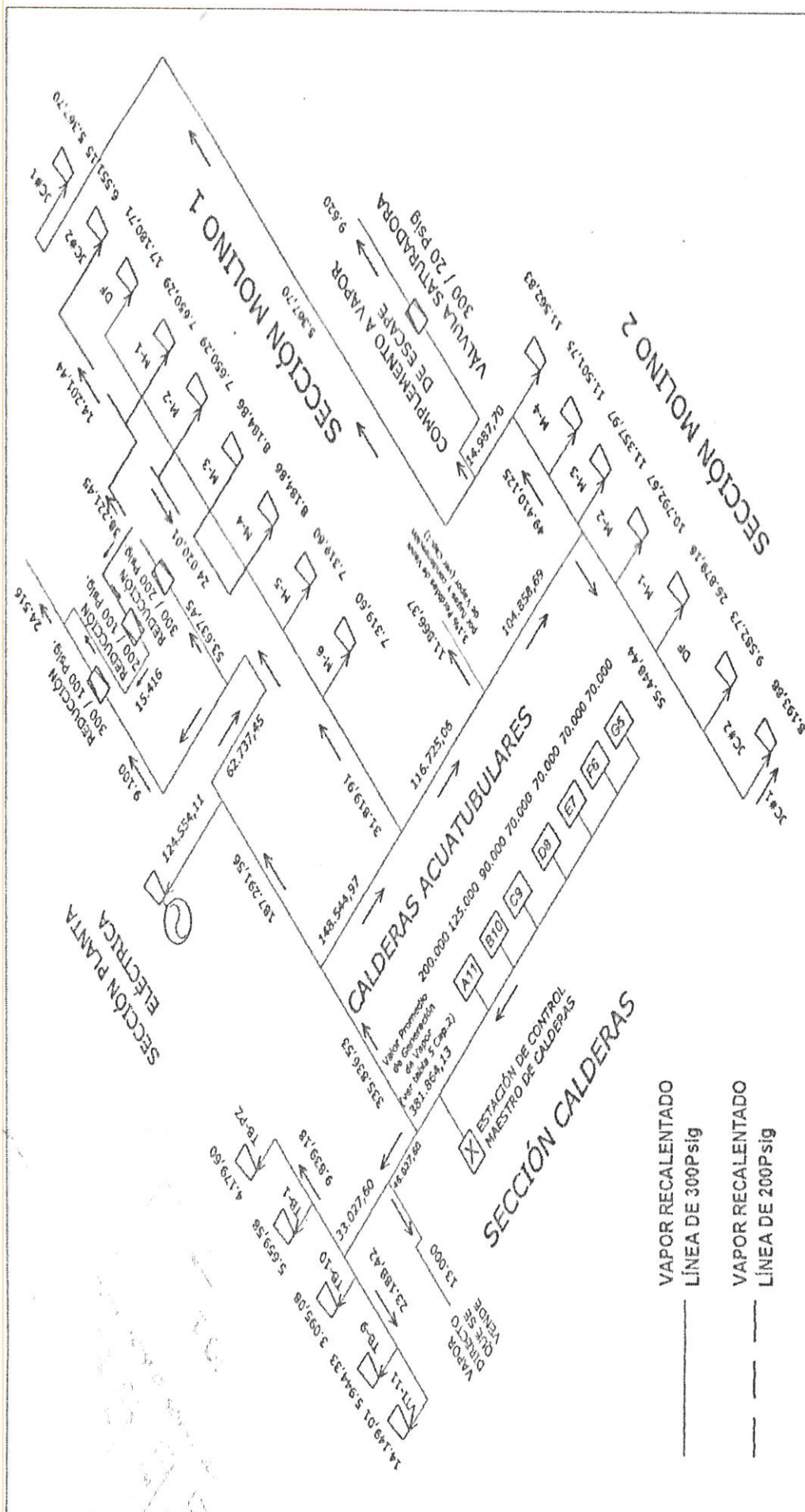
## BIBLIOGRAFÍA

1. AVALLONE A. EUGENE , BAUMEISTER THEODORE , Marks Manual del Ingeniero Mecánico , Tercera Edición , Tomo I , Editorial Mc. Graw - Hill.
2. CARRIER , Manual de Aire Acondicionado , Marcombo S.A. , Boixareu Editores 1972 , ,Barcelona / España.
3. CLARK A. JOSÉ , Tecnología General de la Producción de Azúcar Crudo, Tomo I , Editorial Minaz , Diciembre 1968.
4. FAIRES M. VIRGIL , Termodinámica , Primera Edición , Editorial Uteha – Noriega , México 1972.
5. HONEYWELL C. A. , Calderas I “ Controles para Calderas “ , Centro de Entrenamiento , valencia / España , 1980.
6. HUGOT E. , “ Manual para Ingenieros Azucareros “ , Edición Revolucionaria , 1980.

7. INCROPERA FRANK P. , Fundamentos de transferencia de Calor , Cuarta Edición , Editorial Prentice – Hall , México 1999.
8. INGENIO AZUCARERO VALDEZ , Manual de operación y Especificaciones Técnicas de los Equipos Instalados, Milagro 2002.
9. Keenan Y KEYES , Tablas de Propiedades Termodinámicas del vapor, Primera Edición, New-York. John Wiley & Sons Inc., Noviembre 1959.
10. LA FERRETERA S. A. , Válvulas Reductoras de Presión , Catálogo AY – 110GS , Armstrong , 1998.
11. LA FERRETERA S. A. , Guía para la Conservación de Vapor en el Drenado de Condensado , Catálogo N – 101S , Armstrong , 1998.
12. LA LLAVE S.A. , Hook – Up Designs for Steam and Fluid Systems , Spirax – Sarco , México 1968.
13. RODRIGUEZ E. PEDRO , Manual de Cálculo Rápido para la Industria Azucarera , Ministerio de Economía y Planificación , Inspección Estatal Energética , Cuba 1977.

14. SCHEGLIAIEV A. V. , Turbinas a Vapor , Parte I , Editorial Mir – Moscú ,  
Primera Edición , 1985.
  
15. TBL CONSULTING GROUP, Seminario internacional “ Ahorro de Energía  
en la Industria “, Septiembre-2002 , Guayaquil - Ecuador.
  
16. VARGAS Z. ÁNGEL , Calderas Industriales y Marinas , Segunda Edición ,  
Editorial V. Z. , Guayaquil – Ecuador.
  
17. VARGAS Z. ÁNGEL , Montaje de Maquinaria Industrial , Tomo I , Editorial  
V. Z. , Guayaquil – Ecuador, 1982.

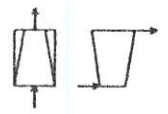


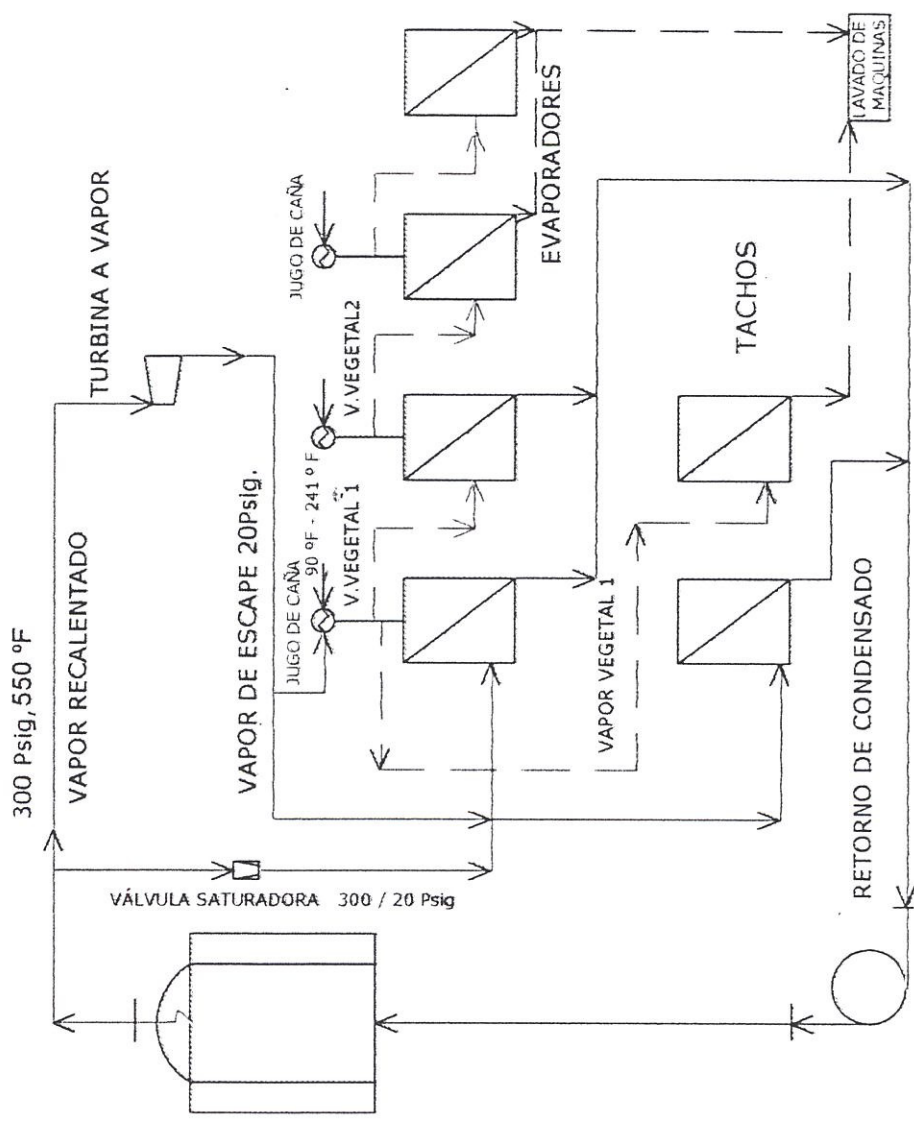


<b>FIMCP - ESPOL</b>		DIBUJADO POR :	Ricardo Arias Q.
PROYECTO:		REVISADO POR :	Ing. Angel Vargas Z.
<b>BALANCE ENERGETICO DE VAPOR</b>		PLANO N°:	1
ESCALA: Esquemático Autocad		Instalación General de la Planta	
UNIDADES: Lbvapor/Hr		FECHA: 10 / Mayo / 2003	



- VAPOR RECALENTADO LÍNEA DE 300Psig
- VAPOR RECALENTADO LÍNEA DE 200Psig
- VAPOR RECALENTADO LÍNEA DE 100Psig
- VAPOR DE ESCAPE LÍNEA DE 20Psig





300 Psig, 550 °F

VAPOR RECALENTADO

TURBINA A VAPOR

VAPOR DE ESCAPE 20Psig.

JUGO DE CAÑA

V. VEGETAL 2

V. VEGETAL 1

JUGO DE CAÑA

90 °F - 241 °F

EVAPORADORES

TACHOS

VAPOR VEGETAL 1

RETORNO DE CONDENSADO

TBOMBA DE CONDENSADO

LAVADO DE MAQUINAS

CALDERA ACUATUBULAR  
VAPOR RECALENTADO  
LÍNEA DE 300Psig - 550°F

VAPOR RECALENTADO  
LÍNEA DE 300Psig

VAPOR VEGETAL 1 Y 2  
LÍNEA DE 5 - 10 Psig

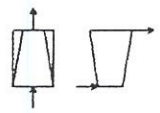
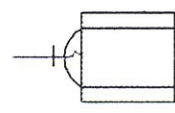
RETORNO DE  
CONDENSADO

VAPOR DE ESCAPE  
LÍNEA DE 20Psig

CONDENSADO USADO  
PARA EL LAVADO DE  
MAQUINAS

VÁLVULA REGULADORA  
DE PRESIÓN

TURBINA DE VAPOR



# FIMCP - ESPOL

PROYECTO: Equipos Consumidores de Vapor  
(Recalentado-Escape-Vegetal)

ESCALA: Diagrama Termo-Energético para la  
Industria Azucarera

FECHA: 10 / Marzo / 2003

DIBUJADO POR :

Ricardo Arias Q.

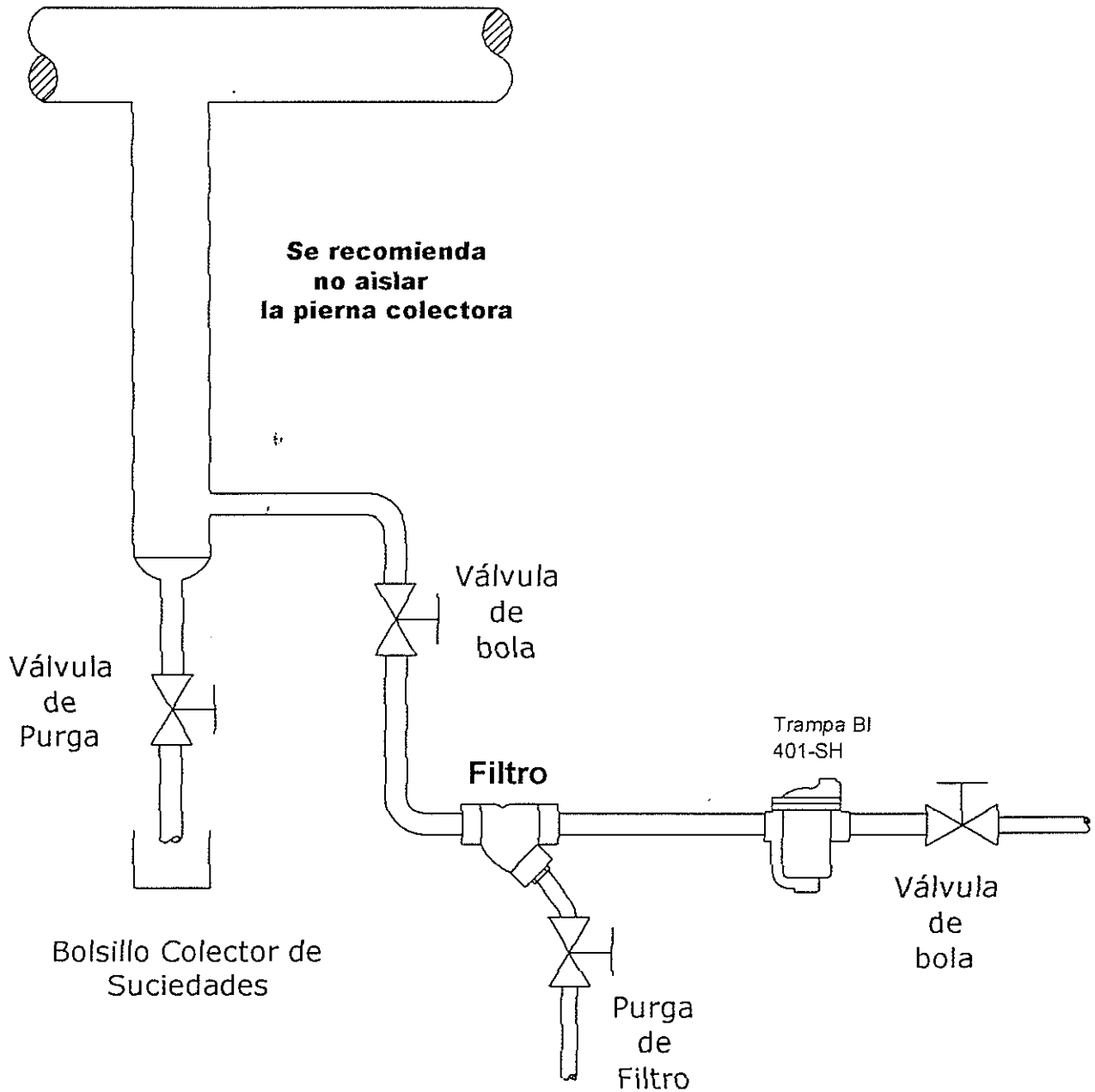
REVISADO POR :

Ing. Angel Vargas Z.

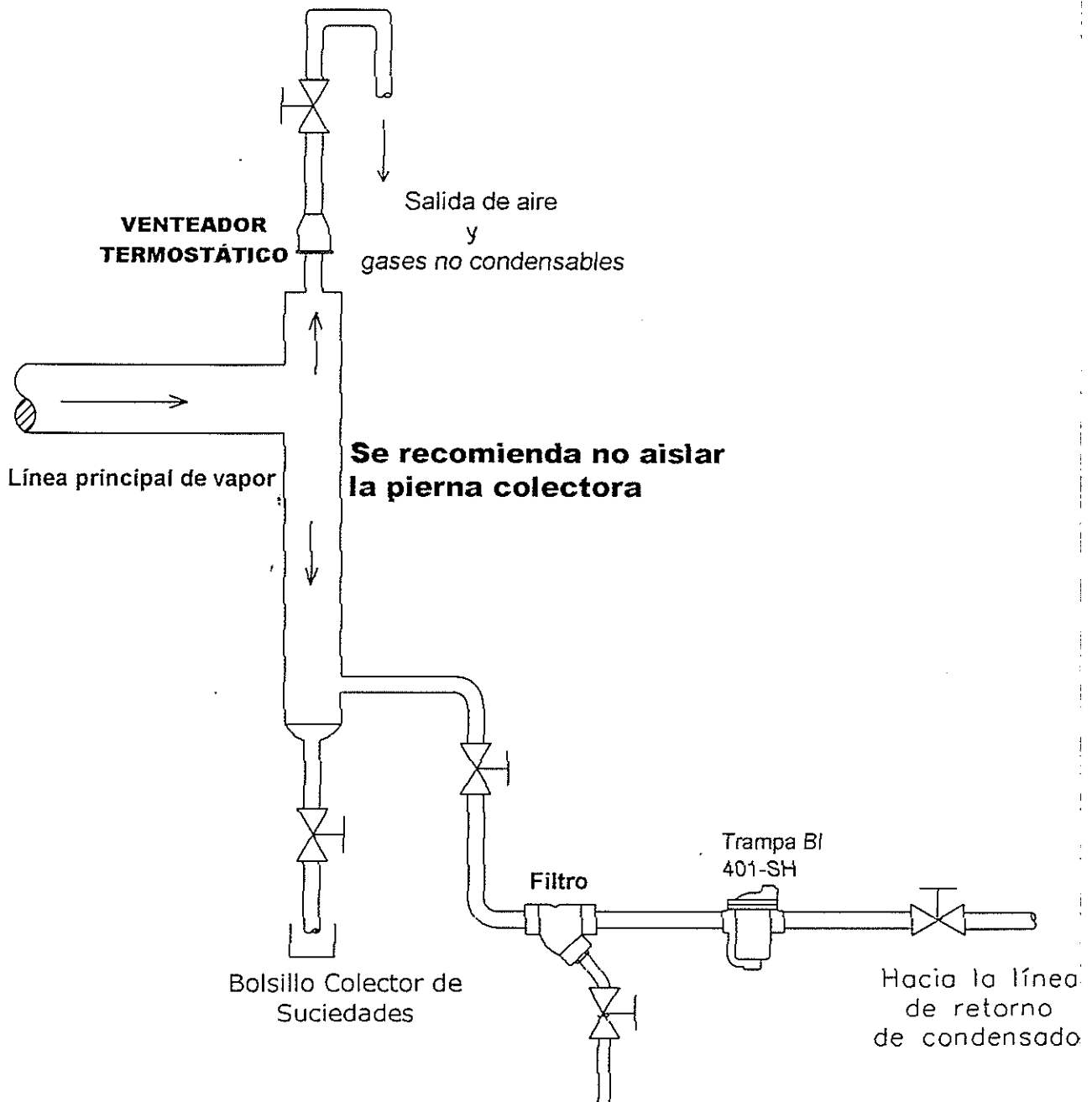
PLANO N° :

2

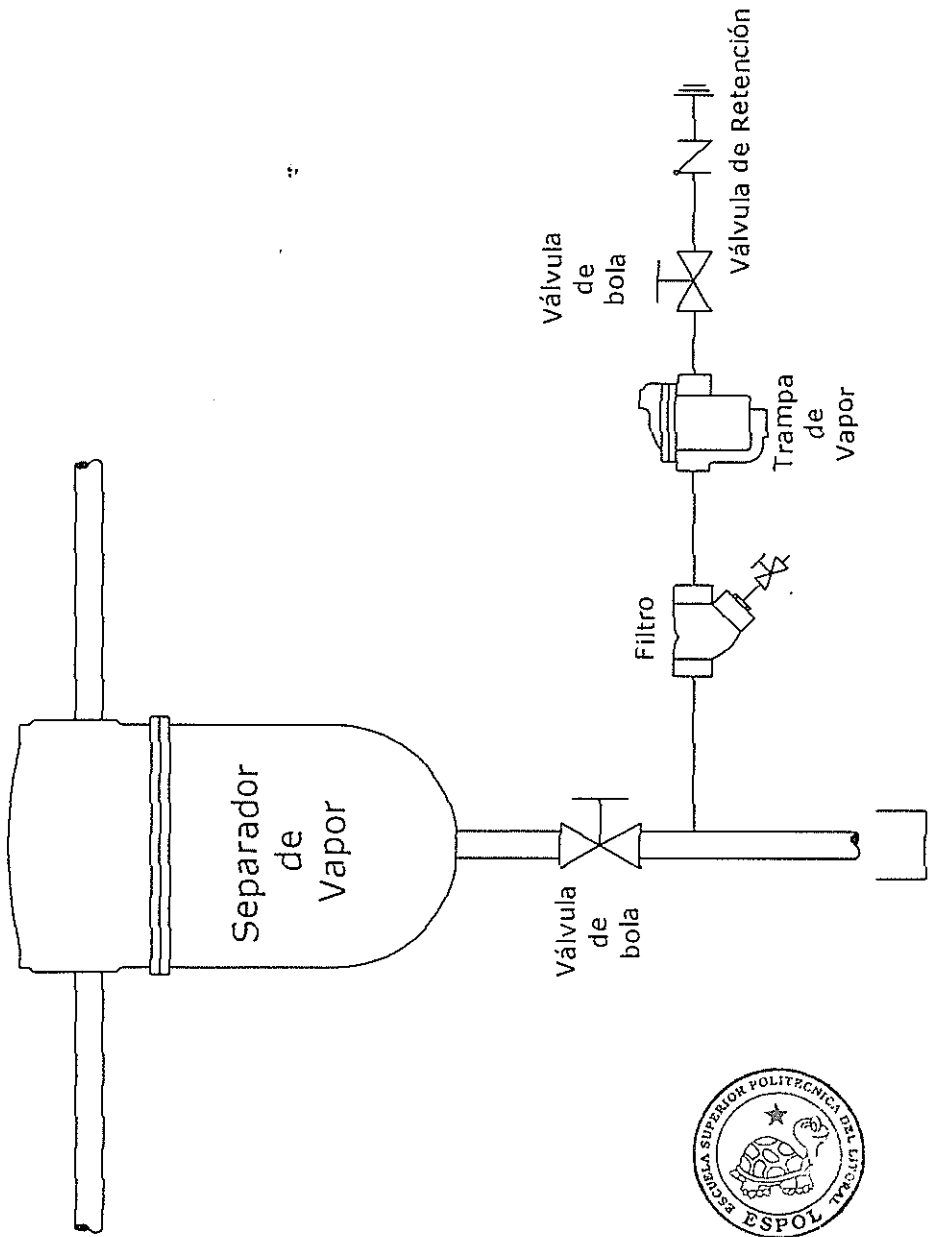
**Línea principal de vapor**



<b>FIMCP - ESPOL</b>		DIBUJADO POR : Ricardo Arias Q.
PROYECTO: Pierna Colectora en Línea Principal de Vapor		REVISADO POR : Ing. Angel Vargas Z.
ESCALA : Esquemático Autocad	Instalación Recomendada	PLANO N° : <b>3</b>
FECHA: 10 / Marzo / 2003		



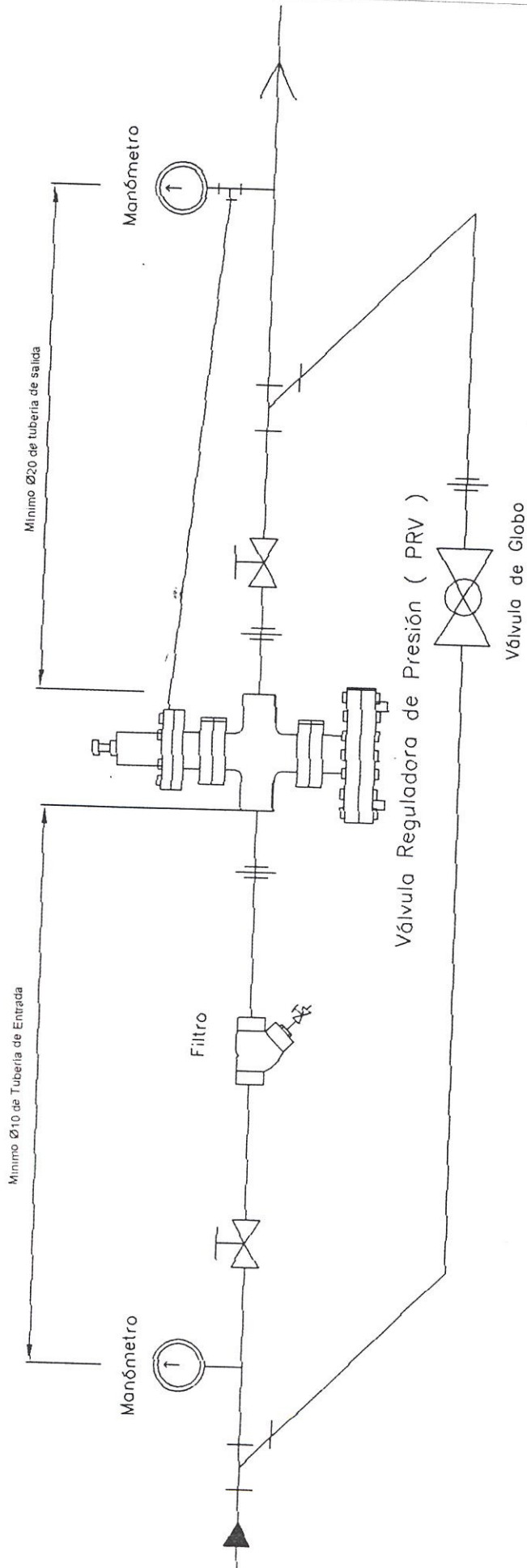
<b>FIMCP - ESPOL</b>		DIBUJADO POR : Ricardo Arias Q.
PROYECTO: <i>Instalación de una Pierna Colectora Fin de Línea para purga de aire y gases no condensables</i>		REVISADO POR : Ing. Angel Vargas Z.
ESCALA : Esquemático Autocad	Instalación Recomendada	PLANO N° : <b>4</b>
FECHA: 10 / Marzo / 2003		



CIB-ESPOL

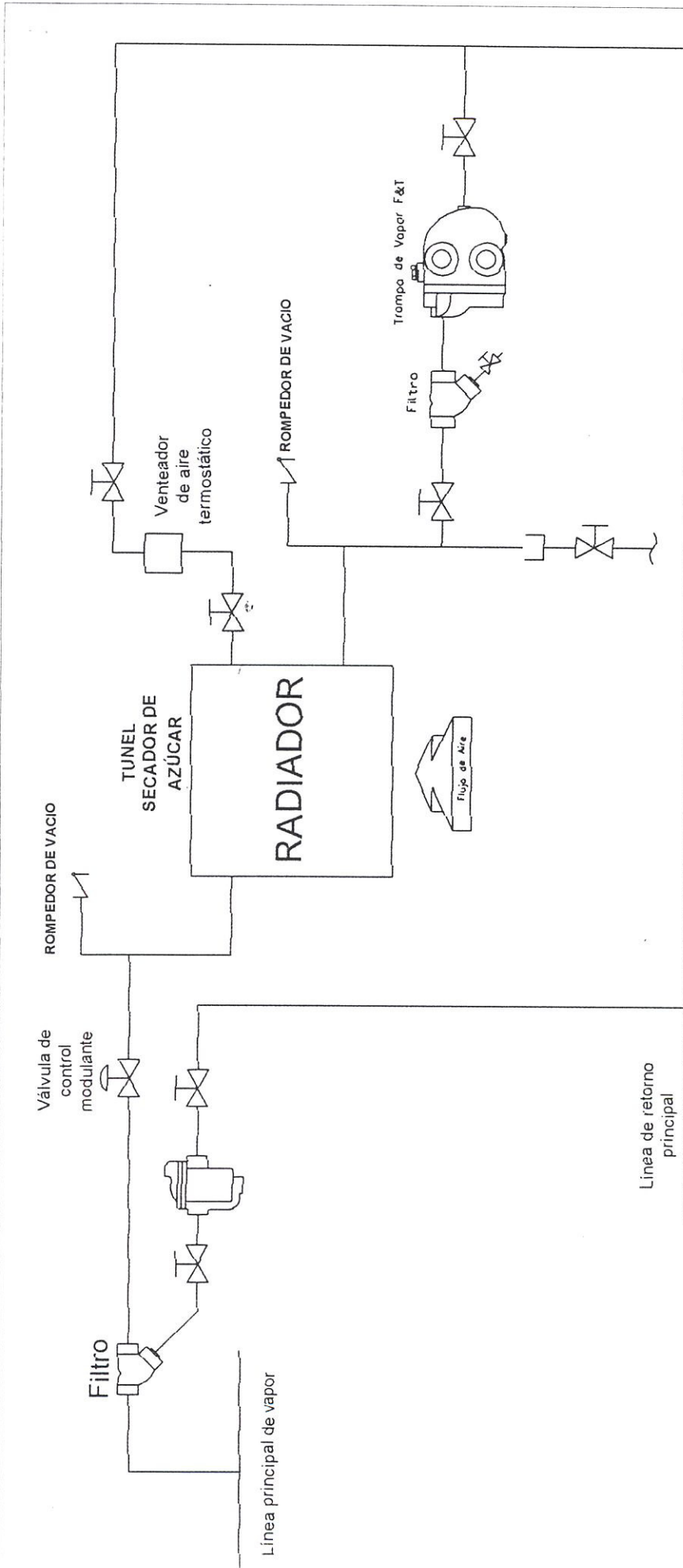
<b>FIMCP - ESPOL</b>		DIBUJADO POR : Ricardo Arias Q.
<b>SEPARADOR DE VAPOR</b>		REVISADO POR : Ing. Angel Vargas Z.
PROYECTO:	Instalación Recomendada	
ESCALA : Esquemático Autocad	FECHA: 10 / Marzo / 2003	
		PLANO Nº: <b>5</b>

Bolsillo Colector de  
Suciedades



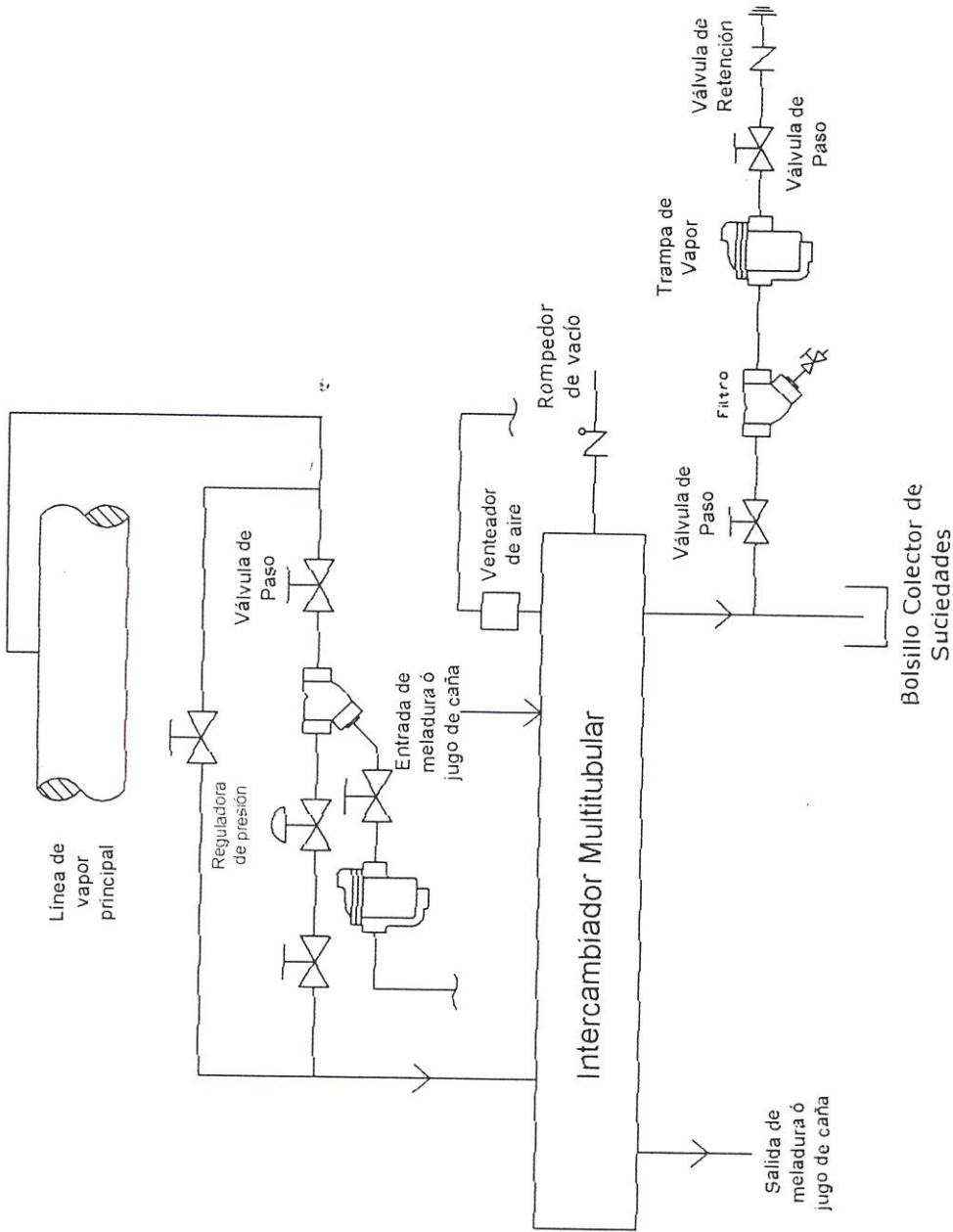
<b>FIMCP - ESPOL</b>		DIBUJADO POR :	Ricardo Arias Q.
PROYECTO:		REVISADO POR :	Ing. Angel Vargas Z.
Instalación de una Válvula Reguladora de Presión		PLANO N° :	6
ESCALA :	Instalación Recomendada		
Esquemático Autocad	FECHA: 10 / Marzo / 2003		





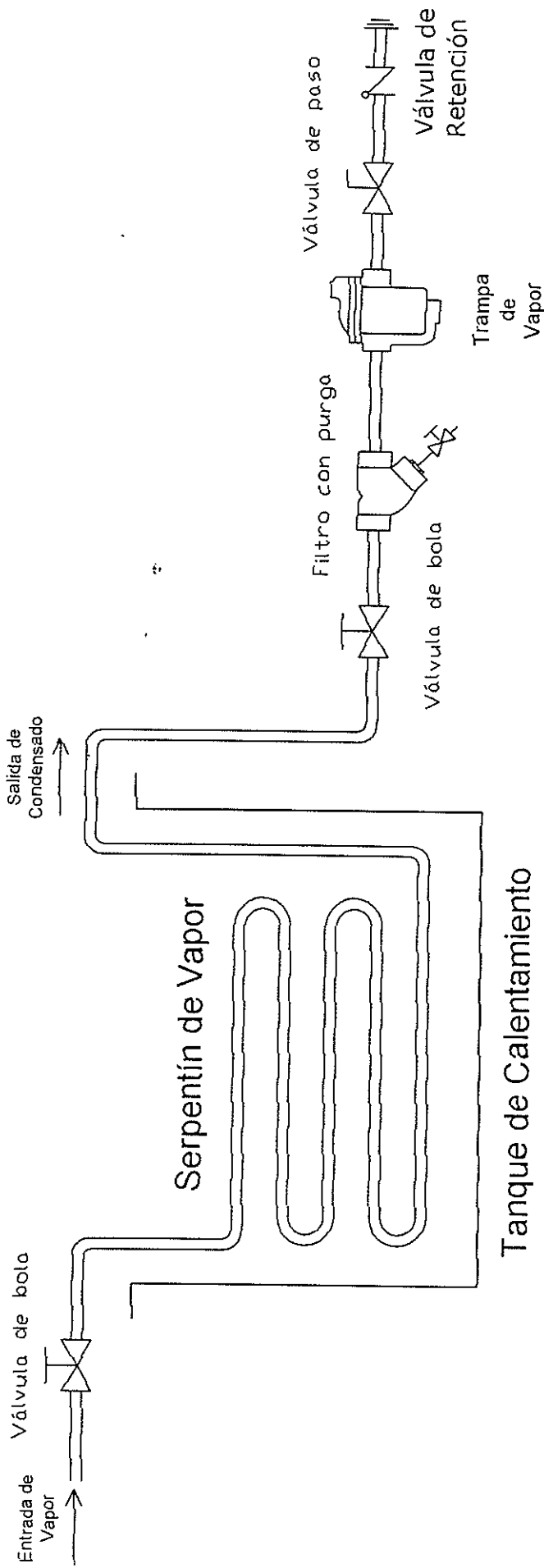
<b>FIMCP - ESPOL</b>		DIBUJADO POR :	Ricardo Arias Q.
PROYECTO: Instalación de una Radiador de Vapor para la Secadora de Azúcar		REVISADO POR :	Ing. Angel Vargas Z.
ESCALA : Esquemático Autocad	Instalación Recomendada	PLANO N°:	7
	FECHA: 10 / Marzo / 2003		





<b>FIMCP - ESPOL</b>		DIBUJADO POR :	Ricardo Arias Q.
PROYECTO: Intercambiador Multitubular para Calentadores de Jugo o Meladura		REVISADO POR :	Ing. Angel Vargas Z.
ESCALA : Esquemático Autocad		PLANO N°:	<b>8</b>
Instalación Recomendada		FECHA:	10 / Marzo / 2003





<b>FIMCP - ESPOL</b>		DIBUJADO POR : Ricardo Arias Q.
PROYECTO: Intercambiador de Serpentín utilizado para calentamiento de agua de limpieza centrifugas		REVISADO POR : Ing. Angel Vargas Z.
ESCALA : Esquemático Autocad	Instalación Recomendada	PLANO N°: <b>9</b>
	FECHA: 10 / Marzo / 2003	