



INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN

**“ESTUDIO PARA EL APROVECHAMIENTO DEL
VAPOR DE AGUA PRODUCIDO EN UNA PLANTA DE
ÁCIDO SULFÚRICO DE FENOQUIMIA, S.A. DE C.V.”**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

MAESTRO EN INGENIERIA ENERGETICA

P R E S E N T A

GABRIEL ZÁRATE FLORES

ASESOR:

DR. ROBERTO RAMÍREZ MESA

MINATITLÁN, VER.

NOVIEMBRE 2007.



MÉXICO

SUBSECRETARÍA DE EDUCACIÓN SUPERIOR
DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN
SUPERIOR TECNOLÓGICA
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN



Sistema Nacional de Educación Superior Tecnológica
Dirección General de Educación Superior Tecnológica



SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA

SEP

Minatitlán, Ver., 31 /OCTUBRE/2007
DIV. DE EST. DE POSGRADO E INVEST.
OFICIO No. DEPI-TIT-037-2007

ASUNTO: AUTORIZACIÓN DE IMPRESIÓN DE TESIS

ING. GABRIEL ZÁRATE FLORES
PRESENTE

Después de haber satisfecho los requisitos establecidos en el procedimiento académico para obtener el Grado de Maestro en Ingeniería en los Institutos Tecnológicos, y de conformidad con el H. Comité Revisor, es grato autorizarle la impresión de su Tesis:

"ESTUDIO PARA EL APROVECHAMIENTO DEL VAPOR DE AGUA PRODUCIDO EN UNA PLANTA DE ÁCIDO SULFÚRICO DE FENOQUIMIA, S.A. DE C.V."

ATENTAMENTE



María Elisa Espinosa Valdés

SES SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA DGEST
INSTITUTO TECNOLÓGICO DE MINATITLÁN
DRA. MARÍA ELISA ESPINOSA VALDÉS
JEFE DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN



DEDICATORIA

A DIOS,

Por haberme dado la fortaleza y entereza necesarias en esta nueva etapa de formación profesional.

A MIS PADRES:

DONACIANO ZÁRATE SAGRERO (q.e.p.d.)

VIRGINIA FLORES GONZÁLEZ,

Por haberme dado la vida e impulsarme en la constante superación.

A MI ESPOSA ROCÍO,

Por su gran comprensión, paciencia y aliento que siempre me ha otorgado desinteresadamente.

A MIS HIJOS:

GABRIEL GERARDO

FERNANDO

DANIELA.

El amor que nos une también fue motivo de inspiración.

A MIS HERMANOS:

DONACIANO

TOMASA

MARÍA ESTHER,

ELIZABETH,

RICARDO,

RAÚL

Quienes me alentaron constantemente

A MIS AMIGOS:

José Ángel Vaquera Gómez

Josué Roque Félix

Javier Santander Sánchez

Carlos Mario Cordero Hernández

Héctor Guzmán Ventura

Rafael Jiménez Flores

Eruviel Flandes Alemán

Carlos A. Vicencio González

Pedro González Aguilar

Juan José García Rodríguez

Zacarías Aguirre Domínguez

En quienes siempre encontré el abrazo fraterno.

AGRADECIMIENTOS

A Dios por haberme otorgado la Luz de la Vida.

A mis padres por el aliento que siempre me han otorgado.

A mi esposa por su comprensión.

A mis hijos por el amor que me profesan y la camaradería que siempre han compartido conmigo.

A mis hermanos por el cariño y la confianza que siempre me han otorgado

Agradezco al Ingeniero Crescencio Cinta Céspedes, Gerente de Operaciones de la empresa Fenoquimia, S.A. de C.V., por haberme otorgado la confianza y todas las facilidades para el acceso a la Planta y a la información, necesarios para el desarrollo del presente trabajo de investigación.

Igualmente, mis agradecimientos al Ingeniero José Luis Benítez Amaro, Gerente de Producción y Procesos, de la misma empresa, por sus finas atenciones y por su valioso tiempo.

A todo el cuerpo de catedráticos de la Maestría que participaron en esta fase de formación académica, por compartir sus conocimientos.

Al Doctor Roberto Ramírez Mesa, Coordinador de la Maestría en Ingeniería Energética, por haberme apoyado constantemente durante el desarrollo del presente trabajo, por ser un gran amigo.

Al Ingeniero Juan José García Rodríguez, por sus puntos de vista, por sus críticas constructivas llenas de profesionalismo.

ÍNDICE

DEDICATORIA.....	I
AGRADECIMIENTO	III
ÍNDICE	V
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS	XII
ABSTRACT	XIV
RESUMEN.....	XV
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1: DESCRIPCIÓN GENERAL DE FENOQUIMIA, S.A. DE C.V.	4
1.1 Reseña histórica de Fenoquimia, S.A. de C.V.	4
1.2 Estructura Organizacional.....	4
1.3 Política Organizacional.....	5
1.3.1 Misión.....	5
1.3.2 Visión	5
1.4 Descripción de la Planta de ácido sulfúrico	6
CAPÍTULO 2: EL USO RACIONAL DE ENERGÍA.....	9
2.1 Necesidad de la Implementación de medidas de uso racional de energía	9
2.2 Obstáculos para la implementación de ahorro de energía en una empresa.....	11
2.3 Las barreras para llevar a cabo proyectos de uso racional de energía	12
2.4 Organización de sistemas de gestión energética en la industria	13
2.5 Concepto de Cogeneración.	16
2.6 Elementos de un Sistema de Cogeneración	16

ÍNDICE

2.7	Clasificación de los Sistemas de Cogeneración.....	17
2.7.1	Cogeneración con Turbinas de Vapor.	18
2.7.2	Cogeneración con Turbina de Gas	19
2.7.3	Ciclo Combinado	20
2.7.4	Motores Alternativos, MCI.	20
2.8	Selección y Análisis del Sistema de Cogeneración.....	21
2.8.1	Consideraciones acerca del valor de la relación energía térmica / eléctrica	22
2.8.2	Mapa Energético del centro consumidor	22
2.9	Principales Índices en el Diseño de Sistemas de Cogeneración.....	26
2.10	La evaluación económica.....	27
CAPÍTULO 3: EVALUACIÓN TÉCNICA.....		29
3.1	Teoría de la combustión de azufre	29
3.2	Balance de materia y energía aplicado al horno de azufre	31
3.2.1	Balance de materia aplicado al horno de azufre	33
3.2.2	Balance de energía en el horno de azufre.....	37
3.3	Balance de materia y energía aplicado a la caldera pirotubular	45
3.4	Balance de materia y energía aplicado al convertidor catalítico	49
3.4.1	Teoría de la conversión SO_2 a SO_3 en el convertidor catalítico.....	49
3.4.2	Balance de materia y energía	54
3.5	Cálculo del intercambiador de calor para sobrecalentar al vapor saturado a partir de gases de reacción.....	62
3.5.1	Intercambiadores de calor para el enfriamiento de gases	63
3.5.2	Cálculos correspondientes al intercambiador de calor	64

ÍNDICE

3.6	Selección de la turbina de vapor.....	77
3.6.1	Turbinas de vapor.....	77
3.6.2	Tipos de turbinas de vapor.....	78
3.6.3	Metodología para la selección de la turbina de vapor	78
CAPÍTULO 4: EVALUACIÓN ECONÓMICA		87
4.1	Costo de la inversión.....	87
CONCLUSIONES.....		90
BIBLIOGRAFÍA		91
ANEXO I: TABLA DE LOS DATOS EMPLEADOS EN LOS CÁLCULOS		94

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1-1: Estructura Organizacional de Fenoquimia, S.A. de C.V	5
Figura 1-2: Esquema de la planta de ácido sulfúrico de Fenoquimia, S.A. de C.V	7
Figura 2.1: Clasificación de los sistemas de Cogeneración en función del primotor	18
Figura 2-2: Esquema del Mapa Energético.	23
Figura 3-1: Cámara de combustión de azufre	31
Figura 3-2: Composiciones molares requeridas de los gases de combustión.....	33
Figura 3-3: Balance de la ecuación de combustión real.....	33
Figura 3-4: Balance de la ecuación de combustión real.....	33
Figura 3-5: Balance de Materia y energía en la Caldera Pirotubular.	46
Figura 3-6: Cálculo del calor de transferencia para abatir la temperatura de los gases de combustión	47
Figura 3-7: Cálculo de la cantidad de vapor que se genera al abatir la temperatura de los gases de combustión.....	49
Figura 3-8: Efecto de la temperatura con la constante de equilibrio para la reacción: $SO_2(g) + \frac{1}{2}O_2(g) \rightarrow SO_3(g)$	51
Figura 3-9: Detalle del balance de masa de los gases en el convertidor.....	55
Figura 3-10: Detalle del Balance de Energía en el Convertidor Catalítico.....	55
Figura 3-11: Convertidor catalítico.	56
Figura 3-12: Cálculo de las Viscosidades y Conductividades térmicas de los gases en el Convertidor.	57
Figura 3-13: Cálculo de las Viscosidades y conductividades térmicas de los gases de la primera cama.	58

Figura 3-14: Tabla interactiva para utilizarse en las ecuaciones de Curtis y Hirschfelder.	58
Figura 3-15: Propiedades termodinámicas de los gases del convertidor.	59
Figura 3-16: Cálculo de $C_{pmezcla}$	60
Figura 3-17: Cálculo del Factor de Compresibilidad Z.	60
Figura 3-18: Cálculo de la densidad de la mezcla.	61
Figura 3-19: Cálculo del Número de Prandtl y de la difusividad térmica.	61
Figura 3-20: Resumen de las propiedades termofísicas de los gases del convertidor.	62
Figura 3-21: Cálculo de las propiedades del vapor.	62
Figura 3-22: Intercambiadores de Flujo Cruzado.	63
Figura 3-23: Parámetros principales del Intercambiador de Calor.	64
Figura 3-24: Especificaciones de la Tubería.	65
Figura 3-25: Cálculo de la Carga Térmica.	65
Figura 3-26: Cálculo de la MLDT.	66
Figura 3-27: Cálculo de la diferencia verdadera de temperatura Δt	66
Figura 3-28: Cálculo del diámetro equivalente del ducto y área de flujo.	67
Figura 3-29: Area transversal de flujo lado coraza as.	67
Figura 3-30: Cálculo de la velocidad másica G_s	68
Figura 3-31: Determinación de Reynolds.	68
Figura 3-32: Cálculo del coeficiente de transferencia de calor h_f lado de la aleta de tubería.	69
Figura 3-33: Cálculo de coeficiente de película corregido.	70
Figura 3-34: Cálculo del gasto.	71

ÍNDICE

Figura 3-35: Cálculo del número de Reynolds.....	72
Figura 3-36: Determinación del número de Colburn.....	72
Figura 3-37: Cálculo del coeficiente de película corregido.	73
Figura 3-38: Cálculo del coeficiente general de transferencia de calor Udi (I.A).....	73
Figura 3-39: Cálculo del coeficiente general de transferencia de calor Udi (I.B).....	74
Figura 3-40: Cálculo del coeficiente general de transferencia de calor Udi (II).	74
Figura 3-41: Cálculo de la caída de presión. Lado gases.	75
Figura 3-42: Cálculo del número de bancos Nb.	76
Figura 3-43: Cálculo de la caída de presión lado tubos.	76
Figura 3-44: Propiedades termodinámicas del vapor de la turbina.	79
Figura 3-45: Cálculo de la entalpía del vapor de la turbina.	80
Figura 3-46: Selección de la carcaza.....	80
Figura 3-47: Determinación de la eficiencia básica.	81
Figura 3-48: Corrección por calentamiento.....	82
Figura 3-49: Perdidas por acción del viento.	83
Figura 3-50: Cálculo del consumo real de vapor.	83
Figura 3-51: Flujo de vapor a plena carga.	84
Figura 3-52: Comprobar selección de brida para la presión de entrada.	84
Figura 3-53: Comprobación del caballaje del árbol.	85
Figura 3-54: Comprobación de límites de escape.	86
Figura 4-1: Costos de inversión para proyectos medianos y pequeños. Turbinas de gas o vapor,.....	88
Figura 4-2: Costo de las inversiones para un sistema de cogeneración mediano y pequeño porte.,	88

ÍNDICE

HOJA DE ANOTACIONES PERSONALES.

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1:	Relaciones másicas para el exceso de aire requerido.	34
Tabla 3.2:	Requerimientos de materia prima para las corrientes entrantes al horno de Azufre.....	36
Tabla 3.3:	Resultado del balance de masa en el horno.	37
Tabla 3.4:	Entalpías de formación para las especies que intervienen en la cámara de combustión referidas a 25 °C.....	39
Tabla 3.5:	Potencia calórica desarrollada en el horno	39
Tabla 3.6:	Poder calorífico del Combustible.....	41
Tabla 3.7:	Iteración de la temperatura para lograr el calor de los gases de combustión	42
Tabla 3.8:	Cálculo de la Resistencia Equivalente a la Conducción.....	43
Tabla 3.9:	Cálculo del coeficiente de película aire-superficie del horno (h0)	44
Tabla 3.10:	Cálculo de las pérdidas de calor por radiación hacia el medio ambiente.....	44
Tabla 3.11:	Propiedades termodinámicas de Dióxido de Azufre, Trióxido de Azufre y de la reacción $SO_2(g) + \frac{1}{2}O_2(g) \rightarrow SO_3(g)$	50
Tabla 3.12:	Porcentajes de conversión para un convertidor Montsanto.....	53
Tabla 4.1:	Relaciones másicas para el exceso de aire requerido.	89
Anexo I.A:	94
Anexo I.B:	95
Anexo I.C:	96
Anexo I.D:	97
Anexo I.E:	98

ÍNDICE

Anexo I.G:	101
Anexo I.H:	102
Anexo I.I:	103
Anexo I.J:	104
Anexo I.K:	105
Anexo I.L:	106
Anexo I.M:	107
Anexo I.N:	108
Anexo I.O:	109
Anexo I.P:	Propiedades Termodinámicas.....	110

ABSTRACT

The present work has been developed in the industrial complex Fenoquimia S.A. de C.V., branch of Grupo Corporativo Resistol, S.A. de C.V., located in Encino Gordo, Km 35.5, municipality of Cosoleacaque, Ver.

In its constant development of continuous improving, the plant has been doing without the water steam generated in the sulfuric acid production process, which has generated a surplus greater volume time without strategy of use the vent towards the atmosphere, it has represented a lamentable waste with his respective economic cost, that has forced to the reflection for the generation of an alternative of substitution of the electrical energy used by main and secondary blowers, by the water steam that guarantees referred the power necessary to impel to the equipment.

For the accomplishment of the present project, the statistical data of a year of operation of the plant, as well as of the obtained ones in the survey made to the same one were used.

The results allow to recommend to the management, the installation of the steam turbines in substitution of the electrical motors, that will transmit the mechanical work to the blowers.

RESUMEN

El presente trabajo ha sido desarrollado en el complejo industrial Fenoquimia, S.A. de C.V., filial del Grupo Corporativo Resistol, S.A. de C.V., ubicado en el Predio Encino Gordo, Km 35.5, en el municipio de Cosoleacaque, Ver.

En su constante desarrollo de mejora continua, la Planta ha ido prescindiendo del vapor de agua generado en el proceso de producción de ácido sulfúrico, lo que ha generado un remanente cada vez de mayor volumen y sin una estrategia de uso.

El venteo hacía la atmósfera, ha representado un lamentable desperdicio con su respectivo costo económico, que ha obligado a la reflexión para la generación de una alternativa de sustitución de la energía eléctrica utilizado por los sopladores principal y secundario, por el vapor de agua, que garantice la potencia necesaria para impulsar a los equipos referidos.

Para la realización del presente proyecto, se utilizaron los datos estadísticos de un año de operación de la planta, así como de los obtenidos en el *survey* realizado a la misma.

Los resultados permiten recomendar a la Gerencia, la instalación de la turbinas de vapor en sustitución del motores eléctricos, que transmitirán el trabajo mecánico a los sopladores.

INTRODUCCIÓN

El Complejo Industrial Fenoquimia, S.A. de C.V., filial del Grupo Corporativo Resistol, S.A. de C.V., se encuentra ubicado en el Predio Encino Gordo, Km 35.5, en el municipio de Cosoleacaque, Ver.

Actualmente, Fenoquimia, S.A. de C.V. opera con una planta productora de ácido sulfúrico de 180 toneladas/día al 98 % de concentración y una planta que produce monómero de metil-metacrilato (MMA) con una capacidad de 70 toneladas/día.

La planta de MMA es consumidora de todo el vapor de agua de 32.0 Kg/cm^2 producido por el sistema de oxidación de azufre de la planta de ácido sulfúrico. Con los estudios de mejora continua al proceso de MMA, se contempló reducir el consumo de vapor casi en su totalidad, presentándose el problema de ventearlo a la atmósfera al no tener una alternativa de uso, representando una pérdida económica muy significativa.

Por otra parte, en el proceso de producción de ácido, se utiliza aire atmosférico suministrado por un equipo soplador impulsado por un motor eléctrico de 700 H.P. conectado en 4160 VCA, además de otro soplador secundario impulsado por un motor eléctrico de 50 H.P., conectado en 440 VCA. Ambos equipos consumen el 70% de la energía eléctrica total de la planta.

Para el control de la temperatura en la reacción de oxidación, se hacen pasar los gases de combustión a través de una caldera pirotubular generadora de vapor de 32 Kg/cm^2 el cual es totalmente consumido por la planta de MMA.

De lo anterior, se desprende el objetivo general del trabajo de investigación que consiste en realizar un estudio de factibilidad de la utilización de vapor generado por la sección de oxidación de la planta de ácido sulfúrico para producir la potencia necesaria que permita accionar a los sopladores principal y secundario con la consecuente reducción en el consumo de energía eléctrica.

En el presente estudio de aprovechamiento del vapor de agua, se define la factibilidad técnica y económica de sustituir a la energía eléctrica que consumen los motores de los sopladores antes mencionados.

Para ello, se realizó un *survey* de las condiciones de operación y se elaboró un balance de materia y energía que permitieron realizar la ingeniería para definir la factibilidad técnica y económica del aprovechamiento del vapor con lo cual se logró un ahorro económico y la reducción

en el consumo de energía eléctrica repercutiendo directamente en el costo de producción del ácido sulfúrico.

El alcance de la investigación realizada fue del tipo **descriptivo y exploratorio** porque comprendió el registro, análisis e interpretación de la naturaleza del sistema, o sea se trabajó sobre realidades o hechos presentes.

Los datos fueron obtenidos mediante la observación y la medición directa de las variables. En el desarrollo del presente trabajo, fue imprescindible el planteamiento de preguntas de investigación que sirvieron de apoyo para la definición de las variables y de las hipótesis respectivas.

Tales preguntas se resumen de una manera lógica como a continuación se indica: ¿Cuál será la cantidad de vapor que permitirá a las turbinas desarrollar la potencia necesaria para impulsar a los sopladores de aire? ¿Cómo se resolvería el problema de recalentamiento del vapor que alimentaría a las turbinas sustitutas de los motores eléctricos? ¿Cuál será el impacto económico del aprovechamiento del vapor de agua de llevarse a cabo la propuesta?

Como consecuencia de las preguntas de investigación y de la justificación del estudio se plantea la siguiente hipótesis descriptiva: Con la utilización del vapor de agua en las turbinas que generarán el trabajo necesario para impulsar a los equipos sopladores, se logrará abatir el consumo de energía eléctrica en la Planta de ácido sulfúrico al menos en un 50%.

Así mismo, surgieron las siguientes variables de investigación necesarias para la definición del proyecto: potencia disponible del vapor generado, consumo de energía eléctrica por el soplador principal y secundario, calor necesario para recalentar al vapor de agua que se utilizará para las turbinas sustitutas de los motores impulsores de los sopladores, Impacto económico.

Es importante mencionar que durante el desarrollo del trabajo se dieron las condiciones para realizar la investigación, ya que estuvo disponible la información técnica de la Planta de ácido sulfúrico de Fenoquimia, S.A. de C.V., así como la anuencia de la Dirección General de la Empresa para realizar las visitas necesarias.

Por otro lado, en caso de llegarse a reducir el consumo de vapor en la Planta de MMA, sin que se haya desarrollado la alternativa de sustituirlo en la generación de trabajo para accionar a los equipos sopladores de aire, se tendrá el riesgo de contaminar con “ruido” arriba de 90 decibeles en el área de desfogue de vapor de 32 Kg /cm², lo cuál generará problemas de salud al personal operativo.

En caso de llevarse a cabo la propuesta, la energía eléctrica que se dejará de consumir, tendrá un beneficio ambiental al dejar de utilizarse combustibles fósiles equivalentes energéticamente para producirla y dejarán de producirse gases de invernadero.

La información obtenida estuvo al alcance en la biblioteca del Instituto Tecnológico de Minatitlán, Unidad de Servicios Bibliotecarios de la Universidad Veracruzana, monografías proporcionadas por el cuerpo de docentes de la Maestría en Ingeniería Energética y la explorada del sistema Internet.

No hubiera sido posible el manejo de la información obtenida sin el apoyo de la paquetería Excel y sus herramientas complementarias, *softwares* como Matlab, Statistics for Windows, Units, Steam Exe, Gases Exe, Comb Exe.

El proyecto se encuentra estructurado en cuatro capítulos, de los cuales el primero contempla la descripción general de la empresa Fenoquimia, S.A. de C.V., su organización, breve reseña histórica, localización, la misión y visión y la descripción del proceso de ácido sulfúrico.

El segundo capítulo trata del estado del arte como un soporte de la investigación y describe tópicos del tema con un sentido crítico y propositivo. Se presentan comentarios acerca del uso eficiente de la energía, implementación de un programa de ahorro de energía así como las barreras que obstaculizan la implementación y desarrollo del programa referido. No se omite el tema de la evaluación económica del proyecto.

En el capítulo tercero inicia el desarrollo técnico con los balances de materia y energía, evaluación de la transferencia de calor y selección de equipos.

El análisis Técnico-Económico y la prueba de hipótesis se encuentran contenidos en el capítulo cuarto. En este capítulo, se evalúan los costos de vapor, de energía eléctrica consumida actualmente, de los equipos requeridos así como el costo global de la propuesta y el ahorro económico esperado.

El estudio se encuentra soportado con los anexos, que comprenden gráficos sobre el comportamiento de algunas de las sustancias de trabajo, propiedades termodinámicas de las sustancias participantes en el proceso. El tiempo empleado para el desarrollo de la Tesis fue de seis meses con un costo de treinta mil pesos sufragados por el autor del trabajo.

CAPÍTULO 1: DESCRIPCIÓN GENERAL DE FENOQUIMIA, S.A. DE C.V.

1.1 Reseña histórica de Fenoquimia, S.A. de C.V.

La planta Fenoquimia, S.A. de C.V., nace en los años sesenta, ante la necesidad de cubrir la demanda nacional del fenol mediante la gestión de las empresas Resistol y Syntex en un proceso complicado cuando Productora Mexicana de Fenol, S.A., abastecía solamente a una parte del nicho de mercado.

Una vez establecida Fenoquimia, se negoció con los accionistas de Productora Nacional de Fenol la adquisición de la empresa para que quedara en una sola.

La Planta se construyó en el Predio Encino Gordo, Km 35.5, en el municipio de Cosoleacaque, Ver. Más tarde se amplió el proyecto con la manufactura de acetona y metacrilato de metilo.

Engranado al proceso industrial de los tres productos mencionados, se encuentra instalada la planta de ácido sulfúrico, para abastecer de materia prima a la planta de acetona y de vapor de agua a la planta de metacrilato de metilo. Sobre el proceso de ácido sulfúrico, en donde se encuentra localizada la problemática a resolver, se hablará mas adelante.

1.2 Estructura Organizacional

Actualmente, la Empresa se encuentra en un periodo de ajuste organizacional, debido a los efectos de la globalización que han provocado fuertes fluctuaciones económicas y sociales en el mundo y en el que nuestro país no ha sido ajeno a ello.

La crisis económica, que no es solo nacional, ha detenido en gran medida el desarrollo industrial y obliga a reflexionar. La situación afecta a todos. Sorteando las dificultades y preparándose para crecer mas, Industrias Resistol ha puesto en práctica un proceso de reestructuración, con lo que espera enfrentarse exitosamente a los nuevos tiempos.

A continuación, en la Figura 1-1, se presenta el esquema organizacional de la Empresa.

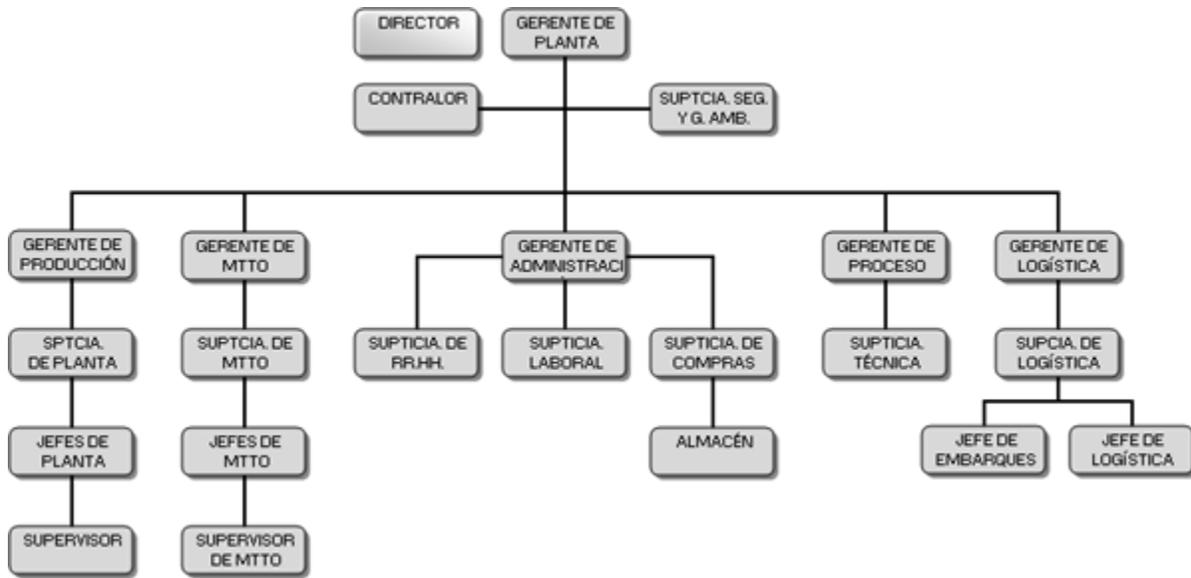


Figura 1-1: Estructura Organizacional de Fenoquimia, S.A. de C.V

1.3 Política Organizacional

1.3.1 Misión

La Misión de la empresa consiste en generar riqueza mediante la producción de Monómero de Metacrilato de Metilo, Ácido Sulfúrico y Óleum siendo competitivos internacionalmente.

Aprovechamos nuestros conocimientos técnicos, nuestra Visión y Valores para conducirnos en forma sistemática con crecimiento sustentable, satisfaciendo las expectativas de nuestros accionistas, consolidando la confianza de nuestros clientes y proveedores y el desarrollo de nuestro personal.

Esto se alcanza a través de una organización de altos valores, motivada, comprometida con la calidad total, el servicio al cliente con valor superior, el respeto a la comunidad y el cumplimiento estricto de protección al ambiente.

1.3.2 Visión

Ser reconocidos en el mercado nacional como líderes en producción y comercialización de Monómero de Metacrilato de Metilo, ampliando nuestra participación en segmentos de mayor rentabilidad en el mercado.

Sustentar nuestro crecimiento en la preferencia de nuestros clientes con productos de valor superior, excelencia operativa y cultura de calidad total.

1.4 Descripción de la Planta de ácido sulfúrico

La Planta produce 180 toneladas/día de ácido sulfúrico al 98% de concentración (ver figura 1.2). El proceso utilizado y denominado “Método de Contacto” inicia en el horno donde se efectúa la combustión de azufre líquido en presencia de aire exento de humedad (la cual fue eliminada previamente en la torre de secado).

La temperatura alcanzada en el horno debido a la combustión del azufre es del orden de los 1000 grados centígrados. Los gases de combustión abaten su temperatura mediante el intercambio de calor en la caldera de tubos de humos, en la cual se genera vapor de agua saturado de 32.0 kg/cm² y es enviado a proceso químico en su totalidad.

En esta parte del proceso, la temperatura de los gases descienden hasta 420 °C, reaccionando con el V₂O₅. Debido al carácter exotérmico de la reacción, la temperatura de los gases se eleva a 600 °C, los cuales transfieren parte de su calor a la masa de aire proveniente del soplador primario. El intercambio ocurre en los enfriadores laterales del convertidor.

El convertidor consta de cuatro camas de catalizador de pentóxido de vanadio, el cual es el responsable de la conversión a SO₃. Los gases de salida de la cuarta cama del convertidor, son enviados a los calentadores de aire con el doble propósito de precalentar el aire proveniente de la torre de secado y para abatir la temperatura del SO₃.

El SO₃ formado es enviado a la torre de absorción, en donde se mezcla íntimamente en contracorriente con el ácido sulfúrico diluido proveniente de la torre de secado. La humedad contenida en el ácido diluido reacciona con el SO₃ formando el H₂SO₄.

La función principal de la torre de absorción, es la de absorber todo el trióxido de azufre, procedente del convertidor mediante ácido sulfúrico diluido, debiendo controlar la concentración con agua adicional, para mantenerla en 98%.

El ácido sulfúrico alcanza una temperatura de 86-90 °C, la cual deber ser abatida a 45 grados centígrados para ser enviado al almacenamiento.

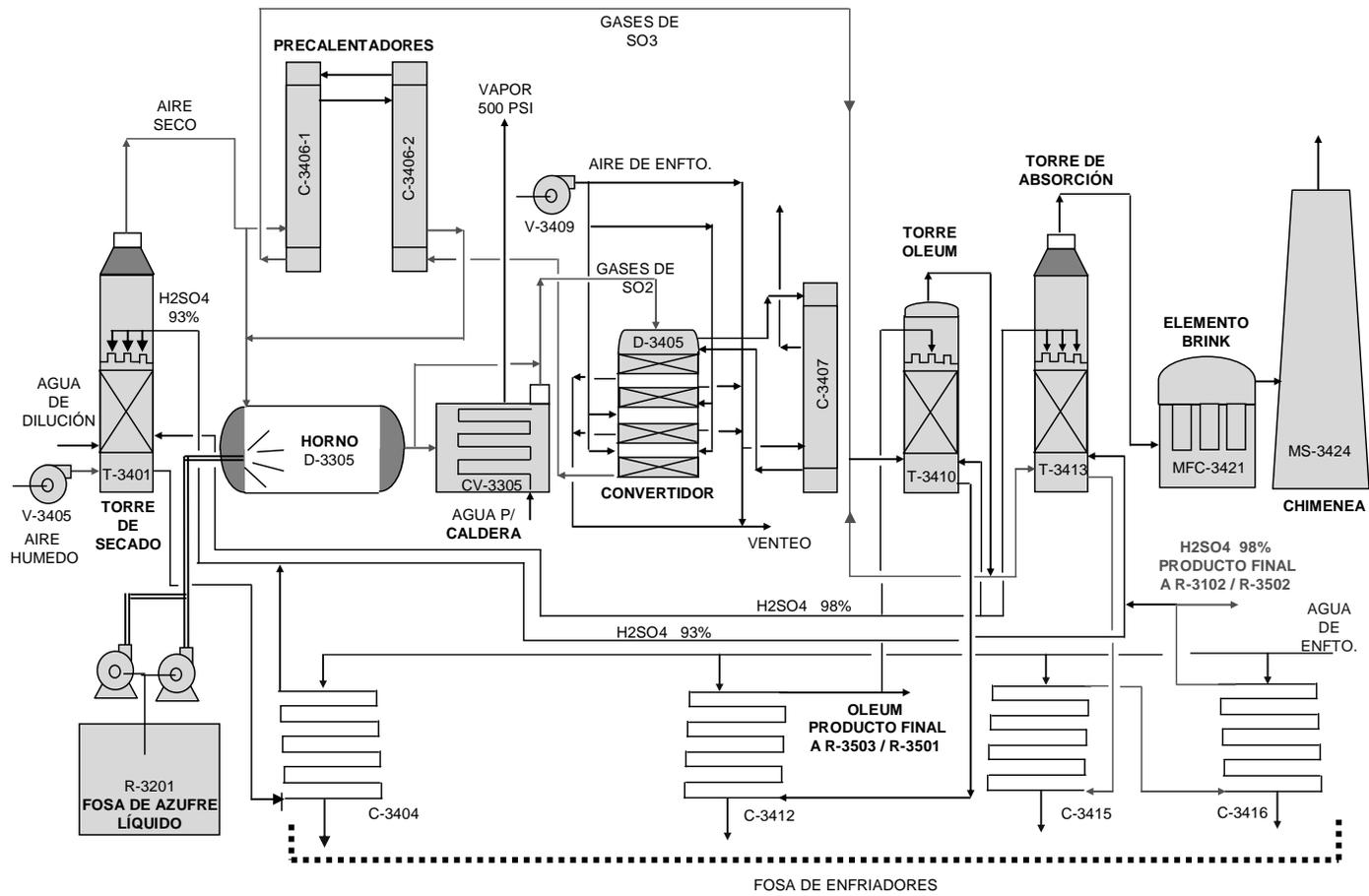


Figura 1-2: Esquema de la planta de ácido sulfúrico de Fenoquimia, S.A. de C.V

Como se podrá observar, la reacción es exotérmica, por lo que es necesario enfriar el producto que pasa a través de los enfriadores evaporativos para ser transferido posteriormente al tanque de almacenamiento de ácido sulfúrico al 98% de concentración.

En el esquema de la manufactura de producción de ácido sulfúrico, se aprecian los flujos de alimentación de aire atmosférico al sistema. Una de las corrientes tiene la función de participar en la combustión del azufre líquido para la formación de gases SO_2 y la otra participará en el intercambio de calor con los gases del convertidor catalítico.

Los sopladores que intervienen en esta parte del proceso, son accionados por motores eléctricos que consumen un alto porcentaje de energía eléctrica de la planta de ácido sulfúrico y forman parte del objetivo para sustituir la energía eléctrica que consumen, por el vapor de agua que genere el trabajo necesario para impulsar a los sopladores referidos.

CAPÍTULO 2: EL USO RACIONAL DE ENERGÍA

2.1 Necesidad de la Implementación de medidas de uso racional de energía

Una solución eficaz para la disminución de gases causantes del efecto invernadero es el uso eficiente de la energía. Un uso eficiente de la energía reduce las emisiones causadas por el consumo energético a un mínimo ecológicamente aceptable y, asimismo, puede reducir el costo a ser asumido por el usuario final de dicha energía.¹

Además, tiene también bastante sentido en el mediano plazo llegar a independizarse en la medida de lo posible de las fuentes de energías fósiles. Esto solo es viable a través del aprovechamiento de tecnologías de energías renovables, las que hoy en día en la realidad o aparentemente no son competitivas.

De incrementarse los precios de fuentes de energías fósiles en el futuro, como está previsto por algunos especialistas, aquellos que tempranamente renunciaron a una dependencia de fuentes de energías fósiles, tendrían recién ventajas económicas.

La estrategia para un ahorro de energía es principalmente importante en los sectores industriales y de servicios que muestran un consumo intensivo de energía ya que existen potenciales de ahorro de la misma mediante un uso más eficiente de ella y de manera casi generalizada para todas las ramas industriales.

En el caso específico de Fenoquimia, S.A. de C.V., se tiene plenamente identificado el residuo energético de la planta de ácido sulfúrico que servirá como sustituto de energía eléctrica para el accionamiento de los motores que impulsan a los sopladores de aire en el proceso y que permitirá un ahorro económico sustentable.

Sin embargo, es deseable realizar una inspección energética adicional a todo el complejo, cuya evaluación conlleve a un estudio y propuestas para elevar la efectividad en la conservación de la energía y para la determinación del ahorro potencial de portadores energéticos globales.

¹ Hans Dieter Heermes, Harry Lehmann. Barreras en la implementación de medidas de Uso Racional de Energía. Manual para consultores y expertos .España 2003. p. 5

Con la identificación de todos los elementos generadores de pérdidas de energía, se estará en condiciones de establecer medidas sistemáticas para abatir los costos de operación en cada una de sus plantas.

Los cálculos para estimar los potenciales del ahorro ya sea en las plantas industriales o complejos comerciales tienen en cuenta una lista de medidas técnicas para aumentar la eficiencia, principalmente, en las áreas de iluminación, refrigeración y en equipos como cocinas, lavadoras hornos y sistemas de calefacción. Las medidas están ordenadas según el tiempo de vida de la instalación (o periodo de recuperación de la inversión en dicha actividad económica: *payback*).²

Los potenciales de ahorro de energía estimados, traducidos posteriormente en ahorros económicos, se basan en una lista limitada de medidas técnicas que implican en gran parte inversiones mínimas para su implementación. Se infiere a partir de la experiencia internacional que en proyectos de inversión de este tipo, existen altas probabilidades de rentabilidad económica.

En el caso del estudio de optimización de energía térmica, específicamente en el uso de vapor de agua, se puede aconsejar de manera generalizada el siguiente procedimiento:

- Obtención de información técnica de todos y cada uno de los equipos y accesorios que forman parte del sistema.
- Recopilación de los datos de operación contenidos en bitácoras
- Diagrama del proceso de generación y distribución de vapor.
- Definición de los puntos de tomas de medidas.
- Obtención de las características del combustible.
- Obtención de las características de las sustancias de trabajo para la generación de vapor.
- Cuantificación estequiométrica de la combustión y rendimiento de calderas.
- Inspección de aislamientos.

² Hans Dieter Heermes, Harry Lehmann, **op. cit.** p.2

- Redes de distribución. Fugas.
- Recuperación de aguas residuales.
- Realización de las medidas necesarias para eficientizar el sistema.
- Realización de los cálculos necesarios para el rendimiento de la instalación.
- Análisis de los resultados obtenidos y determinación de posibles mejoras.

2.2 Obstáculos para la implementación de ahorro de energía en una empresa

Las empresas pueden aprovechar los potenciales existentes para optimizar el uso energético y así reducir los costos de la energía por medio de una adecuada definición, planificación y ejecución de los proyectos. En este sentido, es pertinente un excelente apoyo técnico interno o externo a través de consultorías. El experto en temas de energía es la concepción de proyectos de uso racional de energía. El objetivo de su trabajo no es solamente proponer soluciones (medidas para aumentar la eficiencia energética) sino también llevar a cabo la implementación de las medidas propuestas en la empresa.³

Para cada etapa existen barreras que, con frecuencia, obstaculizan la implementación de programas de usos racionales de energía. Estas barreras pueden ser la falta de información sobre posibilidades adecuadas del uso racional de energía, la falta de apoyo técnico, la falta de datos energéticos o la falta de capital para la inversión en plantas más eficientes y que se explican en los párrafos subsecuentes.

Referente a las barreras de organización e información, se puede decir que se presentan cuando los trabajadores de una empresa no saben si el consumo de las plantas es alto o bajo porque no cuentan con datos básicos para una efectiva comparación. Por ello no existe una recomendación por parte de los técnicos a la dirección acerca de la mejora de eficiencia de las plantas.

³ Lebensmitteleinzelhandel. **Conceptos para Ahorrar Energía en Ramas Comerciales Minoristas**. Linz-Austria, 1996, p. 252

Igualmente, la influencia del rechazo de los responsables de la firma hacia el aprovechamiento de tecnologías más eficientes o de energías renovables a causa de un desconocimiento, propicia una barrera.

Las barreras tecnológicas se presentan por ejemplo, cuando el tipo de construcción del edificio y las instalaciones es tal que imposibilita el cambio de concepto energético hacia otro tipo de sistema que incluye un aprovechamiento de tecnologías más eficientes o de energías renovables.

Así mismo, cuando la dirección de la empresa establece periodos de retorno de la inversión (*paybacks*) muy cortos o cuando la firma no cuenta con un capital y/o fuentes crediticias a disposición, se generan las barreras financieras, lo que dificulta la implementación de medidas adecuadas. Si a los factores indicados, se incluye un perfil pobre de gestión innovadora, y, por lo tanto es renuente a las nuevas medidas e inversiones relacionadas a cambios en la producción, los expertos se encuentran con las barreras de tipo estructurales.

2.3 Las barreras para llevar a cabo proyectos de uso racional de energía

Para aumentar el éxito de proyectos del uso racional de la energía se recomienda hacer un análisis de impedimentos y problemas por un lado y, proponer, por otro lado soluciones, herramientas o consideraciones en la consultoría.

Los impedimentos en el caso de disponibilidad de información, se pueden eliminar de la manera más fácil usando informaciones y ejemplos de empresas del mismo sector y mejor aún de la competencia a manera de comprobación de lo acertado de las medidas implementadas por la firma.

Los impedimentos financieros pueden ser superados de diferentes maneras. Por una parte, en el caso de pequeñas firmas, el consultor puede apoyar en las negociaciones con los bancos. En el caso que el consultor ya haya desarrollado algunos proyectos exitosos con apoyo de un banco, será más fácil para el consultor que para el mismo dueño de la firma convencer al banco de lo obvio de la conveniencia de las medidas propuestas. En algunos casos, el consultor puede también asumir el rol del contratista quien es el que implementa la solución completa.

Si en la firma se suele planificar en un corto plazo o si simplemente no es abierta a procesos innovadores, entonces se puede intentar superar los impedimentos por medio de talleres y rondas de discusión. Se debe naturalmente garantizar el apoyo de la dirección o del dueño de la firma. La cooperación y el convencimiento de los involucrados en una medida de mejoras de la

eficiencia energética o del aprovechamiento de energías renovables son aspectos muy importantes.

En conclusión, para que una consultoría energética tenga una alta probabilidad de éxito, deben considerarse las barreras que puedan presentarse durante el curso de un proyecto URE y la búsqueda de soluciones en el marco de las estructuras existentes en las empresas.

2.4 Organización de sistemas de gestión energética en la industria

Mientras que la gestión de la calidad (*Quality Management*) y la gestión ambiental (*Environmental Management*) son aceptadas ampliamente en la industria, el manejo integral de la energía como área gerenciable dentro de una empresa es un concepto todavía poco difundido.⁴

Para llevar a cabo una gestión energética industrial, es necesario seguir un procedimiento que cubra las necesidades para la amplia variedad de empresas, que abarcan hasta las más grandes y complejas. Es muy posible que algunos de los rubros de la metodología ya sean aplicados en las empresas, sin embargo la mayor parte de las veces no se encuentran oficializados y por lo tanto tienen pocas posibilidades de éxitos.

El objetivo primario de la gestión energética será en todo momento una reducción de los costos ocasionados por el consumo de energía, sin embargo, existen objetivos secundarios no menos importantes como:

- a) Aumentar la capacidad de reaccionamiento a alteraciones e irregularidades en el sistema energético de la planta.
- b) Aumentar la capacidad de coordinación interna de la empresa.
- c) Identificar aspectos por mejorar, tanto técnicos como estructurales y de organización.
- d) Aumentar la transparencia del desarrollo de la demanda de energía, especialmente en relación a las medidas de mejoramiento tomadas

⁴ Martín Kruska. **Sistemas Energéticos Integrados en la Industria**. Barcelona, España, 1996, p. 1

- e) Aumentar la capacidad de adaptación a los cambios del entorno político-económico y energético de la empresa

Tomando en cuenta los objetivos señalados anteriormente, el Sistema de Gestión Energética apoyará a la empresa formulando una política empresarial para tomar decisiones estratégicas con relación a la energía. No deben omitirse las metas que tengan relación con el proyecto.

No se debe olvidar que se requiere de una planeación bien estructurada en la que se encuentren implícitos el presupuesto y la demanda energética. Integrándose esta estructura en el sistema general de gestión de la empresa, la planta logrará más fácilmente su objetivo principal de producir bienes materiales y de servicios de la manera más económica y con el menor impacto posible en el ambiente.

Un *controlling* energético que comprende un amplio sistema de información interna y que coordina la planificación y el control de la demanda de energía servirá como elemento director en la conducción del proyecto.

El éxito de una buena gerencia se basa generalmente en una buena comunicación interna y un transparente manejo de informaciones. Esto es válido de igual manera para la gestión de energía en una empresa. Por ello, en un momento muy temprano debe conocerse claramente la demanda continua o repetida de datos e informaciones con respecto al ámbito de la energía. La pregunta a postularse es:

¿Que informaciones se demandan, con que frecuencia y calidad?

Esto abarca en primer lugar datos técnicos de la demanda de energía en la planta, pero también datos de producción, horarios, cifras de venta, consumos de otros medios, entre otros. Es muy importante que en la definición de los datos e informaciones demandadas de la planta, se tenga una visión muy clara de cuáles serán las evaluaciones que se llevarán a cabo con los datos en un mediano plazo.

Así mismo, debe analizarse muy críticamente la situación de la comunicación e información interna, postulando por ejemplo las siguientes preguntas:

- a) ¿Existe en ciertas áreas un déficit (o un exceso) de información? Por ejemplo: ¿El encargado de las calderas conoce bien el grado de aprovechamiento en la generación de vapor?
- b) También una información excesiva puede obstruir un buen manejo y una buena interpretación de datos. ¿Existen datos que “de costumbre” se levantan con

regularidad, sin que realmente se necesiten?. ¿Existen grandes archivos de datos que nunca se han evaluado?

- c) ¿Existen áreas o personas aisladas de la comunicación? Es muy frecuente encontrar a personas o áreas dentro de una empresa que están completamente aisladas de otras personas o áreas, ya sean por motivos estructurales, personales o estratégicos. Estas personas o áreas carecen de la información necesaria para funcionar dentro de un sistema integral de gestión (de calidad, energética, ambiental). Para funcionar bien, el sistema debe abarcar todas las áreas de la empresa y el total del recurso humano.
- d) ¿Como funciona la comunicación en la planificación de proyectos internos? ¿Se informa al personal correspondiente acerca de la adquisición de nueva maquinaria con suficiente anticipación para poder planificar la instalación y pruebas necesarias?
- e) ¿Tiene que reaccionar rápidamente, porque en pocos días de anticipación se le comunica que tiene que operar con una nueva máquina? Es importante tener en cuenta que estos puntos aparentemente poco importantes tienen gran influencia en el buen funcionamiento del sistema energético de la planta.
- f) ¿Existe un déficit de comunicación por problemas de motivación. Un empleado sin motivación puede ser un grave problema para un manejo transparente de datos e informaciones. En este sentido, no es muy razonable encomendar el manejo de datos energéticos a una persona desinteresada.
- g) ¿Existen problemas de motivación por déficit de información? Sin embargo, frecuentemente el problema se da al revés, y la falta de motivación de empleados y trabajadores puede atribuirse a una mala comunicación o bien un déficit de información de la persona correspondiente. La persona se pregunta: ¿Porqué hago esto, a quien le sirve y de que? Posiblemente, con un poco de información adicional se podrá motivar a la persona, quién dará resultados mucho mejores en todo el ámbito de su trabajo.

2.5 Concepto de Cogeneración.

De acuerdo a Educogen "la manera usual (convencional) de cubrir necesidades en electricidad y calor es comprar electricidad desde la red local y generar calor por la combustión de combustible en un horno, caldera, etc. Sin embargo, una considerable disminución en el consumo total de combustible se ha logrado cuando la cogeneración (conocida también como energía combinada con calor, CHP por sus siglas en inglés de "combined heat and power" es aplicada"⁵.

"Cogeneración es la producción esencial termodinámicamente de dos o más formas de energía útil desde una fuente de energía primaria simple"⁶.

Las dos formas más usuales de energía son la energía mecánica y la energía térmica. La energía mecánica es comúnmente usada para mover un generador eléctrico. Esto es porque la definición siguiente es aún más restrictiva como frecuentemente aparece en la literatura:

El concepto de Cogeneración es un término acuñado relativamente reciente. Se usa para definir aquellos arreglos empleados en instalaciones industriales donde se puede cubrir las necesidades de energías eléctricas, térmicas o ambas.

2.6 Elementos de un Sistema de Cogeneración

En todo sistema de cogeneración podemos encontrar los siguientes elementos

- Elemento primotor
- Elemento de recuperación de calor de desperdicio
- Sistema de transmisión de energía
- Sistemas auxiliares (bombas, compresores, alternador.)
- Sistema de control

El componente más importante es el motor primario o primotor, el cual convierte la energía del combustible en la energía que suministra la flecha. Los dispositivos de conversión

⁵ Ramsay, Bruce "Educogen. The European Educational Tool on Cogeneration"; University of Dundee. Pág 7, 2001.

⁶ Villares, Martín, Mario "Cogeneración" 2ª Edición. F.C. Editorial, Pág 13. España 2001

utilizados son las turbinas de vapor, las turbinas de gas y los motores de combustión interna o alternativos.

Existe una gran variedad de equipos para la recuperación del calor de desperdicio, por lo que la selección adecuada de éste dependerá del uso que se le necesite dar. Estos pueden ir, desde sistemas de baja presión de distribución de vapor a la salida de las extracciones de las turbinas, hasta calderas de recuperación para extraer la energía de los gases producidos en una turbina de gas.

Los sistemas de control son necesarios para la automatización del primotor, la operación segura del sistema de recuperación de calor y en general para la operación eficiente del sistema.

2.7 Clasificación de los Sistemas de Cogeneración

Los sistemas de cogeneración suelen clasificarse de acuerdo con el orden de producción de electricidad y energía térmica en:

- Sistemas superiores (Topping Cycles).
- Sistemas inferiores (Bottoming Cycles).

Los sistemas superiores de cogeneración, que son aquellos en los que una fuente de energía primaria (como el gas natural, diesel, carbón u otro combustible similar) se utiliza directamente para la generación de energía eléctrica en el primer escalón. A partir de la energía química del combustible se produce un fluido caliente que se destina para generar la energía mecánica y la energía térmica resultante, el denominado calor residual como vapor o gases calientes, es suministrada a los procesos industriales ya sea para secado, cocimiento o calentamiento, que constituyen el segundo escalón. Este tipo de arreglos suelen encontrarse principalmente en la industria textil, petrolera, celulosa y papel, cervecera, alimenticia, azucarera, entre otras, donde sus requerimientos de calor son moderados o bajos con temperaturas de 250 ° C a 600 ° C.

Para los sistemas inferiores la energía primaria se utiliza directamente para satisfacer los requerimientos térmicos del proceso del primer escalón y la energía térmica residual o de desecho, se emplea generalmente para la generación de energía eléctrica en el segundo escalón. Los ciclos inferiores suelen encontrarse en los procesos industriales para los cuales se presentan altas temperaturas; tal es el caso de la industria del cemento, la siderúrgica, vidriera y química. En estos procesos resultan calores residuales del orden de 900 ° C que pueden ser utilizados para la producción de vapor y electricidad.

Existe una gran variedad de equipos y tecnologías que pueden ser considerados para una aplicación específica de cogeneración. Cada tecnología tiene sus características propias, que deben ser consideradas en el contexto de los requerimientos específicos del lugar.

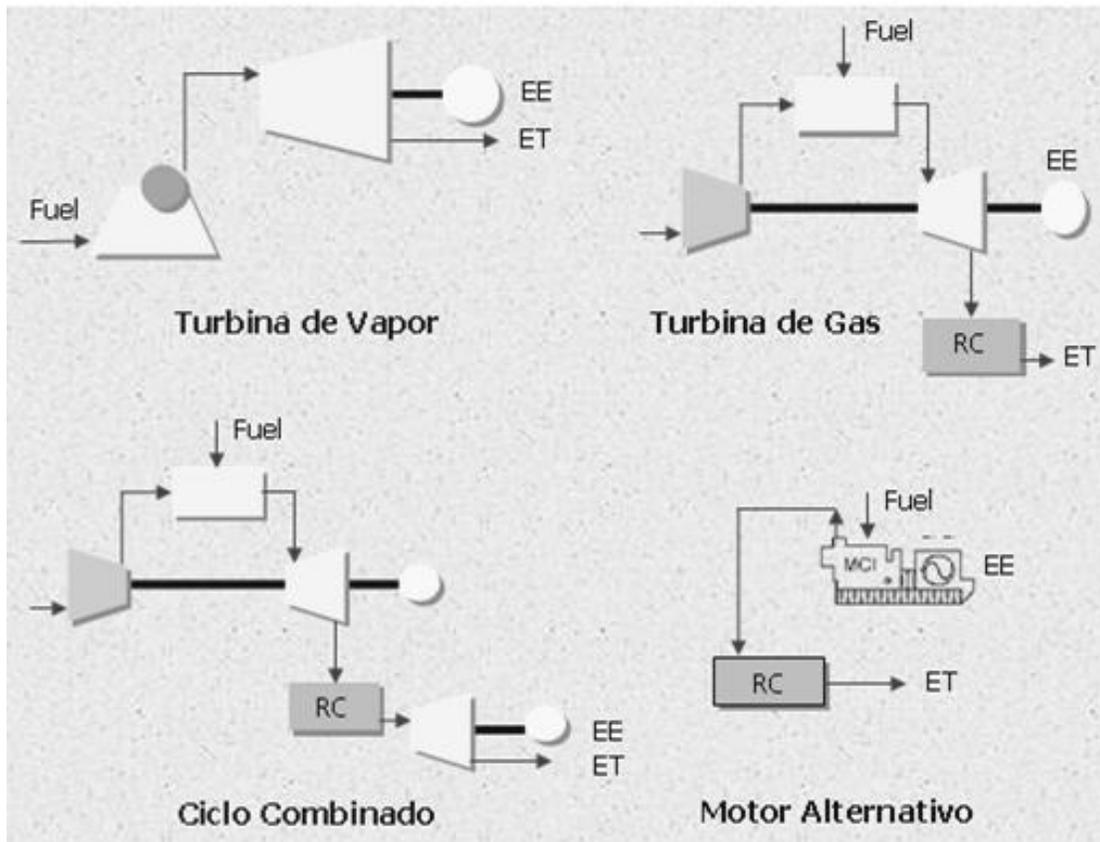


Figura 2.1: Clasificación de los sistemas de Cogeneración en función del primotor

Otra clasificación generalmente empleada para los sistemas de cogeneración es la que se basa en el tipo de primotor empleado para generar la energía eléctrica como se muestra en la figura 2.1:

- Cogeneración con turbina de vapor.
- Cogeneración con turbina de gas.
- Cogeneración con ciclo combinado.
- Cogeneración con motor recíprocante.

2.7.1 Cogeneración con Turbinas de Vapor.

En este sistema la energía mecánica se produce por la turbina mediante la expansión del vapor de alta presión, generado en una caldera convencional. Bajo este sistema la generación de

energía eléctrica por unidad de combustible es menor que en la turbina de gas (generalmente del orden de 15%), aunque la eficiencia global del sistema es más alta (del 85 al 90%) que en la turbina de gas ya que produce energía térmica del orden del 75%.

Las turbinas de vapor se dividen en tres tipos: a contrapresión, a extracción y a condensación.

En las turbinas de contrapresión su principal característica es que el vapor, cuando sale de la turbina se envía directamente al proceso sin necesidad de contar con un condensador y equipo periférico, como la torre de enfriamiento.

En la turbina de extracción/condensación, una parte del vapor puede extraerse en uno o varios puntos de la turbina antes de la salida al condensador, obteniendo así, vapor a proceso a varias presiones, mientras que el resto del vapor se expande hasta la salida del condensador.

En las turbinas de condensación, la salida de vapor expandido en la turbina pasa al condensador a una presión, normalmente, inferior a la presión atmosférica.

Estos sistemas se aplican principalmente en aquellas instalaciones en las que la necesidad de energía térmica respecto a la eléctrica es de 4 a 1 o mayor.

Tiene entre sus principales ventajas y desventajas las siguientes:

Ventajas

- Capacidades de 500 kW hasta de 100 000 kW o más.
- Eficiencia global del sistema alta, (90%).
- Alta seguridad de operación.
- Vida útil larga (25 años).

Desventajas

- Altos costos de inversión.
- Tiempo de arranque muy lento.
- Baja relación de energía eléctrica/energía térmica (15%).

2.7.2 Cogeneración con Turbina de Gas

En este sistema el combustible es quemado en una cámara de combustión, de la cual los gases generados son introducidos a la turbina, para convertirse en energía mecánica, la que podrá ser transformada en energía eléctrica usando un alternador. Los gases de escape tienen una temperatura que va de 500 a 650° C. Estos gases son relativamente limpios y por lo tanto se

pueden aplicar directamente a los procesos de combustión posteriores, ya que tienen un contenido de oxígeno de alrededor del 15% al 16%, y debido a su alta temperatura suelen ser empleados a su vez, para producir otro fluido caliente como vapor, aire, o agua.

La cogeneración con turbina de gas resulta muy adecuada para los procesos en los que se requiere de una gran cantidad de energía térmica, presentando las ventajas y desventajas siguientes.

Ventajas

- Amplia gama de capacidades, desde 500 kW hasta 265 MW.
- Altas eficiencias de conversión de energía térmica.
- Eficiencias de conversión a energía eléctrica del 27%.
- Alcanza eficiencias globales arriba del 80%.
- Alta seguridad de operación.
- Bajo costo relativo de inversión.
- Tiempo corto de arranque.
- Requiere de poco espacio.

Desventajas

- Baja eficiencia en carga parcial
- Vida útil relativamente baja
- Limitantes en cuanto al combustible usado

2.7.3 Ciclo Combinado

A este sistema se le caracteriza por que emplea una turbina de gas y una turbina de vapor. En este sistema los gases producidos en la combustión de la turbina de gas, se emplean para producir vapor a alta presión a través de una caldera de recuperación, para posteriormente alimentar a la turbina de vapor, sea de contrapresión o extracción-condensación y producir por segunda vez energía eléctrica, utilizando el vapor a la salida de la turbina o de las extracciones directamente en los procesos.

2.7.4 Motores Alternativos, MCI.

Este sistema arroja la mayor generación eléctrica por unidad de combustible consumido, alrededor del 34% al 40%, aunque los gases residuales son a baja temperatura 200 a 250 °C. Sin

embargo, en aquellos procesos en los que se puede adaptar, la eficiencia de cogeneración alcanza valores similares a los de las turbinas de gas. Con los gases residuales, se puede producir vapor de baja presión (alrededor de 10 a 15 kg/cm²) o agua caliente de 80 °C a 100 °C.

Entre las principales ventajas y desventajas de los sistemas de cogeneración a base de Motor Alternativo son:

Ventajas

- Alta eficiencia de producción de energía eléctrica (hasta 40%).
- Eficiencia global del sistema del orden del 70%.
- Bajo costo de inversión.
- Vida útil larga (25 años).
- Capacidades desde 15 kW a mayores de 20,000 kW.
- Alta eficiencia a baja carga.
- Consumo medio de agua de enfriamiento.
- Requiere de poco espacio para su instalación

Desventajas

- Altos costos de mantenimiento.
- Baja temperatura de la energía térmica producida.
- Recuperación de energía térmica dispersa

2.8 Selección y Análisis del Sistema de Cogeneración

Los factores más importantes que afectarán la selección del ciclo de cogeneración para su evaluación preliminar son:

- La relación Q/E, ya que existen diferentes tecnologías y que cada una es adecuada para una relación dada.
- La calidad del calor requerido, por ejemplo la temperatura y presión con que se debe de suministrar el vapor.
- Los costos de los equipos que dependen de la tecnología seleccionada. Para un estudio de previabilidad se considera aceptable los costos del equipo dentro de un rango de $\pm 25\%$, lo que es consistente con tomar valores promedio de cargas.

- El tipo de combustible a utilizar por su costo y su disponibilidad.
- El tamaño del sistema ya que algunas tecnologías se vuelven competitivas solamente en capacidades mayores de un MW.

Por otro lado, si la cogeneración es parte de un proyecto nuevo no se tienen restricciones de espacio para la selección del sistema más adecuado. Si por el contrario es resultado de una adaptación en una planta ya operando es necesario considerar la disponibilidad de espacio, el equipo existente que podría aprovecharse y la capacidad de la red pública externa para, en su caso, exportar excedentes de energía.

2.8.1 Consideraciones acerca del valor de la relación energía térmica / eléctrica

Mientras más se acerque el sistema de cogeneración al promedio de la razón Q/E de una aplicación, el sistema será financieramente más atractivo. En el dimensionamiento de los sistemas, uno debe seleccionar entre satisfacer la potencia eléctrica o la demanda térmica como base de operación del sistema y una tecnología adecuada para que siga de cerca la relación Q/E en la planta o en el proceso.

Idealmente, los requerimientos térmicos y eléctricos deberían de ser simultáneos para un sistema particular, pero esto nunca sucede. Por esta razón el planificador debe decidir entre usar un generador de vapor auxiliar o tener excedentes de electricidad, o por otro lado entre tener exceso de vapor o comprar electricidad, de acuerdo con el mapa energético de la industria en particular.

2.8.2 Mapa Energético del centro consumidor

Se define como centro consumidor a la industria o empresa que tiene una demanda eléctrica y térmica para realizar su producción y que es apta para un estudio de previabilidad de cogeneración. Se caracteriza por tener dos tipos de demanda energéticas globales: un consumo eléctrico y una demanda de calor útil, ambos para satisfacer las necesidades de producción.

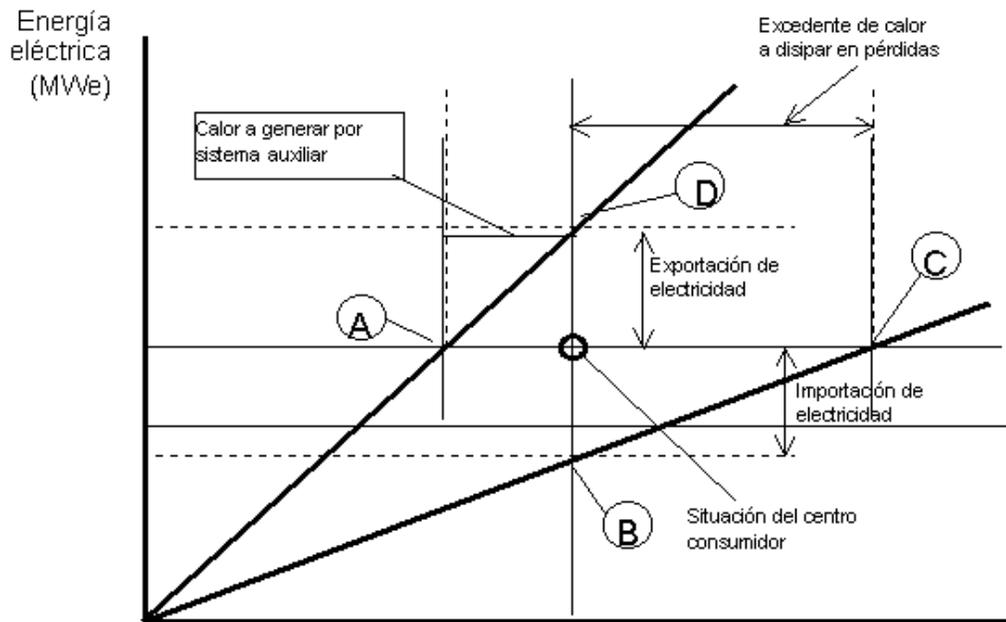


Figura 2-2: Esquema del Mapa Energético.

Este mapa energético incluye dos rectas que contienen los puntos indicados como A y D, B y C. Estas dos rectas corresponden a dos tecnologías de cogeneración con relación E/C (relación de energía eléctrica y calor útil), mayor y menor que el centro consumidor respectivamente.

Con base a la Figura 2-2, donde se tiene representado la situación del centro consumidor en un punto en el cual se informa de la necesidad de energía eléctrica y de calor útil para el proceso productivo, los puntos pueden resultar puntos de funcionamiento de la planta de cogeneración:

Punto A: Requerimiento de sistema auxiliar de generación de calor útil

El sistema de cogeneración satisface la demanda eléctrica del centro, pero no llega a producir la energía térmica requerida, con lo que se precisa obtener la diferencia mediante un sistema auxiliar.

Los sistemas auxiliares más comunes son:

- Realizar un consumo extra de combustible aprovechando el contenido de oxígeno de los gases procedentes de la combustión, para así elevar la temperatura de éstos y poder tener un potencial energético mayor, para la producción de calor útil.

- bien, producir la energía necesaria mediante un sistema convencional de producción como puede ser una caldera.

Punto B: Importación de electricidad

Situación de la planta de cogeneración en la que se satisface la demanda térmica del centro pero se necesita comprar electricidad de la red, ya que el sistema implementado no produce la suficiente.

Punto C: Desperdicio de energía térmica

Es el caso más indeseable ya que, aunque la demanda eléctrica esta completa, se produce mayor calor útil que lo que el centro consumidor demanda, por lo que resulta que, si no se vende esta energía térmica (situación actualmente inviable), resulta una pérdida de energía.

Punto D: Exportación de electricidad

Este es el caso en que se obtiene el calor útil o energía térmica necesaria para el centro consumidor, pero se produce una cantidad de electricidad mayor a la demandada, con lo que se puede vender electricidad a la red.

El análisis de estos cuatro puntos permite conocer la información que nos proporciona el mapa energético ya que, por ejemplo, se podría tener un esquema cogenerativo en la recta de relación E/C mayor que la del centro representado en la figura, siendo el punto de funcionamiento un punto entre A y D perteneciente a dicha recta. Resultaría que se satisface la demanda eléctrica, habiendo un exceso de producción que se puede verter a la red, pero en cambio no se produciría el suficiente calor útil, con lo que sería necesario un sistema auxiliar que lo proporcionase.

En este punto de la explicación ya se tiene uno de los criterios de dimensionamiento de la configuración o sistema de la tecnología de cogeneración elegida: se dimensionará teniendo en cuenta de no elegir un punto de funcionamiento en el que se sobrepase la demanda de calor útil por parte del centro consumidor. Siendo este criterio la base para el dimensionamiento según cada uno de los dos criterios que se presentan.

De todos los casos excepto el C, son viables pudiendo obtenerse puntos de funcionamiento del sistema de cogeneración de la zona izquierda del valor de demanda de calor útil del centro.

RELACIÓN Q/E BAJA

Para una relación Q/E baja, el ciclo superior debe tener mayor énfasis en la eficiencia de conversión de potencia. Aquí, un motor reciprocante o un motor grande de turbina de gas debe ser indicado como motor primario. Con esta configuración, el rango general de la razón debe

esperarse entre 3.2 a 6.4 GJ de calor de proceso por MW de salida eléctrica (una razón Q/E de 1 a 1.7).

Esta razón puede ser usada en instalaciones donde la recuperación de calor de desperdicio se usa totalmente para una máxima generación de vapor, con quemadores suplementarios para el balance de vapor requerido.

Los motores grandes de diesel se han vuelto populares recientemente para la generación de potencia en varias industrias, y presentan oportunidades atractivas para cogeneración a través del uso del proceso de vapor a baja presión. Los motores de gasolina, disponibles en tamaños más pequeños, pueden optimizar las conversiones de energía en aplicaciones comerciales ya sea en carga térmica para una cocina o lavandería o carga de enfriamiento con equipos de absorción para aire acondicionado. También se pueden tomar ventajas de esta relación Q/E baja, del motor reciprocante, utilizando la potencia de la flecha para operar enfriadores centrífugos y usar el calor de desperdicio para los enfriadores de absorción y lograr una eficiencia de conversión de energía muy grande para los requerimientos de las grandes centrales de aire acondicionado.

RELACIÓN Q/E MEDIA

Para esta razón, las pequeñas turbinas de gas con quemadores suplementarios, son usadas como motores primarios con la recuperación del calor de desperdicio de los calentadores para la producción de vapor. Sin embargo estas turbinas son motores de baja eficiencia (las turbinas más pequeñas normalmente solo tienen entre 18 y 25 por ciento de eficiencia), por lo que existe un calor de desperdicio considerable disponible en la corriente de salida. Con las configuraciones del ciclo superior descritas anteriormente, se tiene un rango general de salida térmica de 8.4 a 12.6 GJ de calor de proceso por MW de salida eléctrica, por lo se puede esperar una razón de Q/E de 2 a 4.

Las turbinas de gas, con configuración del calentador de calor directo o de recuperación de calor, encuentran requerimientos de calor en cantidades adecuadas para muchos procesos en el sector industrial. En climas más cálidos, pueden proveer el balance correcto de calor para sistemas de aire acondicionado medianos y grandes, especialmente para los hospitales, hoteles y aeropuertos, donde el servicio se requiere las 24 horas básicamente durante todo el año.

RELACIÓN Q/E ALTA

Para cargas de calor muy grandes en relación con los requerimientos de potencia, o una relación Q/E alta, una turbina de vapor alimentada con vapor a baja, media o alta presión de los calentadores y uso de extracción a contrapresión o turbinas de extracción/condensación proveen las relaciones más flexibles. Esto es porque las condiciones de la entrada de vapor y la eficiencia

de la turbina pueden variar para obtener la combinación más económica para la carga de vapor deseada.

2.9 Principales Índices en el Diseño de Sistemas de Cogeneración

Al realizar el estudio de un sistema de cogeneración es usual tomar en cuenta determinados índices que irán evaluando de forma aproximada el desempeño energético de la propuesta. Los más usuales son los que consideraremos a continuación

Eficiencia del impulsor (primer mover)

$$\eta_m = \frac{W_s}{H_f} = \frac{W_s}{m_f H_u} \quad (2.1)$$

Donde

\dot{W}_s : Potencia en el eje del elemento impulsor.

\dot{H}_f : Calor del combustible (flujo de la energía del combustible) consumida por el primer impulsor

Siendo

$$\dot{H}_f = \dot{m}_f H_u \quad (2.2)$$

Donde

\dot{m}_f : Flujo de masa de combustible por unidad de tiempo

H_u : Poder calorífico inferior del combustible.

Eficiencia eléctrica:

$$\eta_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{H}_f} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_f H_u} \quad (2.3)$$

Donde \dot{W}_e es la potencia eléctrica neta de salida del sistema, por ejemplo, la potencia eléctrica consumida por el equipamiento auxiliar que ha sido sustraída de la potencia eléctrica obtenida en el generador.

Eficiencia térmica:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}}{\dot{H}_f} = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_f H_u} \quad (2.4)$$

Donde \dot{Q} es la potencia térmica útil de salida del sistema de cogeneración. Se debe recordar que la calidad de la electricidad es mayor que la calidad de la energía térmica ya que decrece con la temperatura la cual es variable.

Eficiencia energética total del sistema de cogeneración:

$$\eta = \eta_e + \eta_{th} = \frac{\dot{W}_e + \dot{Q}}{\dot{H}_f} \quad (2.5)$$

Donde: \dot{W}_e es la potencia eléctrica neta de salida del sistema.

2.10 La evaluación económica

El estudio de la evaluación económica es la parte final de toda la secuencia de análisis de la factibilidad de un proyecto. Es un tema que inquieta a todos los interesados en llevar a cabo inversiones ya que se encuentra implícito el concepto de la rentabilidad, muy usado para reflejar la conveniencia o no de llevar a cabo una inversión, si es rentable es aceptable y viceversa, tanto en proyectos con fines de lucro, como en proyectos con fines sociales.

La rentabilidad⁷ se relaciona con dos grandes componentes: las utilidades o beneficios y las inversiones mismas, en relación a un patrón establecido o definido previamente. La rentabilidad se entiende como la búsqueda y obtención de máximas utilidades con respecto a un volumen de inversión dado. La maximización de esta relación aumenta la rentabilidad con respecto al parámetro fijado, esto es, muchos beneficios con pocos desembolsos, y a la inversa, la minimización de dicha relación disminuye la rentabilidad. Las utilidades o beneficios pueden ser de tipo eco-financiero y/o social y el parámetro de comparación generalmente es un costo de oportunidad.

⁷ Baca Urbina, Gabriel. Evaluación de proyectos. 4a. ed. Ed. McGraw-Hill. México 2002, p.240

La rentabilidad se expresa como una tasa de rendimiento, generalmente anual, la cual revela las unidades monetarias obtenidas por las desembolsadas inicialmente, anotada en porcentaje. La tasa de rendimiento es equivalente a una tasa de interés.

Nomenclatura de los principales componentes de una evaluación económica:

Valor presente neto (VAN). Es el valor monetario que resulta de restar la suma de los flujos descontados a la inversión inicial. El VAN de un proyecto se obtiene sumando sus Beneficios Netos anuales actualizados a una determinada tasa.

$$VAN = BN_o + \frac{BN}{(1+i)^1} + \dots + \frac{BN_n}{(1+i)^n} = \sum_{j=0}^{j=n} \frac{BN_j}{(1+i)^j} \quad (2-6)$$

Donde:

BN_j = Flujo neto de efectivo anual desde $j = 0$ hasta $j = n$

n = vida útil del proyecto.

Bajo este indicador, un proyecto será considerado conveniente si su VAN es positivo o cuando menos igual a cero. Esto último es muy difícil que ocurra, pues casi siempre aparece una cantidad determinada. Si su VAN es negativo, indica que no es conveniente y se debe rechazar.

Tasa interna de retorno (TIR). Refleja el rendimiento de los fondos invertidos, siendo un elemento de juicio muy usado y necesario cuando la selección de proyectos se hace bajo una óptica de racionalidad y eficiencia financiera, se define de dos formas:

1) Como aquella tasa de actualización que hace nulo el Valor Actual Neto del proyecto, es decir, cuando el VAN es cero. Algebraicamente se puede representar con la siguiente ecuación:

$$\sum_{j=0}^{j=n} \frac{BN_j}{(1+i)^j} = 0 \quad (2-7)$$

Donde i es la TIR

Por lo tanto, a diferencia del VAN, la TIR supone que el cálculo de ésta va al encuentro de una tasa de interés, generalmente mediante iteraciones.

2) Es la máxima tasa de interés que puede pagarse o que paga el capital no amortizado en un periodo de tiempo y que conlleva la recuperación o consumo de capital.

CAPÍTULO 3: EVALUACIÓN TÉCNICA

3.1 Teoría de la combustión de azufre

Aunque la mayor parte de ácido sulfúrico proveniente de Estados Unidos de Norteamérica ha sido fabricado a partir de bióxido de azufre obtenido en hornos, existe una gran carencia de información en la literatura con respecto al diseño de hornos de azufre.

Datos publicados en relación a la evaporación de azufre, longitud de flama, efectos de mezcla de gases y resistencia a altas temperaturas de material refractario son muy escasos.

No obstante que un gran número de hornos de azufre son descritos en registros de patentes, la manufactura de ácido se encuentra limitada por los requerimientos tecnológicos empleados en el proceso.

Los hornos de azufre son adaptados de acuerdo a los requerimientos de fabricación de ácido sulfúrico. El proceso de contacto demanda que el azufre de horno sea capaz de mantener un volumen constante de gas conteniendo la concentración de dióxido de azufre. Estos hornos son capaces de operar con presiones bajas.

El gas producido debe estar totalmente libre de humedad, gases indeseables, azufre sublimado así como de otras impurezas, ya que la presencia de cualquiera de estos componentes afectaría la conversión de dióxido de azufre a ácido sulfúrico.

Normalmente, los hornos de azufre son de gran capacidad y pueden operar a diversas cargas interconectados con equipos intercambiadores de calor. Su operación es continua y automatizada, por lo que requiere poca supervisión.

Los hornos de azufre involucran las operaciones de fundición, vaporización y reacciones químicas. En los modernos hornos, la vaporización y combustión de azufre ocurre en la misma cámara. Actualmente, el azufre es alimentado al horno desde una fosa de fundición que mantiene a la sustancia en forma líquida, además de que sirve de auxiliar para la eliminación de impurezas sólidas para evitar taponamientos en las boquillas de alimentación del horno. Los hornos se instalan de acuerdo al tipo de proceso y a las características del azufre recibido en planta.

La cinética de la combustión de azufre llevada a cabo en los hornos de azufre no puede ser representada mediante las simples ecuaciones:



Para entender el mecanismo de la combustión del azufre, es necesario conocer la estructura del azufre elemental, ya que en cada una de las tres fases sólida, líquida y gaseosa, las relaciones estructurales son complejas. En el presente trabajo solamente se expondrán los hechos más importantes y bien establecidos.

Las dos formas cristalinas del azufre más comunes son la forma rómbica (S_8), la única estable a temperatura ambiente, y la forma monoclinica (S_2), que es la forma estable por encima de 95.5 °C. La variación de entalpía correspondiente a esta transición es pequeña (0.096 Kcal/átomo-gramo), y el proceso es lento.

Por lo tanto, por calentamiento rápido es posible llevar azufre rómbico hasta su punto de fusión, que es de 112.8 °C. El azufre monoclinico posee un punto de fusión verdadero de 119 °C, pero frecuentemente se observa que funde unos pocos grados antes debido a la descomposición de las moléculas de S_8 .

Tanto el azufre rómbico como el monoclinico contienen moléculas cíclicas de S_8 que adoptan la configuración de una cadena. El azufre líquido ha sido estudiado muy extensamente. A la temperatura de fusión y un poco por encima de la misma, es un líquido amarillo, transparente y móvil.

Por encima de 159 °C, se vuelve rápidamente de color café, su viscosidad aumenta con la temperatura hasta que alrededor de los 200 °C, la viscosidad vuelve a disminuir al aumentar la temperatura.

A la temperatura de ebullición, igual a 446.6 °C, el azufre líquido es nuevamente un líquido bastante móvil. Las variaciones de la viscosidad y del calor específico con respecto a la temperatura se debe a que los anillos de S_8 que se forman en el sólido cristalino se vuelven inestables cuando aumenta la temperatura.

Se ha postulado la formación de anillos de seis y cuatro eslabones que estarían en equilibrio con los anillos de ocho eslabones, pero esto no es seguro. Lo que es de fundamental importancia es la formación de cadenas abiertas por fisión hemolítica de las ligaduras S-S de los anillos de S_8 .

Estas cadenas son radicales libres, en realidad birradicales, que atacan a su vez a otros anillos y cadenas de modo que a cada temperatura se establece un equilibrio entre anillos y cadenas de longitud variada. Estudios mediante resonancia paramagnética electrónica han permitido comprobar la presencia de los radicales que forman los extremos de estas cadenas en el azufre fundido.

A 300 °C, su concentración es de unos $6 \cdot 10^{-3}$ moles/litro. Se supone que las cadenas alcanzan su longitud máxima de $5-8 \cdot 10^5$ átomos, a una temperatura de alrededor de 200°, a la cual la viscosidad es máxima. Durante la formación de polímeros, prácticamente cada unión S-S de un anillo S_8 es reemplazada por una unión S-S en un polígono lineal, de modo que el calor total de polimerización resulta ser aproximadamente igual a cero. A la temperatura crítica de polimerización (159°C), se ha encontrado una entalpía de 3.2 kcal/mol de S_8 convertido en polímero.

También se sabe que el vapor de azufre contiene diversas especies en equilibrio que depende de la temperatura. Se cree que las más importantes son S_8 , S_6 , S_4 , y S_2 , pero con excepción de la primera y la última, ello no es absolutamente seguro.

Tampoco se conocen las estructuras de las especies intermedias. Sin embargo, si se supone que éstas son las únicas especies presentes, los datos de densidad de vapor requieren que, a 450°C y 500 mm de presión, por ejemplo, las cantidades de estas especies sean: S_8 , 54%, S_6 , 37%, S_4 , 5%, S_2 , 4%. Si la temperatura se aumenta y/o se disminuye la presión, la proporción de S_2 aumenta rápidamente y a temperaturas muy elevadas llega a ser importante la disociación de S_2 en átomos.

Entre 25°C y el punto de ebullición el vapor contiene fracciones significativas de todas las especies S_n con $2 \leq n < 10$, hay razones para suponer que las especies de S_3 a S_{10} son cíclicas y no lineales.

3.2 Balance de materia y energía aplicado al horno de azufre

Para realizar el balance de materia y energía al sistema, es importante conocer la producción base de ácido sulfúrico a partir de azufre.

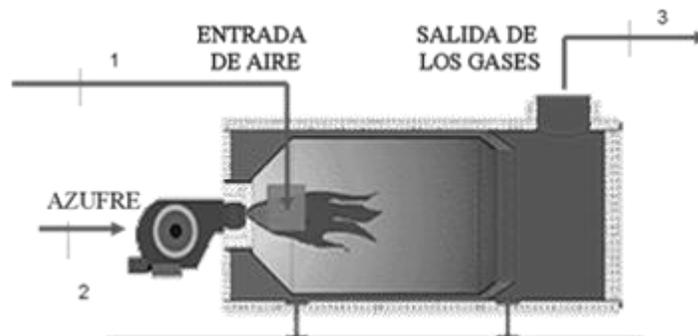


Figura 3-1: Cámara de combustión de azufre

La base para el balance de masa la brindan las siguientes reacciones:



Estas tres ecuaciones dan la relación estequiométrica entre las corrientes de entrada al horno (1 y 2) y la corriente de salida (3). De ellas se desprende que:

- Se requieren 32.065 Ton de azufre para producir 98.065 Ton de ácido sulfúrico
- Para producir 183 Ton/día de ácido sulfúrico se requieren 59.88 Ton/día de azufre
- Para producir 7625 Kg/h de ácido sulfúrico se requieren 2495 Kh/h de azufre.
- De acuerdo a las recomendaciones de la planta, es importante mantener el siguiente porcentaje de composición molar en los gases de combustión para garantizar una combustión completa y una alta conversión de trióxido de azufre en el reactor catalítico: 8.20% de SO₂, 12.80% de O₂ y 79.00 % de N₂. Las composiciones molares que se requieren en los gases de combustión se muestran en la Figura 3-2

CONDICIONES ENTRADA		
ESPECIE	PRESIÓN kPa(man)	TEMP °C
AZUFRE	670.0608	132.22
AIRE	35.261	253.33
TEMP.ref=		25

CONDICIONES DE SALIDA			
ESPECIE	MOLES %	PRESIÓN kPa(man)	TEMP °C
SO2	8.20		
OXIGENO	12.80		
NITRÓGENO	79.00		
TOTAL	100.00	33.9671	982.22

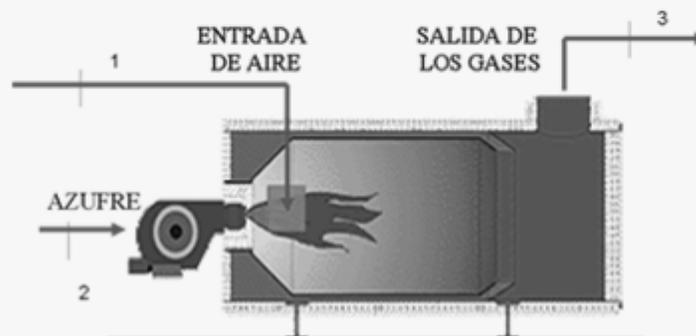
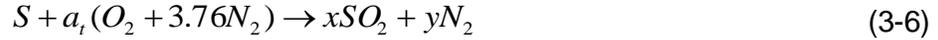


Figura 3-2: Composiciones molares requeridas de los gases de combustión

3.2.1 Balance de materia aplicado al horno de azufre

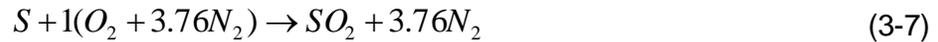
Combustión ideal sin balancear



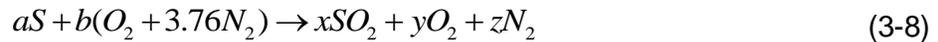
ESPECIE	ECUACIÓN	COEFF
S	1 = x	x = 1
O ₂	a _t = x	a _t = 1
N ₂	3.76 a _t = y	y = 3.76

Figura 3-3: Balance de la ecuación de combustión real

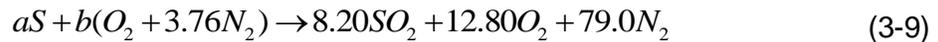
Combustión ideal balanceada:



Combustión real sin balancear:



De acuerdo a las condiciones de operación los gases de salida deben guardar la siguiente relación molar para obtener el máximo rendimiento de conversión de bióxido a trióxido de azufre:



ESPECIE	ECUACIÓN	COEFF
S	a = 8.20	a = 8.2
O ₂	b = 8.20 + 12.80	b = 21
N ₂	3.76 b = 79.00	

Figura 3-4: Balance de la ecuación de combustión real

Ecuación de la combustión real balanceada:



Ecuación real balanceada referida a 1 kmol de azufre:



La reacción de la ecuación (3-11) también se puede representar como



Comparándola con la ecuación (3-7) correspondiente a la reacción ideal balanceada, se desprende que el exceso de oxígeno en la quema de azufre es del 256.1 % en los reactivos, y el remanente que permanece sin reaccionar de oxígeno es del 156.1 %. Estos números garantizan una quema eficiente del azufre en el horno, además de brindar proporciones adecuadas de reactivos a las camas de catálisis del convertidor para la regeneración del catalizador.

Por otro lado, es razonable suponer que una sustancia tan inerte como el nitrógeno atmosférico abandone el proceso sin que interactúe en forma significativa con otros compuestos.

De este modo, en la Tabla 3.1 se calculan los factores estequiométricos necesarios para cada especie, junto con las relaciones de masa correspondientes

Tabla 3.1: Relaciones másicas para el exceso de aire requerido.

Reactivos	Q	Masa molar Kg/Kmol	Exceso de Aire	M * Ex Kg/Kmol	Relaciones de Masa (*)
S	(1)	32.065	1	32.065	1.000000
O ₂	(2)	32.000	2.560976	81.951	2.555784
N ₂	(2)	28.013	9.629268	269.745	8.412434

$$S + 2.561 O_2 + 9.629 N_2 \rightarrow SO_2 + 1.561 O_2 + 9.629 N_2$$

Productos	Q	Masa molar Kg/Kmol	Exceso de Aire	M * Ex Kg/Kmol	Relaciones de Masa (*)
SO ₂	(3)	64.065	1	64.07	1.997973
O ₂	(3)	32.000	1.560976	49.95	1.557811
N ₂	(3)	28.013	9.629268	269.74	8.412434

(*) Referidas al Azufre

Para una producción de 183 Ton/día de ácido sulfúrico (7,625 kg/h), se establecen los requerimientos de materia prima como se muestra

Tabla 3.2: Requerimientos de materia prima para las corrientes entrantes al horno de Azufre.

CORRIENTES DE ENTRADA							
Q	ESPECIE	M molar Kg/Kmol	FLUJO (kg/hr)		Yi (másico)	F. Molar kmol/h	Yi (molar)
			TEÓRICO	REAL ⁽¹⁾			
2	S	32.065		2495	0.0065	77.8	0.0061
1	O ₂	32.000	79840	204468	0.5298	6389.6	0.4970
	N ₂	28.013	69892	178993	0.4638	6389.6	0.4970
TOTALES				385956	1.0000	12857	1.0000

CORRIENTES DE SALIDA							
Q	ESPECIE	M molar Kg/Kmol	FLUJO (kg/hr)		Yi (másico)	F. Molar kmol/h	Yi (molar)
			TEÓRICO	REAL			
3	SO ₂	64.065	159842	159842	0.3449	2495.0	0.1952
	O ₂	32.000	79840	124628	0.2689	3894.6	0.3048
	N ₂	28.013	69892	178993	0.3862	6389.6	0.5000
TOTALES				463463	1.0000	12779	1.0000

⁽¹⁾ PARA UN EXCESO DE O₂ DE 2.56098

Por consiguiente, para el balance en los gases de combustión se obtiene:

Tabla 3.3: Resultado del balance de masa en el horno.

ESPECIE	MASA MOLAR kg/kmol	mi Kg/h	xi masa mi/mt	Ni mi/Mi Kmol/h	xi mol Ni/Nt	BALANCE kg/h
ENTRADAS						29860.704
CORRIENTE 1						
S	32.065	2495	1.000	77.811	1.000	
OTROS	0	0	0.000	0.000	0	
TOTAL		2495	1.000	77.811	1.000	2495.000
CORRIENTE 2						
O ₂	32.000	6376.682	0.233017	199.271	0.210084	
N ₂	28.013	20989.023	0.766983	749.260	0.789916	
TOTAL		27365.704	1.000	948.531	1.000	27365.704
SALIDAS						29860.704
CORRIENTE 3						
SO ₂	64.065	4984.942	0.167	77.811	0.082	
O ₂	32.000	3886.739	0.130	121.461	0.128	
N ₂	28.013	20989.023	0.703	749.260	0.790	
TOTAL		29860.704	1.000	948.531	1.000	29860.704
BALANCE					PÉRDIDAS	0.000

3.2.2 Balance de energía en el horno de azufre

Durante una reacción química se rompen algunos de los enlaces químicos que unen a los átomos en las moléculas, y se forman otros nuevos. En general, la energía química asociada a estos enlaces es diferente para los reactivos y los productos. Por tanto, un proceso que implica reacciones químicas implicará cambios en las energías químicas, los cuales deben tomarse en cuenta en un balance de energía.

La termodinámica se interesa en los cambios en la energía de un sistema durante un proceso, y no en los valores de energía en los estados particulares, por tanto, se puede elegir

cualquier estado como el estado de referencia y asignar un valor de cero a la energía interna o entalpía de una sustancia en ese estado.

Cuando un proceso no implica cambios en la composición química, el estado de referencia elegido no tiene efecto en los resultados. Sin embargo, cuando los procesos implican reacciones químicas la composición del sistema al final de un proceso ya no es la misma que al principio del mismo. En este caso es necesario tener un estado de referencia común para todas las sustancias. El estado de referencia elegido es 25°C y 1 atm, que se conoce como **estado de referencia estándar**. Los valores de las propiedades en el estado de referencia estándar se indican mediante un superíndice (°) como h° y u° .

En los procesos de combustión, la entalpía de reacción suele conocerse como la **entalpía de combustión Δh_c** , la cual representa la cantidad de calor liberada durante un proceso de combustión de flujo estable cuando un kmol (o 1 kg) de combustible se quema por completo a una temperatura y presión especificada y se representa mediante la ecuación:

$$\Delta h_c = \Delta H_{prod} - \Delta H_{react} \quad (3-13)$$

Donde:

$$\Delta H_{prod} = \sum N_{prod} [h_f^\circ + h - h^\circ]_p \quad (3-14)$$

$$\Delta H_{react} = \sum N_{react} [h_f^\circ + h - h^\circ]_r \quad (3-15)$$

En las que:

h_f° = Entalpía de formación estándar

h = Entalpía a la temperatura de trabajo

h° = Entalpía a la temperatura estándar

N = Número de Kmoles

Los subíndices *prod* y *react* significan productos y reactivos respectivamente.

Por lo tanto, la ecuación (3-13) se puede representar de la siguiente manera:

$$\Delta h_c = \sum N_p [h_f^\circ + h - h^\circ]_p - \sum N_r [h_f^\circ + h - h^\circ]_r \quad (3-16)$$

3.2.2.1 Cálculo de la potencia calorífica PC del azufre y del calor de combustión Δh_c

Se determina mediante las ecuaciones (3-17) y (3-18) utilizando los valores de la Tabla 3.4

$$PC = \Delta h_c^o \quad (3-17)$$

$$\Delta h_c^o = h_{fprod}^o - h_{freact}^o \quad (3-18)$$

Tabla 3.4: Entalpías de formación para las especies que intervienen en la cámara de combustión referidas a 25 °C..

ESPECIE	h_{fprod}^o Kcal/Kmol	h_{freact}^o Kcal/Kmol
S	-	0
O ₂	0	0
N ₂	0	0
SO ₂	-70,940.00	-

Valores en concordancia con la tabla 8.16, pág. 459, The manufacture of sulfuric acid de Duecker and West. Ed. Krieger.

De aquí que el Δh_c , la entalpía de combustión, sea

$$\Delta h_c = \Delta h_o \cdot NS \quad (3-19)$$

$$\Delta h_c = (-70,940 \text{ Kcal/Kmol S})(77.811 \text{ Kmol S/hr})$$

$$\Delta h_c = 5,519,890.847 \text{ Kcal/hr}$$

3.2.2.2 Cálculo de la entalpía de los reactivos (ΔH_{react})

Utilizando la ecuación (3-15) se evalúa la ΔH_{react} , mientras que para el cálculo de la Cp_m (Capacidad calorífica media molar) se utiliza la ecuación (3-20)

$$Cp_m = a + \frac{b(T_2 - T_1)}{2} + \frac{c(T_2^2 - T_1T_2 + T_1^2)}{3} \quad (3-20)$$

La potencia calórica desarrollada en el horno se calcula en la tabla 3.5

Tabla 3.5: Potencia calórica desarrollada en el horno

ESPECIE	Flujo In kg/h	T ° C	CP Kcal/Kmol K ⁽¹⁾			Cp _{media} cal/kmol/h	h-h ^o / Δh kW
			a	b	c		
CORRIENTE 1							
S	77.811	132.22	h = 8.9409 * T ⁽²⁾				107
CORRIENTE 2							
O ₂	199.271	253.33	6.148	3.10E-03	-9.23E-07	7.2661	384
N ₂	749.260	253.33	6.529	1.49E-03	-2.27E-07	7.1029	1,413
TOTAL							1,905

$$T_{ref} = -248.15 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$1 \text{ cal} = 4.186795 \text{ J}$$

$$1 \text{ h} = 3600 \text{ s}$$

⁽¹⁾ Cp de los gases.

"Problemas de balance de materia y energía"
Antonio Valiente Barderas

⁽²⁾ Enthalpy of Sulfur, Table A.13

The manufacture of sulfuric acid
W. Duecker, J. West

3.2.2.3 Cálculo de la entalpía de los productos (ΔH_{prod})

De la ecuación (3-13) ΔH_{produ}

$$\Delta h_c = \Delta H_{prod} - \Delta H_{react}$$

$$\Delta H_{prod} = \Delta h_c + \Delta H_{react}$$

$$\Delta H_{prod} = 5,519,890.847 \text{ kcal/h} + 1,634,214.827 \text{ kcal/h}$$

$$\Delta H_{prod} = 7,154,105.674 \text{ Kcal/h}$$

Tabla 3.6: Poder calorífico del Combustible

ESPECIE	Δh°	Δh	Δh	Δh	Flujo		$\Sigma h / \Sigma t$ kW
	Formación	Prod	React	Reacción	Entrante	Saliente	
	kcal/kmol	kcal/Kmol			kmol/h		
S	0	-	0		77.8107	-	
O ₂	0	0	0		199.2713	121.4606	
N ₂	0	0	0		749.2601	749.2601	
SO ₂	-70,940	-70,940	-		-	77.8107	
TOTAL		-70,940	0	-70,940			-6,420
1 cal = 4.186795 J 1 h = 3600 s					$\Sigma H_{\text{Reacción}} + \Sigma H_{\text{React}} = \Sigma H_{\text{Prod}}$ 6,420 1,905 8,324		

3.2.2.4 Cálculo de la temperatura de la flama adiabática

Para determinar la temperatura que da lugar a una ΔH_{prod} equivalente a 7,154,105.674 kcal/h, el procedimiento mas simple consiste con suponer diversos valores para la temperatura de salida de los productos hasta que $\Sigma \Delta H_{prod} = 7,154,105.674$ kcal/h.

La ecuación que se ha empleado para la C_{p_m} es la (3-20)

Tabla 3.7: Iteración de la temperatura para lograr el calor de los gases de combustión

ESPECIE	Flujo In kmol/h	CP Kcal/Kmol K ⁽¹⁾			C _p m kcal/kmol/K	$\Delta h'_{prod}$ kW
		a	b	c		
SO ₂	77.811	9.299	9.33E-03	-7.42E-06	11.5105	994
N ₂	121.461	6.148	3.10E-03	-9.23E-07	7.9282	1,069
O ₂	749.260	6.529	1.49E-03	-2.27E-07	7.5290	6,261
TOTAL						8,324

T _{ref} =	25 °C	1 cal =	4.1868 J	$\left 1 - \frac{\Delta h'}{\Delta h} \right $
T Flama =	979.39 °C	1 h =	3600 s	
=	1252.54 °K			

ENTEROS	979	0.0006%
CENTÉSIMAS	39	

3.2.2.5 Pérdidas de Calor hacia el Medio Ambiente

El horno de azufre se encuentra térmicamente en contacto con el medio exterior, a pesar de encontrarse revestido por una serie de capas aislantes. Las características y dimensiones de las distintas capas se encuentran detalladas en la tabla

Anexo I.I.

Con esos valores se puede calcular la resistencia a la conducción del aislamiento

Tabla 3.8: Cálculo de la Resistencia Equivalente a la Conducción

MAT	Cond. J/s/m/°C	ESPESOR m	r_i/r_o	$\ln(r_i/r_o)$	$2\pi K_i L$ J/s/°C	Rconducc. s°C/J
A	18.50	0.229	1.1371	0.1285	1701	7.554E-05
B	18.50	0.228	1.1203	0.1136	1701	6.679E-05
C	53.41	0.010	1.0047	0.0047	4910	9.569E-07
D	0.40	0.051	1.0238	0.0235	36	6.481E-04
E	227.60	0.002	1.0007	0.0007	20922	3.500E-08
TOTAL						7.914E-04

LONGITUD = 14.630 m

El calor cedido por el horno por conducción a través del aislamiento se calcula entonces como

$$Q = \frac{T_i - T_{amb}}{\Sigma R} \tag{3-21}$$

Para el cálculo del coeficiente de película aire-superficie del horno (*ho*) se tienen las siguientes consideraciones:

- a) convección libre (no hay velocidad de viento). El equipo se encuentra encerrado y techado.

- b) se calculará el número de Raleigh para determinar el régimen empleando la fórmula de la ecuación (3-22)

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\alpha)L^3}{\alpha\nu} \quad (3-22)$$

- c) se establecerá la correlación adecuada para determinar Nusselt
 d) se determinará el coeficiente de película h_o .

En base a los datos recabados en la tabla del Anexo I.J, se calcula una fórmula aceptable para evaluar la difusividad térmica del aire y su viscosidad cinemática. Para ello se ajustan los datos de la tabla por mínimos cuadrados. Las ecuaciones obtenidas se encuentran en las Tabla 3.9 y Tabla 3.10.

Tabla 3.9: Cálculo del coeficiente de película aire-superficie del horno (h_0)

T Interna del Horno	1000 °C		
T al Exterior del Aislante	59.85 °C		
T Ambiente	25 °C	= T Ref	
T Promedio	42.425 °C		
Largo Total	L =	14.63 m	
Ac. de la gravedad	g =	9.181 m/s ²	
CONSIDERACIONES: CONVECCIÓN LIBRE (NO HAY VELOCIDAD DE VIENTO). EL EQUIPO SE ENCUENTRA ENCERRADO Y TECHADO.			
SE CALCULARÁ EL NÚMERO DE RALEIGH PARA DETERMINAR EL RÉGIMEN			
SE ESTABLECERÁ LA CORRELACIÓN ADECUADA PARA DETERMINAR NUSSELT			
	$\beta =$	0.00316882 1/K	= 1/T Promedio
$\nu(T) =$	0.00083	$T \wedge$	1.72341
			T en K v en 10 ⁶ m ² /s
$\alpha(T) =$	0.000987	$T \wedge$	1.749119
			T en K a en 10 ⁶ m ² /s
		$\nu =$	1.6858E-05 m ² /s
		$\alpha =$	1.8023E-05 m ² /s
$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\alpha)L^3}{\alpha\nu}$		Ra =	1.0449E+13
DADO QUE $Ra > 10^9$ SE ESTABLECE QUE EL RÉGIMEN ES TURBULENTO. POR LO TANTO SE APLICARÁ LA ECUACIÓN 7.2, PÁG. 320, "TRANSFERENCIA DE CALOR", J.P. HOLMAN EDITORIAL. C.E.C.S.A			
$h_o = 1.24 \cdot \sqrt[3]{T_s - T_\alpha}$		$h_o =$	4.05031947 J/s.m ² °C

Tabla 3.10: Cálculo de las pérdidas de calor por radiación hacia el medio ambiente

Resistencia por Conducción	R Cond = 0.0007914 s°C/J	
Coefficiente de película aire-superficie del horno	$h_0 = 4.05031947 \text{ J/s.m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$	$A_c = \pi \cdot D_c \cdot L$
Area de contacto	$A_6 = 200.934488 \text{ m}^2$	
Resistencia por Convección	R Convec = 0.00122873 s°C/J	$R_{Convec} = \frac{1}{h_0 A_6}$
Resistencia Total	$\Sigma R = 0.00202013$	
T Ambiente	T Ref = 25 °C	
T Interna del Horno	$T_1 = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$	$Q = \frac{T_i - T_{amb}}{\Sigma R}$
Pérdidas de Calor	Q = 482.641828 KJ	

3.3 Balance de materia y energía aplicado a la caldera pirotubular

Para obtener un alto rendimiento de conversión de SO_2 a SO_3 se requieren de las siguientes condiciones de proceso:

- Los gases de combustión deben entrar al convertidor a una temperatura entre 420-475 °C
- Debe existir un excedente de oxígeno en los gases de combustión para garantizar una eficiente operación del catalizador V_2O_5 (12.80 % O_2 , 8.20 % de SO_2 y 79.0 % de N_2).
- Los gases de combustión deben estar libres de humedad para evitar la formación de SO_3 y trazas de ácido sulfúrico que puedan envenenar al catalizador y causar severa corrosión al sistema.

Como consecuencia de lo anterior, se hace necesario abatir la temperatura de los gases de combustión desde 1252 K hasta 695 K (979 °C hasta 422 °C). Para ello, se utiliza una caldera pirotubular, en donde ocurre la transferencia de calor para lograr las condiciones deseables de los gases de combustión antes de ingresar al convertidor catalítico.

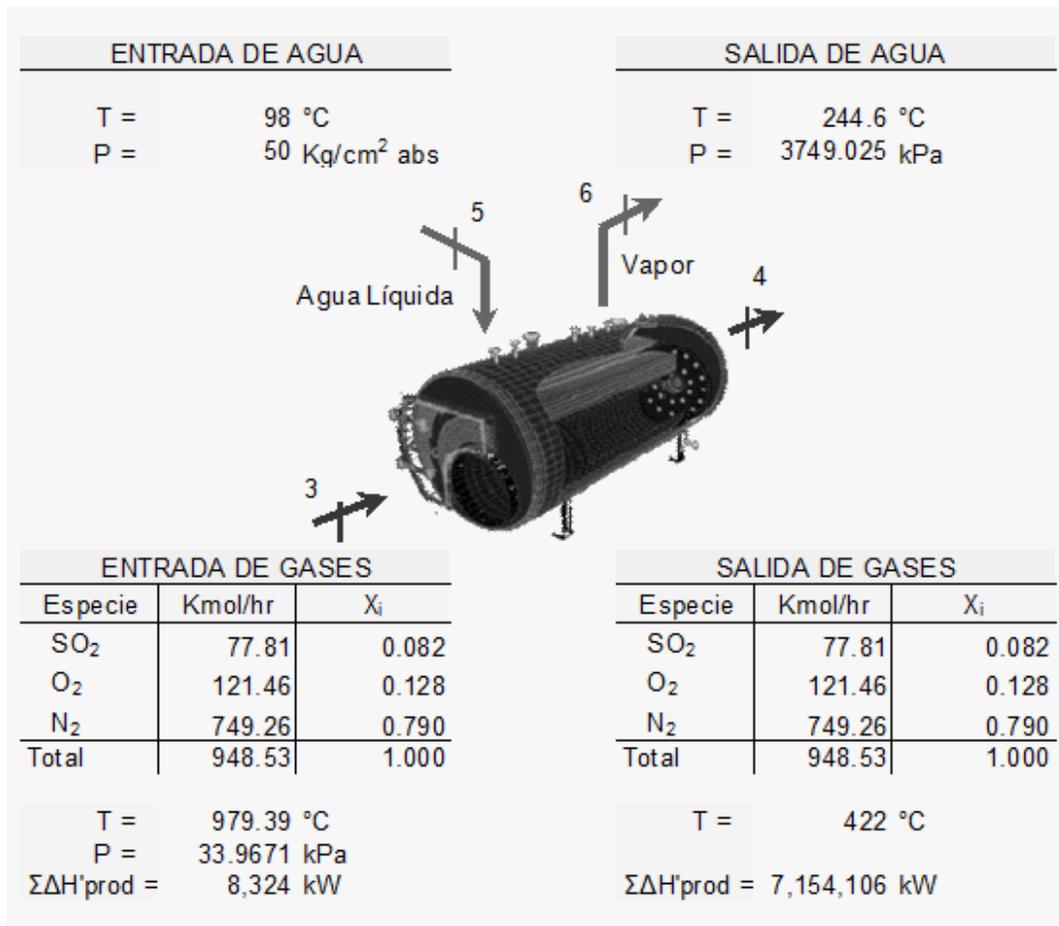


Figura 3-5: Balance de Materia y energía en la Caldera Pirotubular.

3.3.1.1 Cálculo del calor transferido por los gases de combustión.

El calor transferido ΔH es la diferencia entre el calor de entrada y el calor de salida de los gases de combustión a través de la caldera de tubos de humos utilizando el diferencial de temperatura requerido. Se utilizan las constantes a, b y c que aparecen en la tabla 3.6 para la evaluación del Cp molar medio y finalmente la ecuación 3.24 para la ΔH

$$\text{SO}_2: \quad 0.082[9.299 + 0.009T - 7.418 \times 10^{-6}T^2]$$

$$\text{O}_2: \quad 0.128[6.148 + 0.003T - 0.923 \times 10^{-6}T^2]$$

$$\text{N}_2: \quad 0.790[6.529 + 0.001488T - 0.02271 \times 10^{-6}T^2]$$

$$C_{p_{\text{mezcla}}} = 6.70744092 + 0.00233797T - 9.06096 \times 10^{-6}T^2$$

$$\Delta H = \int_{T_1}^{T_2} [Cp_{mezcla} dT] \quad (3-23)$$

Sustituyendo los valores de la Cp_{media}

$$\Delta H = \int_{T_1}^{T_2} [6.70744092 + 0.0023379T - 9.06096 \times 10^{-7} T^2] dT \quad (3-24)$$

Finalmente, el calor que se transferirá al agua será de:

$$\Delta H = -5,495.1341 \text{ Kcal/Kmol de gases}$$

$$(\Delta H)_T = -5,212,356.74 \text{ Kcal/Hr}$$

$$(\Delta H)_T = -6,057.917 \text{ KJ/seg}$$

INGRESO DE GASES			CP Kcal/Kmol K		
Especie	Kmol/hr	X _i	a	b	c
SO ₂	77.81	0.08	9.299	9.33E-03	-7.42E-06
N ₂	121.46	0.13	6.148	3.10E-03	-9.23E-07
O ₂	749.26	0.79	6.529	1.49E-03	-2.27E-07
Total	948.53	1.000			

T1=	1252.54 K	(T FLAMA)	1 cal =	4.1868 J
T2=	695.15 K		1 h =	3600 s

	(ximol)*a	(ximol)*b	(ximol)*c
SO ₂	0.76282313	7.65E-04	-6.09E-07
N ₂	0.7872589	3.97E-04	-1.18E-07
O ₂	5.15736134	1.18E-03	-1.79E-07
Σ	6.70744338	0.00233798	-9.061E-07

Σ(ximol)*a	Σ(ximol)*b/2	Σ(ximol)*c/3
6.70744338	0.00116899	-3.02E-07

T1^2	T1^3	T2^2	T2^3	(T2^2-T1^2)	(T2^3-T1^3)
1568856.45	1965055460	483233.523	335919783	-1085622.9	-1.629E+09

ΣH=	-5499.7956 Kcal/Kmol/h	Calor cedido para evaporar agua
	-5216728.7 Kcal/h	desde 98 °C hasta 244.60 °C @ 37.0 Kgf/cm ²
	-6.3962545 KJ/mol/s	
	-6067.048 KJ/s	

$$\Delta H = \int_{T_1}^{T_2} a + bT + cT^2 dT$$

$$\Delta H = aT + b \frac{T^2}{2} + c \frac{T^3}{3} \Big|_{T_1}^{T_2}$$

Figura 3-6: Cálculo del calor de transferencia para abatir la temperatura de los gases de combustión

3.3.1.2 Cálculo de la cantidad de agua necesaria para transferir el calor de los gases de combustión.

El calor transferido por los gases de combustión se distribuye de la siguiente manera

- Calor sensible (Q_S) para elevar la temperatura del agua desde 98 °C, hasta 244.60 °C correspondiente al líquido saturado.
- Calor latente (Q_L) para pasar de la fase líquida hasta vapor saturado

Por lo tanto la ecuación a utilizar será

$$\Delta H = Q_S + Q_L$$

$$Q_S = m_{\text{agua}} C_{p_{\text{agua}}} (t_2 - t_1)$$

$$Q_L = m_{\text{agua}} (h_{\text{vapor}} - h_{\text{liq}})$$

$$\Delta H_T = m_{\text{agua}} C_{p_{\text{agua}}} (t_2 - t_1) + m_{\text{agua}} (h_{\text{vapor}} - h_{\text{liq}})$$

$$\Delta H_T = m_{\text{agua}} [C_{p_{\text{agua}}} (t_2 - t_1) + (h_{\text{vapor}} - h_{\text{liq}})]$$

$$m_{\text{agua}} = \frac{\Delta H_T}{[C_{p_{\text{agua}}} (t_2 - t_1) + (h_{\text{vapor}} - h_{\text{liq}})]}$$

$$C_{p_{\text{agua}}} (t_2 - t_1) \cong h_{98^\circ\text{C}}$$

$$\Delta H_T = -5,212,356.74 \text{ Kcal/Hr}$$

$$h_{98^\circ\text{C}} = 98.133 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_{fg} = 414.356 \text{ Kcal/Kg}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación

$$m_{\text{agua}} = 10,170.658 \text{ Kg/hr.}$$

	AGUA COMPRIMIDA	LIQUIDO SATURADO	VAPOR SATURADO	
T	98	246.63	246.63	°C
P	94.2100	3749	3749	Kpa
ρ	959.7269	804.14	18.79	Kg/m ³
v	0.0010	0.0012	0.0532	m ³ /Kg
u	98.1097	254.40	622.19	Kcal/Kg
h	98.1332	255.51	669.87	Kcal/Kg
s	0.3069	0.6601	1.4573	Kcal/Kg°C
x	0	0	1	

$$Q_{TRANS} = Q_{SENS} + Q_{LATENTE} \quad \Delta H_T = m_{agua} C_p_{agua} (t_2 - t_1) + m_{agua} (h_{vapor} - h_{liq})$$

$$Q_s = m_{agua} C_p_{agua} (t_2 - t_1)$$

$$Q_L = m_{agua} (h_{vapor} - h_{liq})$$

$$m_{agua} = \frac{\Delta H_T}{[C_p_{agua} (t_2 - t_1) + (h_{vapor} - h_{liq})]}$$

QT =	-5216729 Kcal/h	$C_p_{agua} (t_2 - t_1) \cong h_{98°C}$
hsensible =	98.13 Kcal/Kg	
hfg =	414.36 Kcal/Kg	
m' =	10179.19 Kg/h	vapor de agua

Figura 3-7: Cálculo de la cantidad de vapor que se genera al abatir la temperatura de los gases de combustión.

3.4 Balance de materia y energía aplicado al convertidor catalítico

3.4.1 Teoría de la conversión SO₂ a SO₃ en el convertidor catalítico

La termodinámica de la reacción:



ha sido sujeta de varias publicaciones. La Tabla 3.11 presenta valores de calores y energías libre de formación de dióxido de azufre y trióxido de azufre, basadas en la ecuación (3-26) por Evans *et al.* También se presentan valores de la constante de equilibrio. Los valores experimentales de K_p, que se determinan de la reacción:

$$K_p = \frac{(P_{SO_3})}{(P_{SO_2})(P_{O_2})^{1/2}} \text{ (atm}^{-1/2}\text{)} \quad (3-26)$$

propuesta por diversos investigadores son satisfactoriamente aceptables en concordancia con los presentados en la siguiente Tabla

Tabla 3.11: Propiedades termodinámicas de Dióxido de Azufre, Trióxido de Azufre y de la reacción $SO_2(g) + \frac{1}{2}O_2(g) \rightarrow SO_3(g)$ ⁸

Bióxido de azufre			
T K	ΔH_f^0 kcal/mol	ΔF_f^0 kcal/mol	C_P kcal/mol/C
600	-85.58	-76.08	11.71
700	-86.59	-74.32	12.17
800	-86.59	-72.57	12.53
900	-86.57	-70.81	12.82
1000	-86.55	-69.06	13.03
1100	-86.51	-67.33	13.2
1200	-86.48	-65.58	13.35

Trióxido de azufre			
T K	ΔH_f^0 kcal/mol	ΔF_f^0 kcal/mol	C_P kcal/mol/C
600	-110	-86.02	16.9
700	-109.86	-82.04	17.86
800	-109.67	-78.08	18.61
900	-109.44	-74.15	19.23
1000	-109.16	-70.24	19.76
1100	-108.86	-66.37	20.21
1200	-108.54	-62.51	20.61

$SO_2(g) + \frac{1}{2}O_2(g) \rightarrow SO_3(g)$				
T K	ΔH_f^0 kcal/mol	ΔF_f^0 kcal/mol	log K_p	K_p atm ^{-1/2}
600	-23.42	-9.94	3.621	4180.00
700	-23.27	-7.72	2.41	237.00
800	23.08	-5.51	1.505	32.00
900	-22.87	-3.34	0.811	6.47
1000	-22.61	-1.18	0.258	1.81
1100	-22.35	0.96	-0.191	0.65
1200	-22.06	3.07	-0.559	0.28

La siguiente figura presenta el gráfico de log K_p versus el recíproco de la temperatura absoluta. La línea recta obtenida corresponde a la ecuación:

⁸ Extractado de "The manufacture of Sulfuric Acid" por Werner W. Duecker y James R. West. Monografía de la serie de American Chemical Society, 1974, pág. 136

$$\log K_p = 4.956/T - 4.678 \quad (3-27)$$

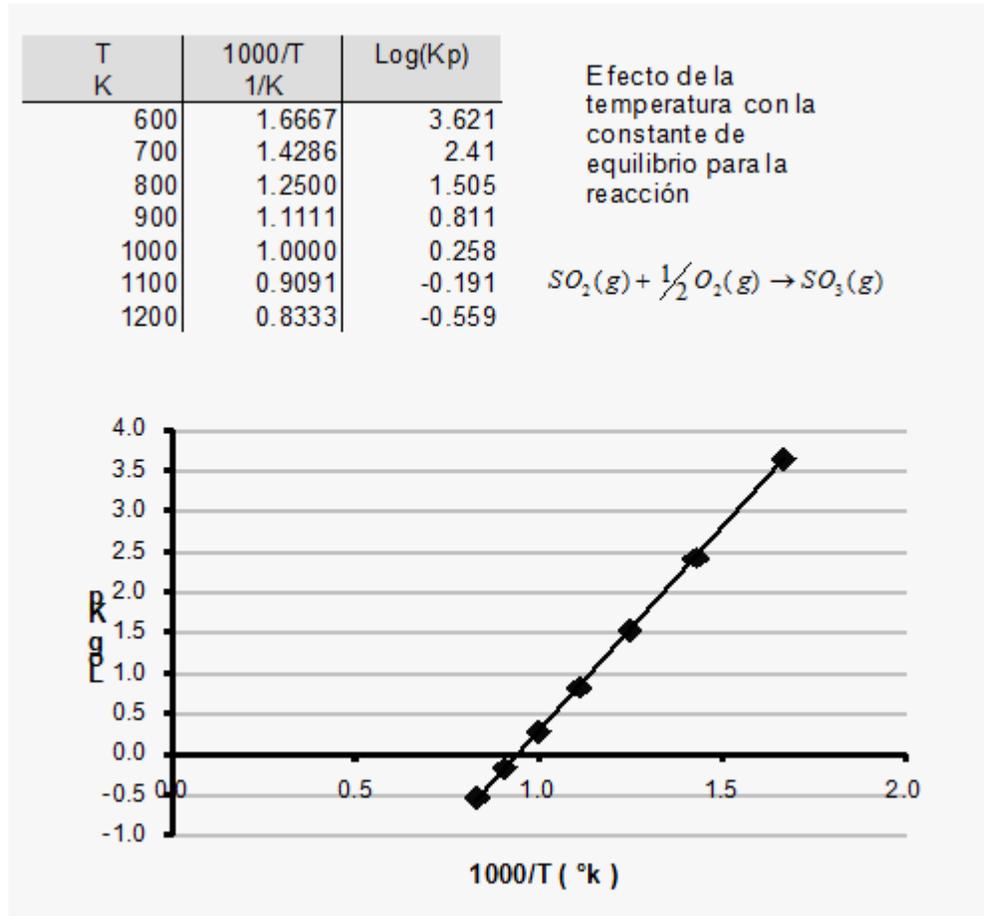
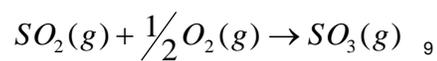


Figura 3-8: Efecto de la temperatura con la constante de equilibrio para la reacción:



Al incrementar el contenido de bióxido de azufre en la alimentación da como resultado una disminución en la relación de oxígeno en los gases de combustión y un bajo equilibrio en la conversión a trióxido de azufre a cualquier temperatura.

⁹ Extractado de "The manufacture of Sulfuric Acid" por Werner W. Duecker y James R. West. Monografía de la serie de American Chemical Society, 1959, pág. 136

Está demostrado que, a temperaturas menores a 500 °C, la conversión por paso de 90% es teóricamente posible, pero arriba de 700 °C, el equilibrio de la reacción baja a menos de 50 por ciento, por lo tanto, el atractivo comercial de los catalizadores es su máxima reactividad en las temperaturas comprendidas entre 400-500°C.

En la producción de ácido sulfúrico en plantas de contacto, tiene lugar la producción de trióxido de azufre a partir del bióxido de azufre en contacto con un lecho catalítico de pentóxido de vanadio. Los siguientes pasos tienen lugar en un proceso de contacto para la producción de ácido sulfúrico:

- a) Producción de bióxido de azufre.
- b) El enfriamiento de los gases de combustión en donde se encuentra contenido el SO₂.
- c) Acondicionamiento de los gases a la temperatura de máxima conversión.
- d) Oxidación catalítica del SO₂ a SO₃.
- e) Enfriamiento de la corriente de gases que contiene al SO₃.
- f) Producción de ácido sulfúrico por absorción del trióxido de azufre en ácido sulfúrico diluido.

Los convertidores catalíticos en los cuales es oxidado el SO₂ a SO₃ son diseñados para operar dentro de los siguientes factores:

- a) Equilibrio de conversión como una función de la temperatura y de la composición del gas, por ejemplo, la relación de oxígeno y bióxido de azufre.
- b) Velocidad de reacción como una función de la temperatura.
- c) Cantidad de catalizador a utilizarse por cantidad unitaria de trióxido de azufre formado.

En la reacción, una velocidad rápida de reacción es incompatible con una alta conversión termodinámica; luego entonces, el control de la temperatura óptima es necesario para obtener ácido sulfúrico al costo más bajo.

Los gases de combustión provenientes del enfriamiento en la caldera pirotubular, entran a la primera cama del convertidor catalítico en un rango de temperaturas entre 404-427 °C. Las temperaturas de control en las diferentes camas así como los porcentajes de conversión en una planta típica con un convertidor Monsanto se presentan en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12: Porcentajes de conversión para un convertidor Monsanto

°C	°F	%
410	770	
601.8	1115	74.0
191.8	345	
438	820	18.4
485.3	906	
47.3	86	
432	810	4.3
443	830	
11	20	
427	800	1.3
430.3	806	
3.3	6	
253.4	457	98.0

Debido a la reacción exotérmica que ocurre en cada cama catalítica, es necesario el enfriamiento de los gases de salida de las mismas para que retornen a la temperatura óptima de reacción. En algunas plantas utilizan intercambiadores de calor a base de aire, otras plantas operan con intercambiadores de calor a base de vapor saturado para recalentarlo y utilizarlo en la operación de turbinas para producir potencia.

En el caso de la planta objeto de estudio, se utilizan intercambiadores a base de aire accionados por motores eléctricos, y se visualiza la factibilidad de utilizar vapor de agua como vehículo de enfriamiento, ya que al ser recalentado, es posible su uso para el accionamiento del ventilador principal y sustituir la energía eléctrica.

En el estudio energético realizado al convertidor catalítico se sigue el siguiente procedimiento:

- a) Se establecen las condiciones de operaciones actuales.
- b) Se realiza el balance de materia en cada paso con el criterio de los porcentajes de conversión química.
- c) Se efectúa el balance de energía en cada paso considerando los porcentajes de conversión en cada cama y las variaciones e temperaturas.

- d) Se calculan las variaciones entálpicas debido a la condición exotérmica en cada paso. Es la parte crítica del estudio, ya que las ΔH servirán como indicadores para la posibilidad de recalentamiento del vapor de agua.
- e) Se evalúan las propiedades termodinámicas de los gases en las entradas y salidas de cada paso.
- f) Se evalúan las propiedades del vapor de agua dentro del rango de temperaturas que regirán el intercambio del calor.

3.4.2 Balance de materia y energía

ESPECIE	Mi Kg/Kmol	xi mol	xi masa	Ni Kmol/hr	Kmoles reaccionantes		
					mi Kg/hr	Kmol/hr	
GASES QUE ENTRAN A LA PRIMERA CAMA							74.0%
SO ₃							
SO ₂	64.07	0.082	0.17	77.8107	4984.94	57.580	
O ₂	32.00	0.128	0.13	121.4606	3886.74	28.790	
N ₂	28.01	0.790	0.70	749.2601	20989.02		
TOTAL		1.000		948.5314	29860.70		
GASES QUE ENTRAN A LA SEGUNDA CAMA							18.4%
SO ₃	80.07	0.063	0.08	57.58	4610.14		
SO ₂	64.07	0.022	0.00	20.23	1296.08	14.317	
O ₂	32.00	0.101	0.00	92.67	2965.46	7.159	
N ₂	28.01	0.815	0.03	749.26	20989.02		
TOTAL		1.000		919.74	29860.70		
GASES QUE ENTRAN A LA TERCER CAMA							4.3%
SO ₃	80.07	0.079	0.10	71.90	5756.44		
SO ₂	64.07	0.006	0.00	5.91	378.86	3.346	
O ₂	32.00	0.094	0.00	85.51	2736.39	1.673	
N ₂	28.01	0.821	0.03	749.26	20989.02		
TOTAL		1.000		912.58	29860.70		
GASES QUE ENTRAN A LA TERCER CAMA							1.3%
SO ₃	80.07	0.083	0.10	75.24	6024.33		
SO ₂	64.07	0.003	0.00	2.57	164.50	1.012	
O ₂	32.00	0.092	0.00	83.84	2682.85	0.506	
N ₂	28.01	0.823	0.03	749.26	20989.02		
TOTAL		1.000		910.91	29860.70		
GASES A LA SALIDA DEL CONVERTIDOR							
SO ₃	80.07	0.084	0.10	76.25	6105.32		
SO ₂	64.07	0.002	0.00	1.56	99.70		
O ₂	32.00	0.092	0.00	83.33	2666.67		
N ₂	28.01	0.823	0.03	749.26	20989.02		
TOTAL		1.000		910.40	29860.70		

Figura 3-9: Detalle del balance de masa de los gases en el convertidor.

El balance de masa en el convertidor catalítico se muestra en la tabla siguiente, en donde puede comprobarse que efectivamente se obtiene igual cantidad de flujo en cada entrada que en cada salida.

Para el balance de energía se tiene que se desprende una cantidad muy interesante de calor en la primera cama de conversión, y otra cantidad tampoco nada despreciable en la segunda.

CAMA	ENTRADAS		SALIDAS		CALOR GENERADO Q Kcal/hr
	FLUJO Kmol/hr	Δh react Kcal/hr	FLUJO Kmol/hr	Δh prod Kcal/hr	
CAMA 1	T = 422		T = 597		
SO ₃			57.58	556,535	
SO ₂	77.81	370,863	20.23	139,045	
O ₂	121.46	359,181	92.67	403,913	
N ₂	749.26	2,144,367	749.26	3,134,837	
TOTAL		2,874,410		4,234,330	1,359,920
CAMA 2	T = 438		T = 500		
SO ₃	57.58	408,668	71.90	584,457	
SO ₂	20.23	100,371	5.91	33,788	
O ₂	92.67	285,717	85.51	305,750	
N ₂	749.26	2,233,834	749.26	2,582,620	
TOTAL		3,028,590		3,506,615	478,025
CAMA 3	T = 438		T = 460		
SO ₃	71.90	510,282	75.24	561,846	
SO ₂	5.91	29,339	2.57	13,427	
O ₂	85.51	263,646	83.84	273,072	
N ₂	749.26	2,233,834	749.26	2,357,217	
TOTAL		3,037,102		3,205,562	168,460
CAMA 4	T = 422		T = 430		
SO ₃	75.24	513,635	76.25	530,891	
SO ₂	2.57	12,238	1.56	7,569	
O ₂	83.84	247,927	83.33	251,676	
N ₂	749.26	2,144,367	749.26	2,189,073	
TOTAL		2,918,168		2,979,208	61,040
T Referencia=		25 °C			

Figura 3-10: Detalle del Balance de Energía en el Convertidor Catalítico.

La figura siguiente muestra en forma resumida los balances de materia y energía, así como el calor generado en el convertidor.

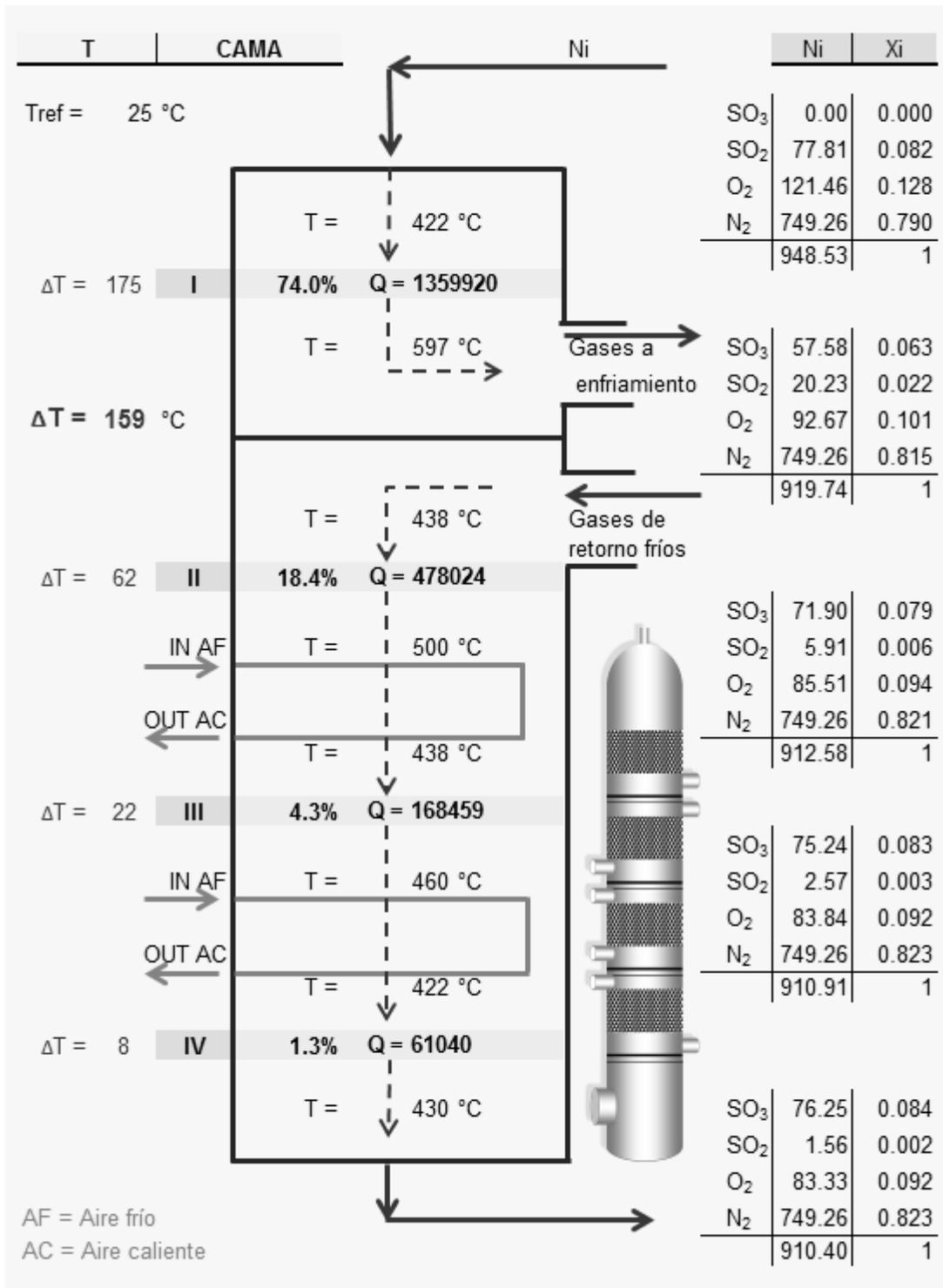


Figura 3-11: Convertidor catalítico.

Se utilizan las ecuaciones de Chapman – Enskog para calcular las conductividades térmicas de los gases que interactúan en el convertidor.

	X_i Fracc mol	$(\omega/\epsilon)^*T$	ω	$(M^*T)^{0.5}$	σ^2	μ g/cm/sec	$(T/M)^{0.5}$	k cal/cm/s/K
TEMPERATURA DE SALIDA DE GASES PRIMERA CAMA							870.15 K	
N ₂	0.81464	6.895	0.86	56.60	8372.25	2.098E-07	15.375	4.265E-07
O ₂	0.10076	5.636	0.93	54.66	12769.00	1.234E-07	15.921	2.691E-07
SO ₂	0.02200	2.020	1.11	61.10	63504.00	2.305E-08	14.242	4.021E-08
SO ₃	0.06260	1.771	1.13	56.59	143199.05	9.357E-09	15.377	1.903E-08
	1							
TEMPERATURA DE RETORNO DE GASES A SEGUNDA CAMA:							711.15 K	
N ₂	0.81464	5.635	0.93	51.16	8372.25	1.762E-07	13.899	3.583E-07
O ₂	0.10076	4.606	0.98	49.41	12769.00	1.054E-07	14.393	2.299E-07
SO ₂	0.02200	1.651	1.13	55.23	63504.00	2.048E-08	12.875	3.574E-08
SO ₃	0.06260	1.447	1.14	51.16	143199.05	8.334E-09	13.901	1.695E-08
	1							

Ecuaciones de Chapman-Enskog

$$\mu = 2.6693 \times 10^{-5} \frac{\sqrt{MT}}{(\sigma^2)\omega_\mu} \quad k = (1.9981 \times 10^{-4}) \frac{\sqrt{T/M}}{(\sigma^2)\omega}$$

Figura 3-12: Cálculo de las Viscosidades y Conductividades térmicas de los gases en el Convertidor.

Mientras que para la primera cama del convertidor se obtiene:

Sust	Mi Kg/Kmol	(ϵ) ² T	ω	(M [*] T) ^{0.5}	(σ) ²	μ g/cm/s	(T/M) ^{0.5}	k cal/cm/s/K	X_i Frac. mol
N ₂	3.681	9.5098	0.7240	56.595	13.5498	0.000154	15.375	0.000313	0.815
O ₂	3.433	7.7004	0.8183	54.656	11.7855	0.000151	15.921	0.000330	0.101
SO ₂	4.290	3.4530	1.0397	61.098	18.4041	0.000085	14.242	0.000149	0.022
SO ₃	3.680	2.2995	1.0998	56.589	13.5442	0.000101	15.377	0.000206	0.063
									1.000

Ecuaciones de Chapman-Enskog Gases de la Primera Cama T = 870.15 K

$$\mu = 2.6693 \times 10^{-5} \frac{\sqrt{MT}}{(\sigma^2)\omega_\mu} \qquad k = (1.9981 \times 10^{-4}) \frac{\sqrt{T/M}}{(\sigma^2)\omega}$$

Figura 3-13: Cálculo de las Viscosidades y conductividades térmicas de los gases de la primera cama.

i	j	Mi/Mj	μ_i/μ_j	Φ_{ij}	χ_{ij}
1	1	1	1	1	0.918165
	2	0.875406	0.890820	1.007802	
	3	0.437259	1.182680	1.611163	
	4	0.349878	0.814240	1.437255	
2	1	1.142327	1.122561	0.990364	1.033989
	2	1	1	1	
	3	0.499493	1.327631	1.622536	
	4	0.399675	0.914034	1.449571	
3	1	2.286974	0.845537	0.595677	0.544756
	2	2.002031	0.753222	0.610445	
	3	1	1	1	
	4	0.800162	0.688470	0.928681	
4	1	2.858137	1.228140	0.617588	0.653324
	2	2.502031	1.094052	0.633847	
	3	1.249746	1.452496	1.079343	
	4	1	1	1	

Figura 3-14: Tabla interactiva para utilizarse en las ecuaciones de Curtis y Hirschfelder.

	Mipromedio Kg/Kmol	T K	μmezcla g/cm/s	kmezcla cal/cm/s/K
SPC	32.4664	870.1500	0.000165	0.0003358
ESC	32.4664	711.1500	0.000392	0.0002727

SPC= SALIDA DE LA PRIMERA CAMA
ESC= ENTRADA A LA SEGUNDA CAMA

ECUACIONES A UTILIZAR

$$M_i = y_{N_2}M_{N_2} + y_{O_2}M_{O_2} + y_{SO_2}M_{SO_2} + y_{SO_3}M_{SO_3}$$

$$P_c = y^{N_2}P_c^{N_2} + y^{O_2}P_c^{O_2} + y^{SO_2}P_c^{SO_2} + y^{SO_3}P_c^{SO_3}$$

$$T_c = y^{N_2}T_c^{N_2} + y^{O_2}T_c^{O_2} + y^{SO_2}T_c^{SO_2} + y^{SO_3}T_c^{SO_3}$$

$$C_{pm} = a + b\left(\frac{T_2 + T_1}{2}\right) + c\left(\frac{T_2^2 + T_1T_2 + T_1^2}{3}\right)$$

$$P_r = \frac{P}{P_c} \qquad P_r = \frac{\mu C_p}{K}$$

$$T_r = \frac{T}{T_c} \qquad \alpha = \frac{K}{\rho C_p}$$

$$PV = ZNR_uT \qquad \rho = \frac{1}{v}$$

$$v_i = \sum_{i=1}^n y_i \frac{R_u}{M_i} \times \bar{P}$$

Figura 3-15: Propiedades termodinámicas de los gases del convertidor.

Gases de la primera cama				
TSPC=	870.15 K	Temperatura salida de primera cama		
TESC=	711.15 K	Temperatura de entrada a segunda cama		
$C_{pmedia} = a + bT + cT^2$ [=] Kcal/KmolK				
Especie	a	b	c	y_i
N ₂	6.52900	0.00149	-2.27E-07	0.81464
O ₂	6.14800	0.00310	-9.23E-07	0.10076
SO ₂	9.29900	0.00933	-7.42E-06	0.02200
SO ₃	11.59150	0.02196	-2.04E-05	0.06260
?	6.86848	0.00290	-1.72E-06	1.00000
Cp a TSPC=	8.090 Kcal/KmolK	Cp a TSPC		0.249 Kcal/Kg.K
Cp a TESC=	8.061 Kcal/KmolK	Cp a TESC		0.248 Kcal/Kg.K

Figura 3-16: Cálculo de Cpmezcla.

Ecuaciones

$$P'_C = y^{N_2} P_C^{N_2} + y^{O_2} P_C^{O_2} + y^{SO_2} P_C^{SO_2} + y^{SO_3} P_C^{SO_3}$$

$$T'_C = y^{N_2} T_C^{N_2} + y^{O_2} T_C^{O_2} + y^{SO_2} T_C^{SO_2} + y^{SO_3} T_C^{SO_3}$$

$$P_r = \frac{P}{P'_C} \quad T_r = \frac{T}{T'_C}$$

P_r : Presión pseudoreducida
 T_r : Temperatura pseudoreducida
 P'_C : Presión pseudocrítica
 T'_C : Temperatura pseudocrítica

	T °K	P (Abs) ATM	P'_C ATM	T'_C °K	P_r	T_r	Z	CONDICION
SPC	870.150	1.190	39.256	158.605	0.030310	5.486	1	GAS IDEAL
ESC	711.150	1.185	39.256	158.605	0.030185	4.484	1	GAS IDEAL

SPC= GASES SALIDA PRIMERA CAMA
 ESC= GASES ENTRADA A SEGUNDA CAMA

Figura 3-17: Cálculo del Factor de Compresibilidad Z.

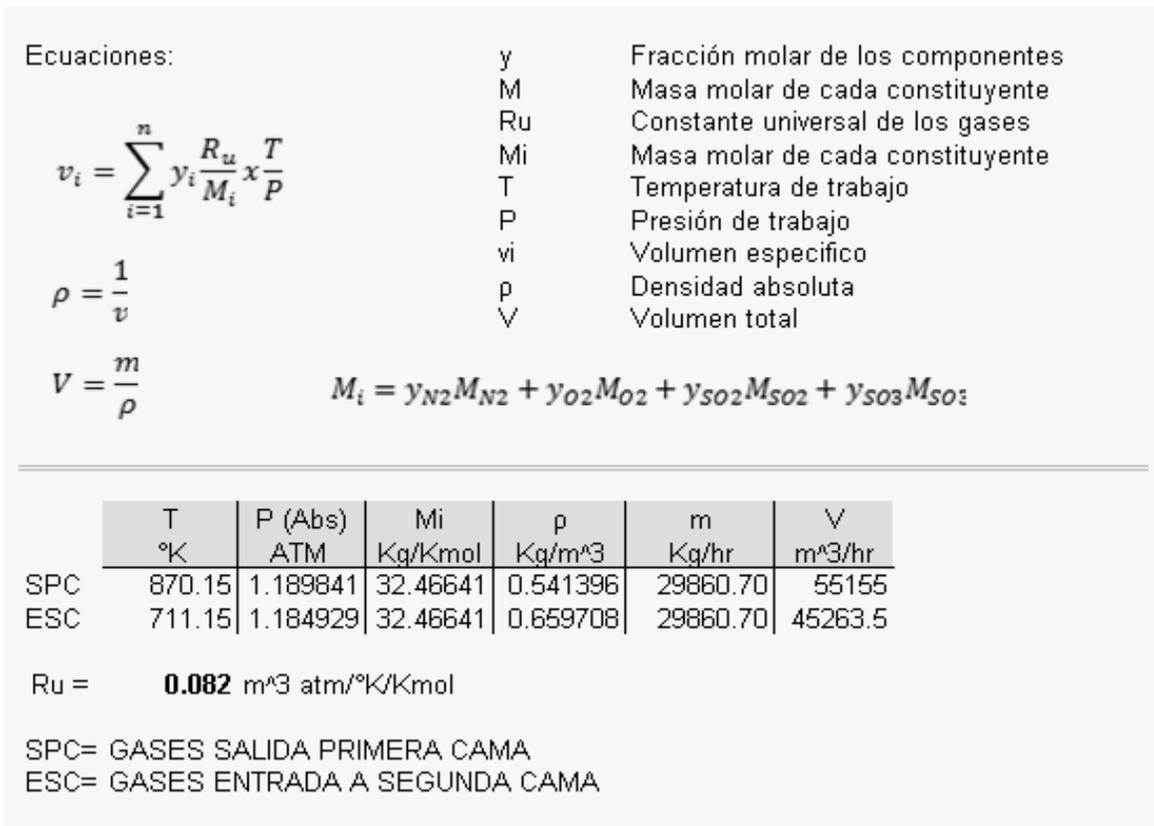


Figura 3-18: Cálculo de la densidad de la mezcla.

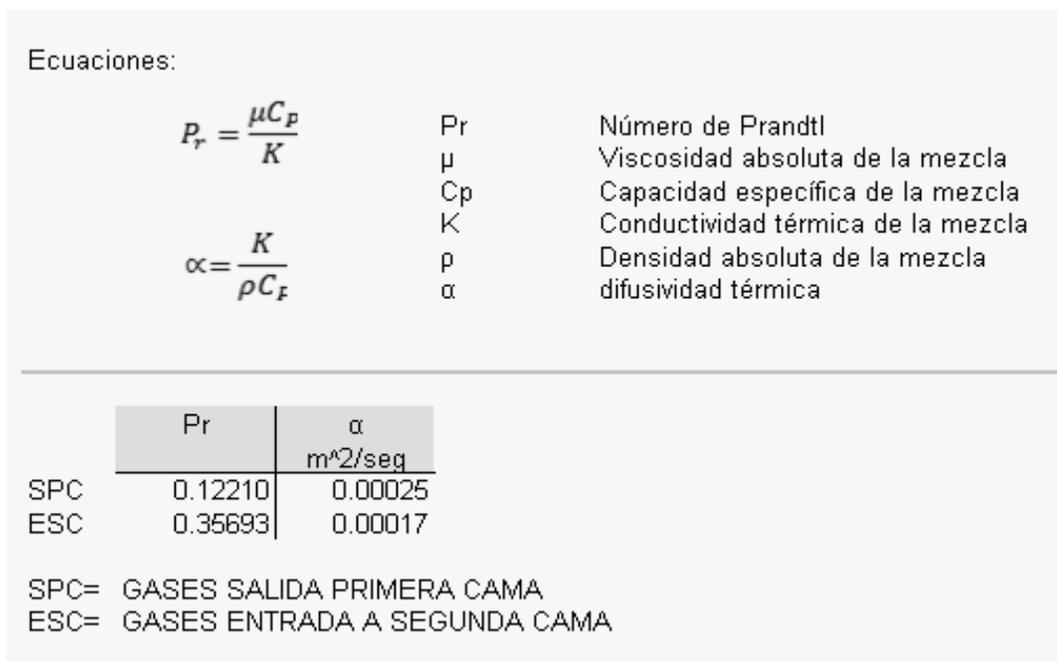


Figura 3-19: Cálculo del Número de Prandtl y de la difusividad térmica.

	M Molar Prom (kg/kmol)	Flujo másico Kg/hr	Flujo molar Kmol/hr	T °K	P(abs) Atm	μ g/cm/s
SPC	32.47	29860.70	919.741	870.15	1.1898	0.000165
ESC	32.47	29860.70	919.741	711.15	1.1849	0.000392

	K cal/cm/s/K	Cp Kcal/Kg.K	ρ Kg/m ³	α m ² /s	Pr
SPC	0.0003358	0.24918	0.54140	2.49E-04	0.12210
ESC	0.0002727	0.24829	0.65971	1.66E-04	0.35693

Figura 3-20: Resumen de las propiedades termofísicas de los gases del convertidor.

Condiciones:

t1	246.63 °K	Temperatura vapor saturado
t2	673.00 °K	Temperatura vapor recalentado (Requerido)
tpromedio	459.81 °K	Temperatura promedio del vapor
Presión	3749.0 Kpa	presión de vapor

TABLA: Datos obtenidos de las macros de este libro de excel

Flujo másico Kg/hr	Flujo molar Kmol/hr	T °K	P(abs) bar
10179	565.511	459.814	37.490

μ Pa.seg	K W/m ² °C	Cp KJ/Kg/K	ρ Kg/m ³	α m ² /seg	Pr
1.45E-04	0.67247	4.420	881.5722	0.0002	0.954

Figura 3-21: Cálculo de las propiedades del vapor.

3.5 Cálculo del intercambiador de calor para sobrecalentar al vapor saturado a partir de gases de reacción.

En un proyecto de ingeniería de equipamiento térmico son importantes no sólo las características de eficiencia térmica, sino también las referentes a la economía del sistema, más importantes, y que habrá que conjugar adecuadamente.

El papel de los intercambiadores de calor ha adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorrar energía y disponer de equipos no sólo en función de su análisis térmico y del rendimiento económico de la instalación, sino también en función de otros factores como el aprovechamiento energético del sistema y la disponibilidad y cantidad de energía y de materias primas necesarias para cumplir una determinada función.

Desde el momento en que un intercambiador de calor se instala y pone en funcionamiento dentro de un proceso de transferencia térmica, se precisa un determinado gradiente de temperatura para que se pueda efectuar la transmisión de calor; la magnitud de este gradiente se puede reducir utilizando un intercambiador mayor, pero esto a su vez implica un mayor costo, tanto de tipo económico como energético.

3.5.1 Intercambiadores de calor para el enfriamiento de gases

En el enfriamiento o calentamiento de gases es interesante utilizar un intercambiador de calor en flujo cruzado, en el que uno de los fluidos (líquido o gas) circula por el interior de los tubos, mientras que al otro fluido (gaseoso) se le obliga a circular perpendicularmente la haz de tubos: el flujo del fluido exterior puede realizarse mediante convección forzada o libre: el gas que circula por el exterior de los tubos se considera de tipo mezcla, mientras que el fluido del interior de los tubos se considera sin mezclar: el flujo del gas exterior es con mezcla porque puede moverse libremente entre los tubos cuando intercambia calor, mientras que el fluido del interior de los tubos está confinado y no puede mezclarse con ningún otro flujo o corriente durante el proceso de intercambio de calor.

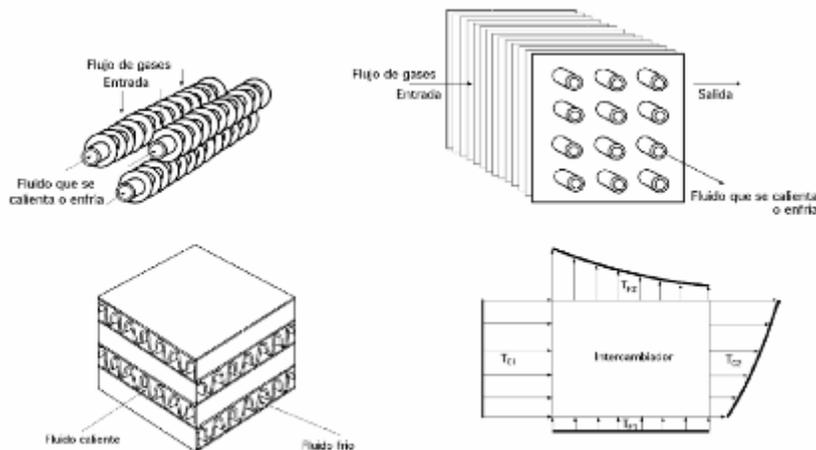


Figura 3-22: Intercambiadores de Flujo Cruzado.

En un proyecto de intercambio de calor es importante especificar si los fluidos están mezclados o sin mezclar y cuál de los fluidos está mezclado. Es importante también equilibrar los gradientes de temperatura mediante la obtención de coeficientes de transmisión de calor aproximadamente iguales en el interior y en el exterior de los tubos: si esto no se hace así, una de las resistencias térmicas puede ser grande, lo que provocará una caída de temperatura global

también grande para una transferencia de calor por unidad de tiempo, con el consecuente perjuicio económico.

3.5.2 Cálculos correspondientes al intercambiador de calor

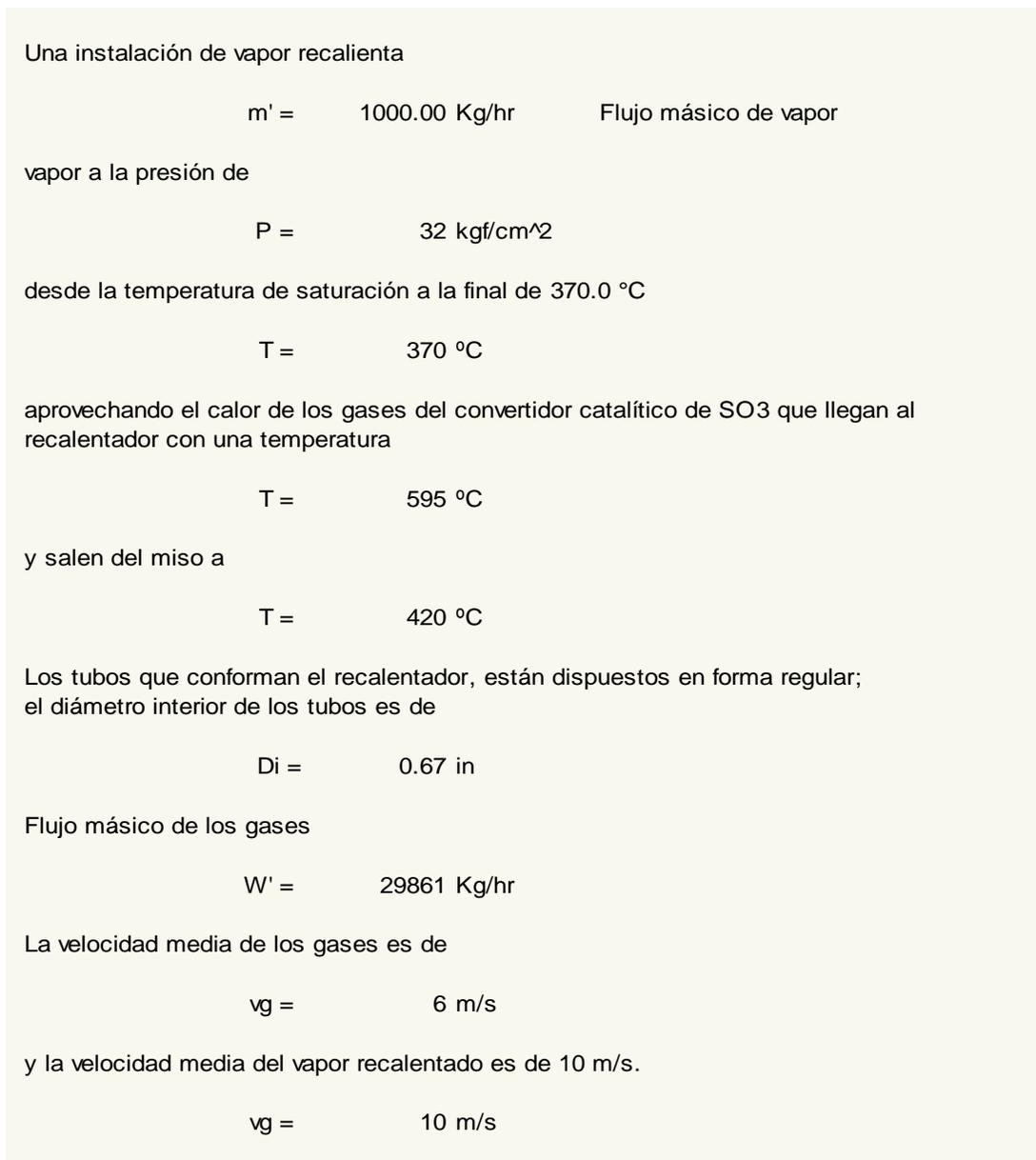


Figura 3-23: Parámetros principales del Intercambiador de Calor.

Nomenclatura:

Tuberías basadas en el número de cédula NPT (Nominal Pipe Tube) empleadas para el transporte de fluidos

Tuberías basadas en calibres AWG (American Wire Gauge) y BWG (Birmingham Wire Gauge) basadas en la construcción de intercambiadores de calor y calderas.

Los tubos se encuentran cubiertos con aletas anulares de latón de 3/8 de pulgada de alto de 20 BWG de grueso, espaciadas a 1/8 de pulgada

CARACTERÍSTICAS DE LA TUBERÍA

D Externo	1 pulgadas
BWG	12
D interno	0.782 pulgadas
K	40 Kcal/m/hr/°C

Figura 3-24: Especificaciones de la Tubería.

Ecuación: $mC_p(T_2 - T_1) = (Q_{SPC} - Q_{ESC})$

m	masa del vapor de agua
C_p	Calor específico
T_2	Temperatura de gases a segunda cama
T_1	Temperatura salida de gases de la primera cama
Q_{SPC}	Calor de salida de la primera cama
Q_{ESC}	Calor de entrada a la segunda cama
$Q_{SPC} - Q_{ESC}$	Carga térmica cedida por los gases al vapor

$$Q_{SPC} = 4,234,330 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_{ESC} = 3,028,590 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_{SPC} - Q_{ESC} = 1,205,741 \text{ Kcal/hr} \quad \text{es igual a:} \quad 4,784,378 \text{ BTU/hr}$$

Figura 3-25: Cálculo de la Carga Térmica.

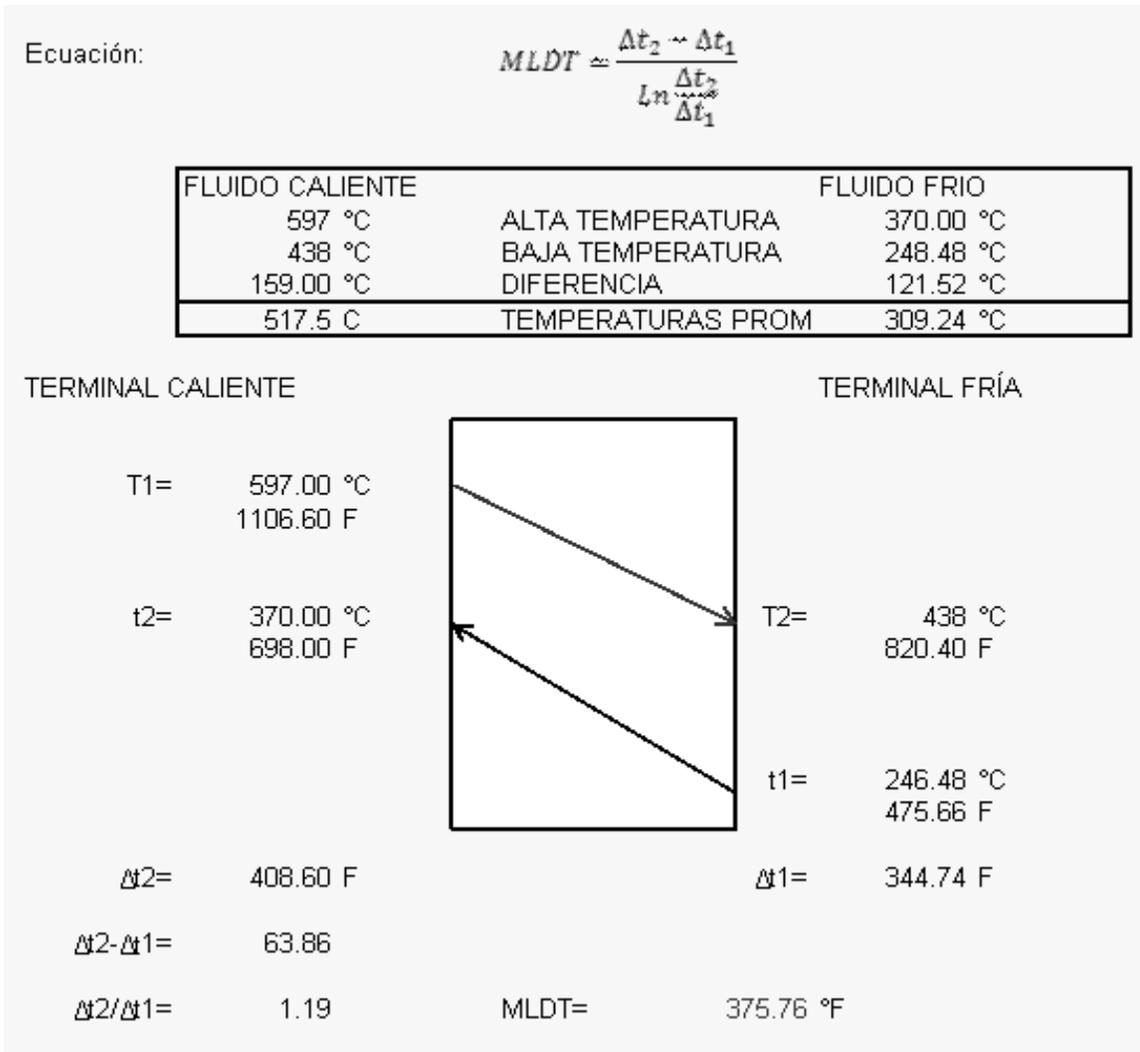


Figura 3-26: Cálculo de la MLDT.

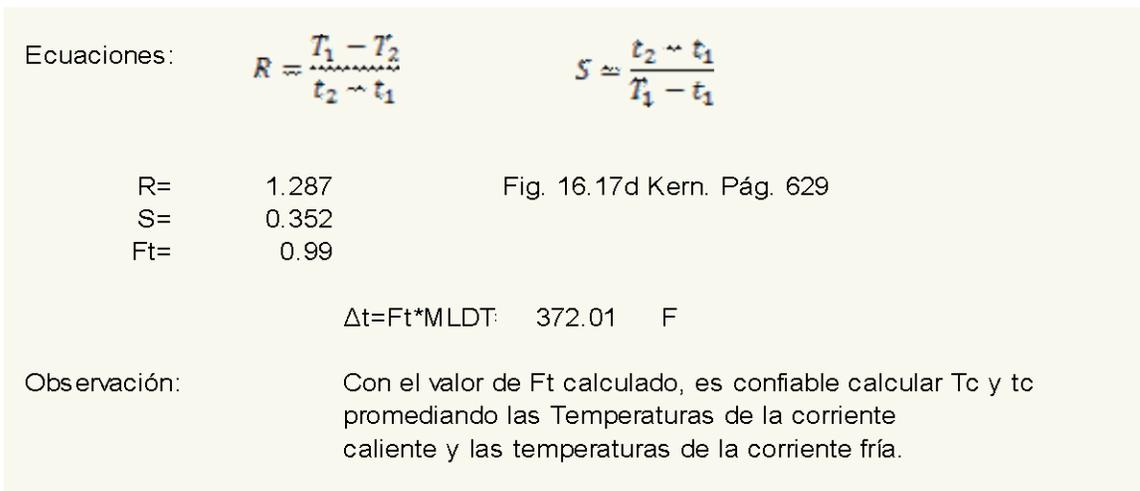


Figura 3-27: Cálculo de la diferencia verdadera de temperatura Δt .

Ecuación:	$De = 2 \left[\frac{A_f + A_o}{\pi(Pm)} \right]$	
De	Diámetro equivalente	
A_f	Área de la aleta	
A_o	Área del tubo liso	
Pm	Perímetro mojado	
<hr/>		
Área de la aleta	$A_f = (\pi/4)(1.75^2 - 1^2) \times 2 \times 8 \times 12 =$	310 pulg ² /pie
Área del tubo	$A_o = (\pi \times 1 \times 12) - (\pi \times 1 \times 8) \times 0.035 \times 12 =$	27.2 pulg ² /pie
$A_{total} =$		337.2 pulg ² /pie
Perímetro proyectado Pm	$Pm = [2(3/8) \times 2 \times 8 \times 12] + 2(12 - 8 \times 0.035 \times 12) =$	161.3 pulg/pie
$De =$		1.331 pulg 0.111 pies

Figura 3-28: Cálculo del diámetro equivalente del ducto y área de flujo.

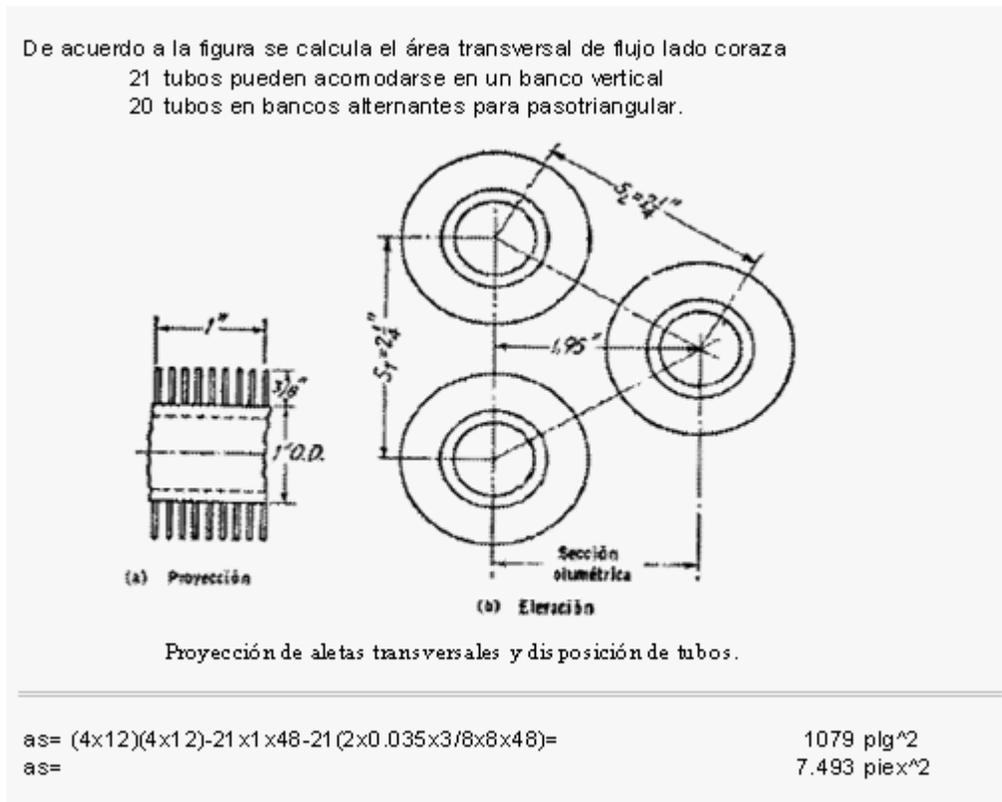


Figura 3-29: Área transversal de flujo lado coraza a_s .

Velocidad Másica	$G_s = \frac{W}{a_s}$	
$\Delta t =$	W=	29861 Kg/hr
	W=	65694 Lb/hr
A=	Gs=	8767 lb/hr/pie ²

Figura 3-30: Cálculo de la velocidad másica Gs.

Número de Reynolds	$R_{es} = \frac{D_e G_s}{\mu}$
$\mu =$	0.000278 g/cm/seg
$\mu =$	0.067321 lb/pie/hr
De=	0.110905
Res=	14443.2766

Figura 3-31: Determinación de Reynolds.

$$h_f = J_f \frac{K}{D_e} \left(\frac{C\mu}{K} \right)^{1/3}$$

$$J_f = \left(\frac{h_f D_e}{K} \right) \left(\frac{C\mu}{K} \right)^{-1/3}$$

Donde:
 J_f = número de Colburn
 Pr = número de Prandtl
 Nu = número de Nusselt

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad Nu = \frac{h_f D_e}{K}$$

$J_f =$	65	ver Figura Adjunta	
$Pr =$	0.240	A temperatura promedio =	790.65 °K 963.77 °F
$Pr^{1/3} =$	0.621		
$K =$	0.000 cal/cm/seg/K		
$K =$	0.074 BTU/hr.pie°F		
$h_f =$	26.786 BTU/hr.pie ² .°F		

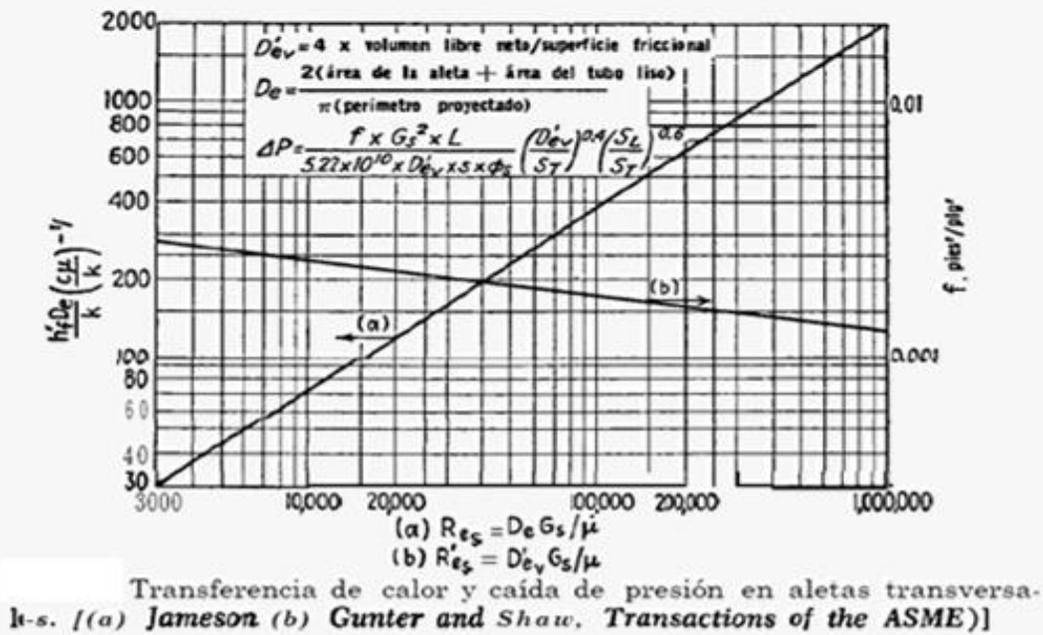


Figura 3-32: Cálculo del coeficiente de transferencia de calor h_f lado de la aleta de tubería.

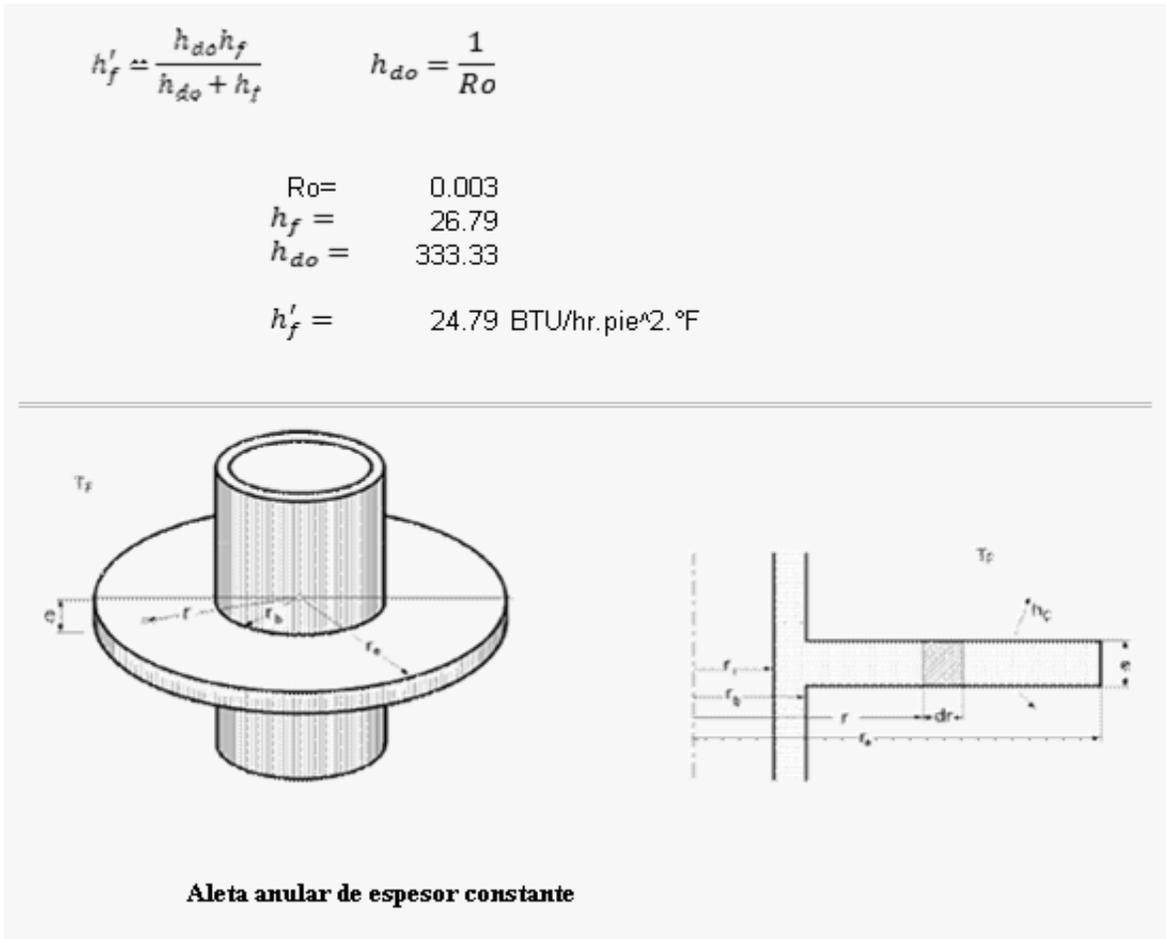


Figura 3-33: Cálculo de coeficiente de película corregido.

Cálculo del coeficiente de película h_i

Fluido frío: Vapor de agua

Area de flujo por tubo a_t

De=	1 Pulgada	Tabla 10 Kern
BWG=	12	$A_i = 0.2048 \text{ pie}^2/\text{pie lineal}$
$a_t =$	0.479 pul ²	
Nt=	21 tubos	
Di=	0.782 pulgadas	

Area de flujo a_t $a_t = \frac{N_t a'_t}{n \times 144}$ $a_t = \text{área total}$
 $N_t = \text{Número de tubos}$
 $n = \text{número de pasos}$

$a_t = 0.07 \text{ pies}^2$ En este caso se considera todo el flujo a través de un solo paso

Masa velocidad G_t $G_t = \frac{W}{a_t}$

$G_t = 31494.18 \text{ Lb/hr/pie}^2$

Cálculo del gasto $V = \frac{m}{\rho}$ $m = \text{flujo másico del vapor}$
 $\rho = \text{Densidad del vapor}$

$m =$	1000 Kg/hr	
$m =$	2200 lb/hr	
$\rho =$	15.66 Kg/m ³	
$\rho =$	0.98 lb/pie ³	
$V =$	63.87 m ³ /hr	$V = 32287.91 \text{ pie/hr}$
		$V = 8.97 \text{ pie/seg}$

Figura 3-34: Cálculo del gasto.

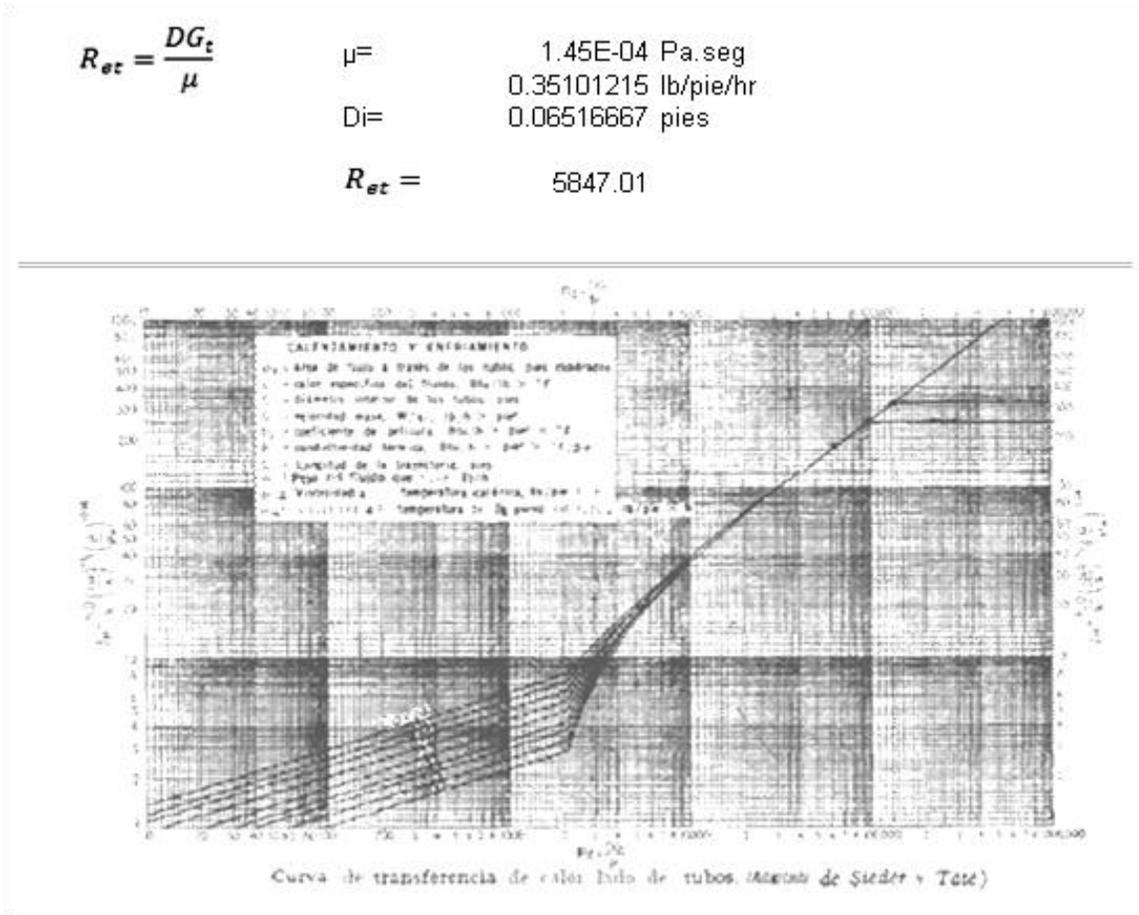


Figura 3-35: Cálculo del número de Reynolds.

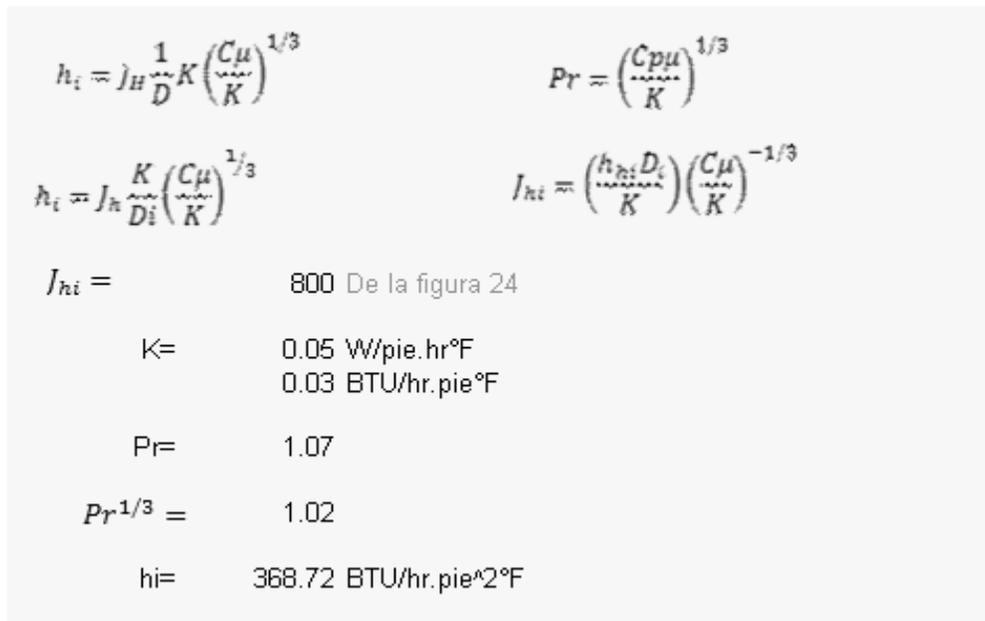


Figura 3-36: Determinación del número de Colburn.

$$h'_i = \frac{h_{di} h_i}{h_{di} + h_i} \quad h_{di} = \frac{1}{R_{di}}$$

$$h_{di} = 1/0.003 = 333.333333$$

$$h'_i = 175.067434 \text{ BTU/hr.pie}^2\text{°F}$$

Figura 3-37: Cálculo del coeficiente de película corregido.

Cálculo del parámetro:

$$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{h'_i}{ky_b}}$$

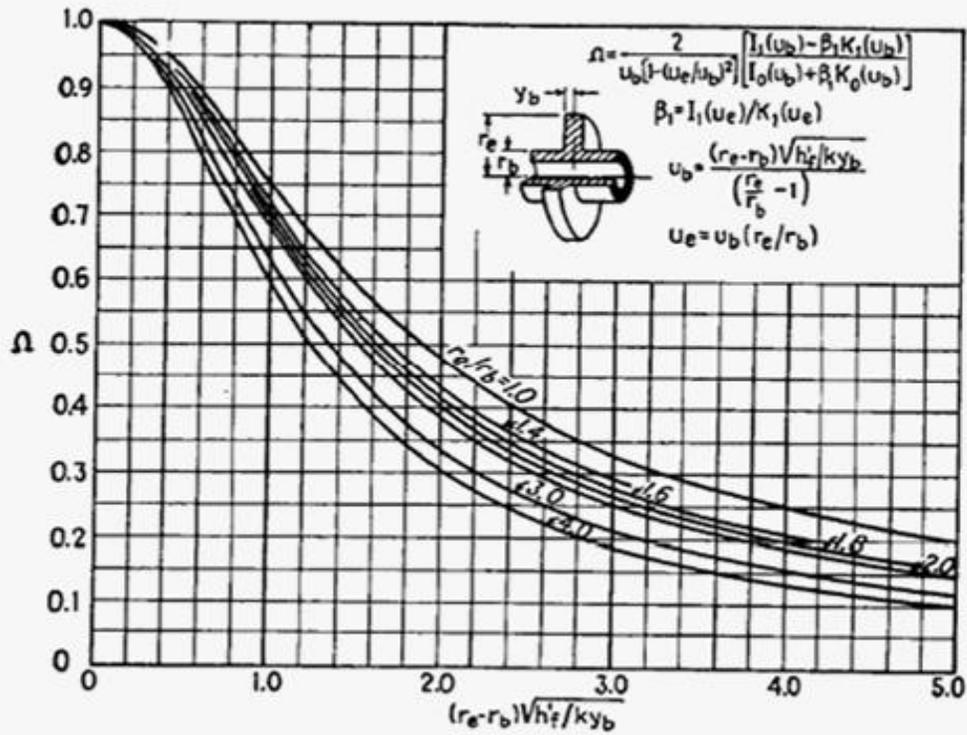


Figura Eficiencia de aleta anular de espesor constante

Figura 3-38: Cálculo del coeficiente general de transferencia de calor U_d (I.A).

$L =$	0.375 plg	
$r_b =$	0.500 plg	
$r_e =$	0.875 pulg	
$y_b =$	0.035 plg	Tabla 10 Kern
$k \text{ del latón} \approx$	60.000 BTU/hr \cdot pie \cdot °F	Tabla 3 Kern
$h'_f =$	24.794 BTU/hr.pie \cdot 2. °F	
$y_b \approx \frac{0.035}{2 \times 12} \approx$	0.001 pie	
$(r_e - r_b) \sqrt{\frac{h'_f}{ky_b}} \approx$	0.2053	

Figura 3-39: Cálculo del coeficiente general de transferencia de calor Udi (I.B).

Cálculo del coeficiente corregido: h'_{fi}

$\frac{r_e}{r_b} =$	1.75	
$Q =$	0.950 Eficiencia	Figura 16.13 (a) Kern
$A_i =$	0.205 pie \cdot 2/pie lineal	
$A_f =$	310 plg \cdot 27pie	
$A_o =$	27.2 plg \cdot 27pie	
Coeficiente corregido	$h'_{fi} \approx (\omega A_f - A_o) \frac{h'_f}{A_i}$	
$h'_{fi} =$	270.46 BTU/hr.pie \cdot 2. °F	
$h'_i =$	175.07 BTU/hr.pie \cdot 2. °F	
Coeficiente general de transferencia	$U_{Di} \approx \frac{h'_{fi} h'_i}{h'_{fi} + h'_i}$	
$U_{Di} =$	106.28	

Figura 3-40: Cálculo del coeficiente general de transferencia de calor Udi (II).

Ecuaciones:

$$\Delta P_s \approx \frac{f G_s^2 L_p}{5.22 \times 10^{10} D'_{ev} S_T} \left(\frac{D'_{ev}}{S_T} \right)^{0.4} \quad D'_{ev} = \frac{4 \times \text{volumen libre neto}}{\text{superficie friccional}}$$

$$vln = \frac{4 \times 4 \times 1.95}{12} - \frac{1}{2} (21 + 20) \frac{\pi \cdot 1^2}{4 \cdot 144} \times 4 - \frac{1}{2} (21 + 20) \frac{\pi}{4} (1.75^2 - 1^2) \frac{0.0355}{144} \times 8 \times 4$$

$vln = 1.91 \text{ pies}^3$
 $sf = \frac{1}{2} (21 + 20) \times 2.34 \times 4$
 $sf = 192 \text{ pies}^2$
 $D'_{ev} = 0.0398 \text{ pies}$
 $G_s = 8767 \text{ lb/hr/pie}^2$
 $\mu = 0.0673 \text{ lb/pie.hr}$
 $Re_s = 5182$
 $f = 0.00025$

Densidad de los gases lado envolvente

$\rho = 0.6006 \text{ Kg/m}^3$
 $\rho = 0.0374 \text{ lb/}^3\text{pie}^3$

$\rho_{\text{Agua}, 4^\circ\text{C}} = 62.5 \text{ lb/}^3\text{pie}^3$ Constante del Agua
 $s = 0.000599$ Adimensional, gravedad específica

Espaciado entre tubos centro-centro (análogo al PITCH)

$ST = 2.25 \text{ plg}$

Longitud de la trayectoria, pies

$L_p = 1.95 \text{ pies}$
 $\left(\frac{D'_{ev}}{S_T} \right)^{0.4} = 0.5379$

Finalmente: $\Delta P_s = 0.0162 \text{ lbf/plg}^2$

Figura 3-41: Cálculo de la caída de presión. Lado gases.

Superficie interior/banco= 21x4x0.2048
17.2032 pie²

Area de transferencia de calor Ait $A_{it} = \frac{Q}{\Delta t U_{Di}}$

Q= 4784378.42 BTU/hr

$\Delta t = Ft * MLDT = 372.006281 \text{ } ^\circ\text{F}$

Ait= 121.016059 pies²

Número de bancos $Nb = \frac{\text{Area de transferencia}}{\text{Superficie interior/banco}}$

Nb= 7.035

Nb= 9.000 bancos Con la función REDONDEAR de Excel

Figura 3-42: Cálculo del número de bancos Nb.

Ecuación: $\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L * Nb}{5.22 \times 10^{10} D S \phi_s}$

Ret= 5847

f= 0.0001

L= 4 pies

Nb= 9

Gt= 31494 lb/hr/pie²

(Gt)²= 9.92E+08

Di= 0.782 pulgadas
0.06517 pies

$\Delta P_t = 0.0010 \text{ lbf/pie}^2$

Figura 26 Kern
Longitud de tubos
Número de bancos

Figura 3-43: Cálculo de la caída de presión lado tubos.

3.6 Selección de la turbina de vapor

3.6.1 Turbinas de vapor.

La turbina de vapor es un motor primario satisfactorio y confiable para muchas máquinas de proceso. Se suele utilizar para la propulsión de bombas, ventiladores, sopladores y compresores; también se emplea a menudo en los generadores eléctricos para servicio de emergencia o para suministro de energía eléctrica en plantas remotas.

Las turbinas de vapor son un tipo específico de turbinas de expansión. El fluido siempre es vapor, lo cual permite diseñar la turbina con mucha exactitud, pues las propiedades del vapor a todas las presiones y temperaturas prácticas, son de sobra conocidas.

Las turbinas de vapor ofrecen la característica velocidad variable, que es muy útil para ahorrar energía en las unidades motrices de bombas, sopladores y compresores. Si se instalan de modo que se pueda aprovechar su capacidad de velocidad variable, las turbinas de vapor permiten concordar los requisitos de energía con las cargas reales, y pueden ahorrar gran cantidad de energía en ciertas aplicaciones para procesos.

Por contraste, una máquina propulsada por un motor eléctrico, que funciona con menos de la carga nominal y velocidad constante, necesitará algún tipo de control del proceso, como la estrangulación del flujo de succión o descarga o la derivación de flujo sin pasar por la máquina de regreso a la fuente de succión. Cualquiera de estas acciones ocasiona desperdicio de energía.

Otra ventaja de las turbinas de vapor es su confiabilidad. En una planta en que se genera vapor como una función del proceso, se considera que el suministro es muy confiable, pues no está sujeto a interrupciones. De hecho, muchas veces se seleccionarán turbinas de vapor para impulsar el equipo de la planta, que debe seguir funcionando en caso de interrupción de energía eléctrica.

Al comparar el vapor con la electricidad, estos beneficios se deben tener en cuenta, además de los costos netos. De cualquier manera, las turbinas muchas veces son la opción más económica, pues los requisitos de balance del vapor para el proceso pueden indicar ahorros de energía desde una instalación. Por ello, una evaluación al principio del diseño del proceso a

menudo puede demostrar que la turbina es el motor primario indicado para muchas máquinas importantes ¹⁰.

3.6.2 Tipos de turbinas de vapor.

Todas las turbinas convencionales de vapor para plantas de proceso son de flujo axial, en las que el vapor se mueva paralelamente al eje y no cambia mucho su sentido cuando circula dentro de ella. Estas turbinas son de una etapa o de etapas múltiples.

Las *turbinas de una etapa* tienen una sola tobera o un grupo de ellas, con una sola expansión de vapor. Son adecuadas para las aplicaciones más pequeñas, y su potencia puede ser desde unos cuantos hasta 2,500 hp aproximadamente en diseño estándar; se pueden lograr mayores potencias mediante diseños especiales para las condiciones del vapor.

Las *turbinas de etapas múltiples* tienen dos o más expansiones por medio de grupos de toberas, y, por lo general, se utilizan cuando se requiere mayor caballaje o más economía de vapor.

Cuando el vapor de descarga o escape de cualquier turbina está a la presión atmosférica, o a una presión mayor, la turbina se llama *sin condensación*. Cuando el vapor escapa a presión inferior a la atmosférica se le llama de *condensación*.

3.6.3 Metodología para la selección de la turbina de vapor

El método propuesto para la selección de la turbina de vapor es el presentado por Neerken, Richard F. en el artículo ***Turbinas de vapor***, de la empresa The Ralph M. Parsons Co. Página 187, del libro Compresores.

La metodología comprende los siguientes pasos:

- a) Fijar las condiciones de entrada del vapor recalentado.
- b) Fijar las condiciones de salida del vapor exhausto a entropía constante.
- c) Determinar el salto entálpico Δh .
- d) Calcular el consumo teórico de vapor CTV por cada KW/hr

¹⁰ Neerken, Richard F. Turbinas de vapor. The Ralph M. Parsons Co. Página 187

- e) Calcular el recalentamiento (Diferencia entre la temperatura del vapor sobrecalentado y el de saturación, a la entrada de la turbina.
- f) Selección de la carcasa.
- g) Cálculo de la eficiencia básica, de acuerdo al diámetro del rodete.
- h) Cálculo de las pérdidas de potencia por acción del viento.
- i) Cálculo del consumo real del vapor CRV
- j) Cálculo del flujo de vapor con las condiciones calculadas.
- k) Comprobación de los límites de entrada, de escape y caballaje del árbol.

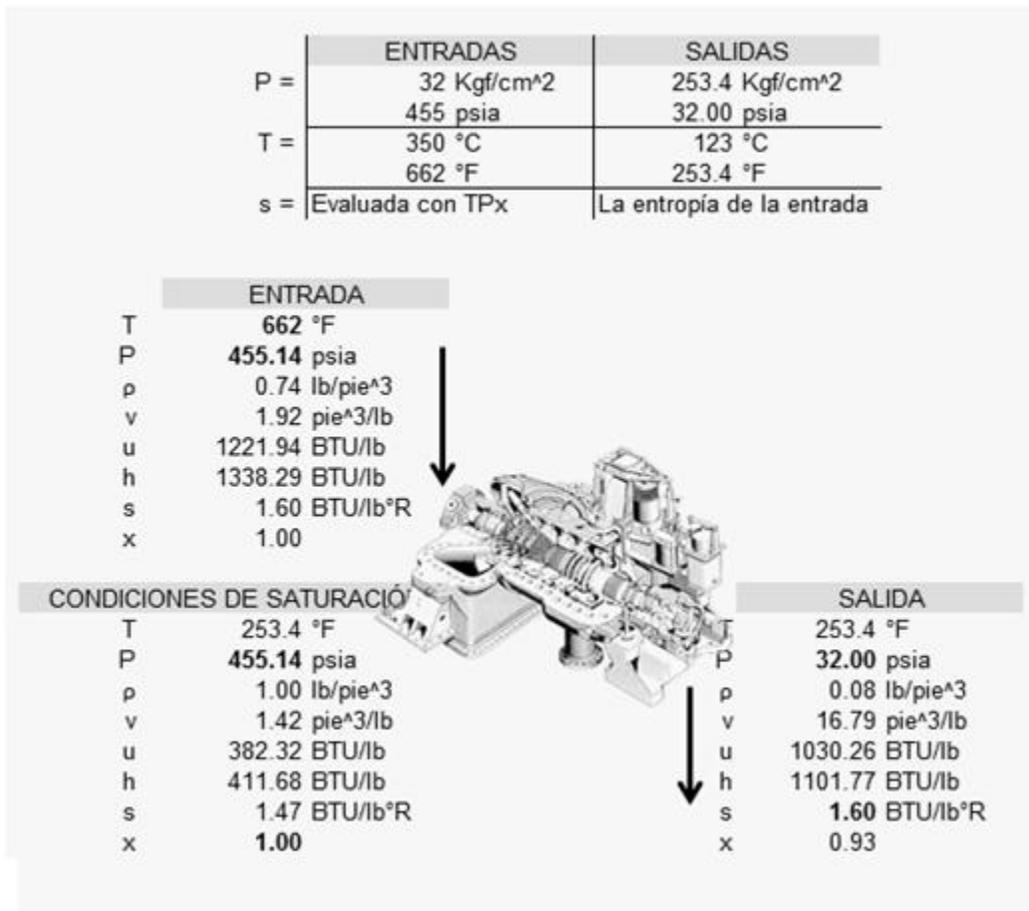


Figura 3-44: Propiedades termodinámicas del vapor de la turbina.

Cálculo de la Δh	$\Delta h = h_1 - h_2$
$\Delta h =$	236.53 BTU/lb
Consumo teórico de vapor CTV	
1 KW=	3413 BTU/hr
CTV=3413/ Δh	
CTV=	14.43 lb/KW/hr
Recalentamiento	
$\Delta T = T_{entrada} - T_{saturación\ entrada}$	
$\Delta T =$	189 °F

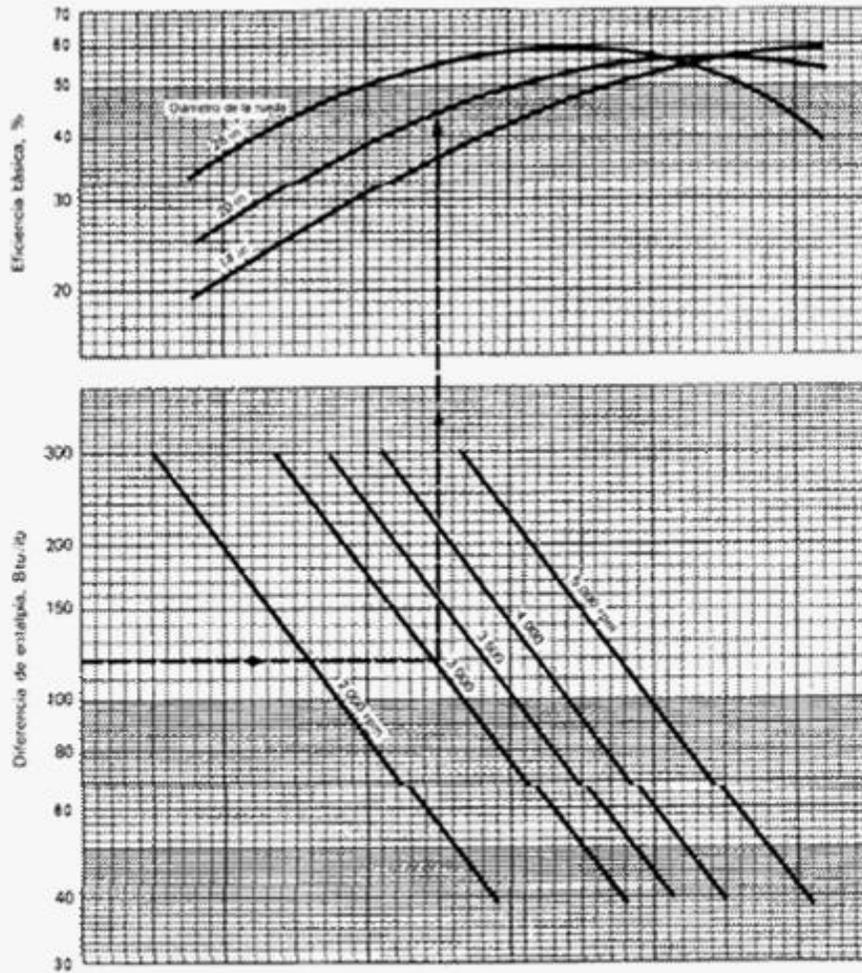
Figura 3-45: Cálculo de la entalpía del vapor de la turbina.

Se selecciona Carcasa número:	3c	
Díámetro del paso de la rueda:		22 pulgadas
Tamaño del árbol:		3 pulgadas
Tamaño de la brida de entrada		3 pulgadas
Tamaño de la brida de escape		8 pulgadas

Tamaño estándar de componentes

Carcasa No.	Díámetro de paso de la rueda, in	Tamaños de árboles, in	Tamaños de brida de entrada, in	Tamaños de brida de escape, in
(Tipo Curtis)				
1C	14	1 7/8, 2	3, 4	6
2c	16, 18, 19	2, 2 1/8	3, 4	6, 8
3c	20, 22	2.2 1/2, 3	3, 4, 6	8, 10
4c	24, 26	2, 2 1/2, 3	3, 4, 6, 8	8, 10, 12
5C	28	2 1/2, 2 5/8, 3	3, 4, 6, 8	12
(Tipo de reentrada)				
2R	18	2	2, 4	4, 6
4R	24	2	3, 4	6, 8

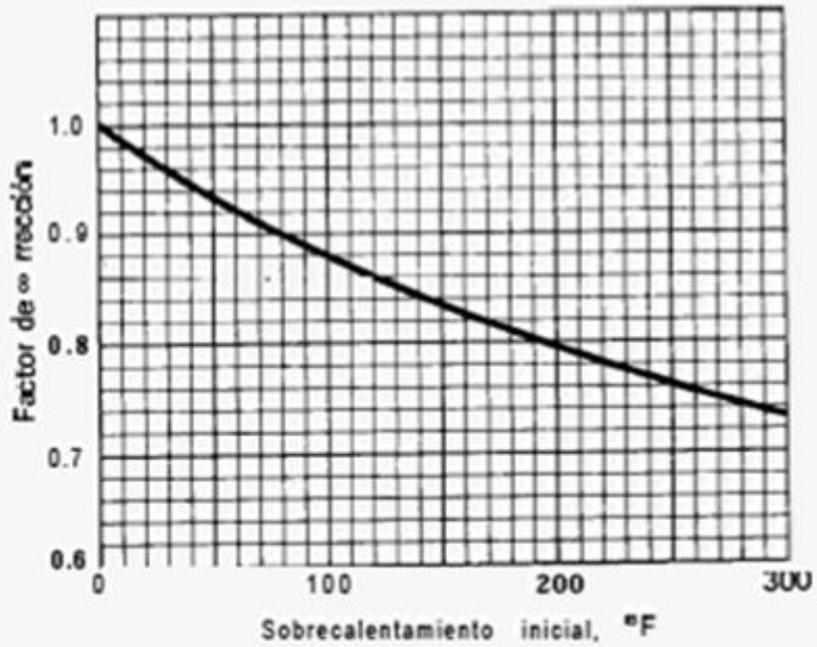
Figura 3-46: Selección de la carcasa.



El monograma indica la eficiencia básica de las turbinas de una etapa.

$\Delta h =$ 236.53 BTU/lb
 rpm= 3500
 Eficiencia= 42%

Figura 3-47: Determinación de la eficiencia básica.



Corrección por sobrecalentamiento para turbinas de una etapa

Sobrecalentamiento=	189 °F
Factor de corrección	0.8

Figura 3-48: Corrección por calentamiento.

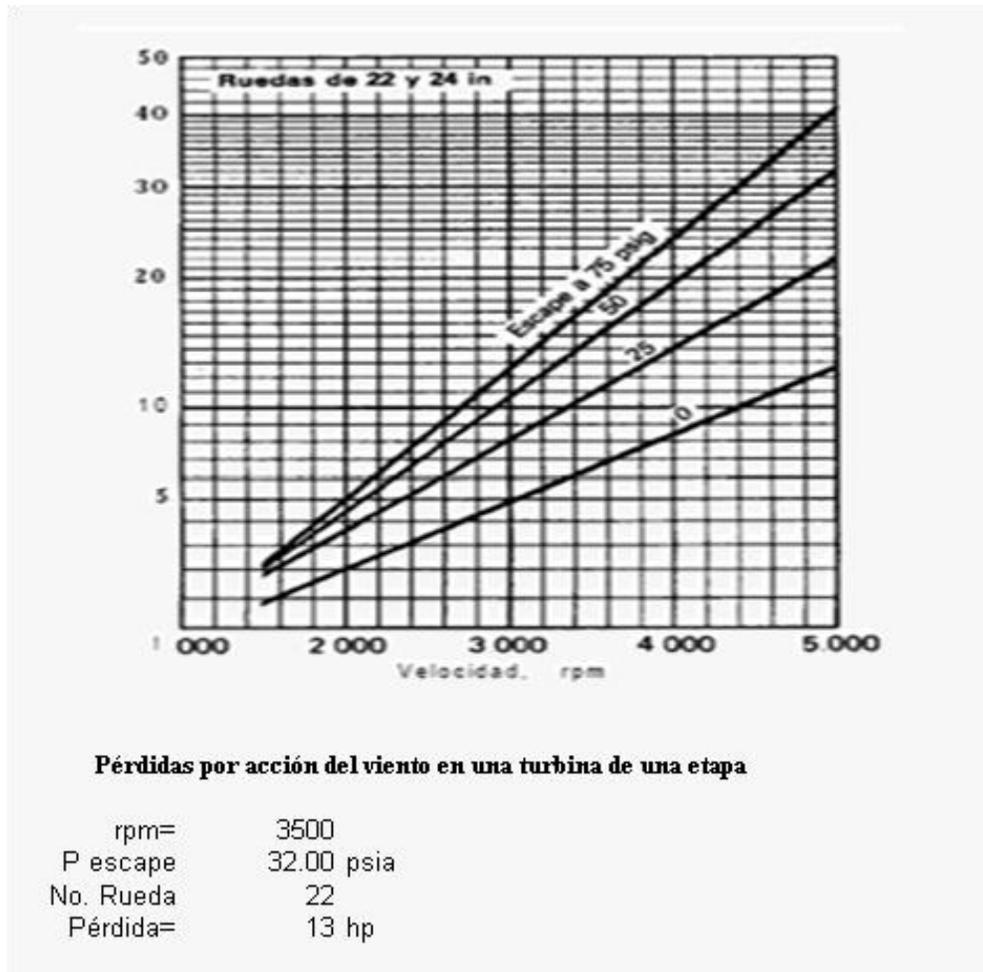


Figura 3-49: Pérdidas por acción del viento.

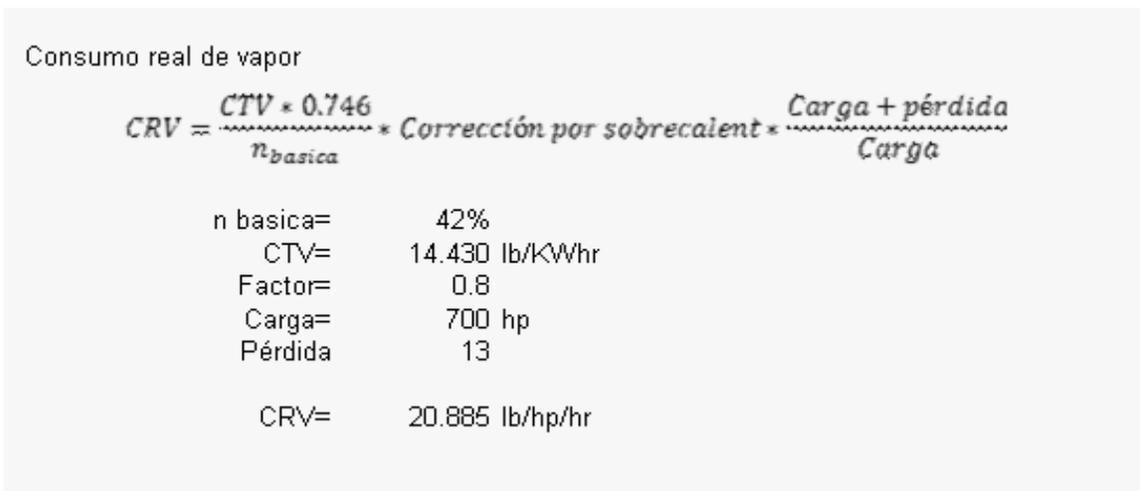


Figura 3-50: Cálculo del consumo real de vapor.

Flujo de vapor a plena carga $m_v = CRV * CARGA$

$m_v = 14619.21 \text{ lb/hr}$ Flujo de vapor a plena carga

$m_v = 6645.10 \text{ Kg/hr}$

Figura 3-51: Flujo de vapor a plena carga.

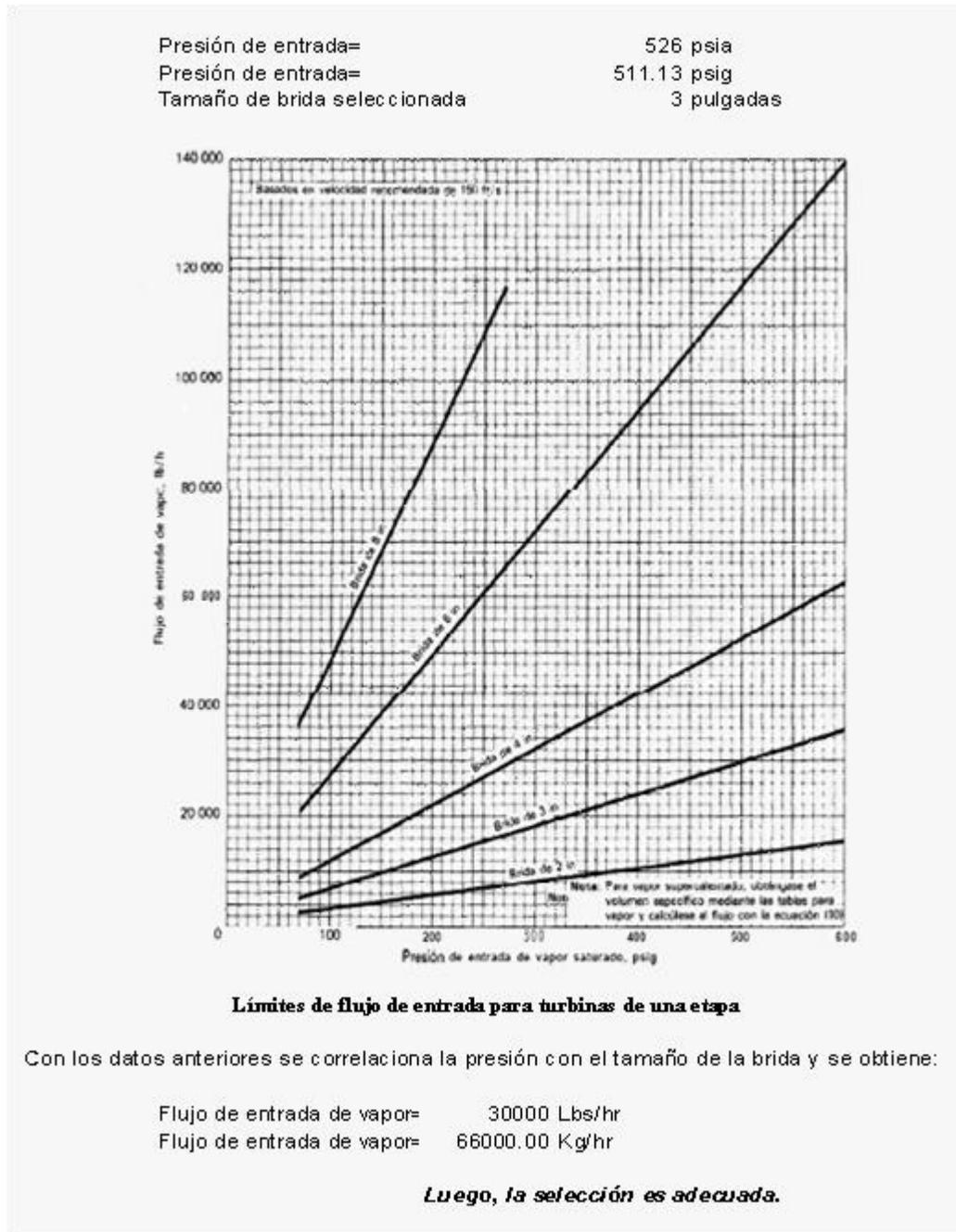


Figura 3-52: Comprobar selección de brida para la presión de entrada.

Presión de salida= 32 psia
 Presión de salida= 17.3 psig
 Tamaño de brida seleccionada= 8 pulgadas

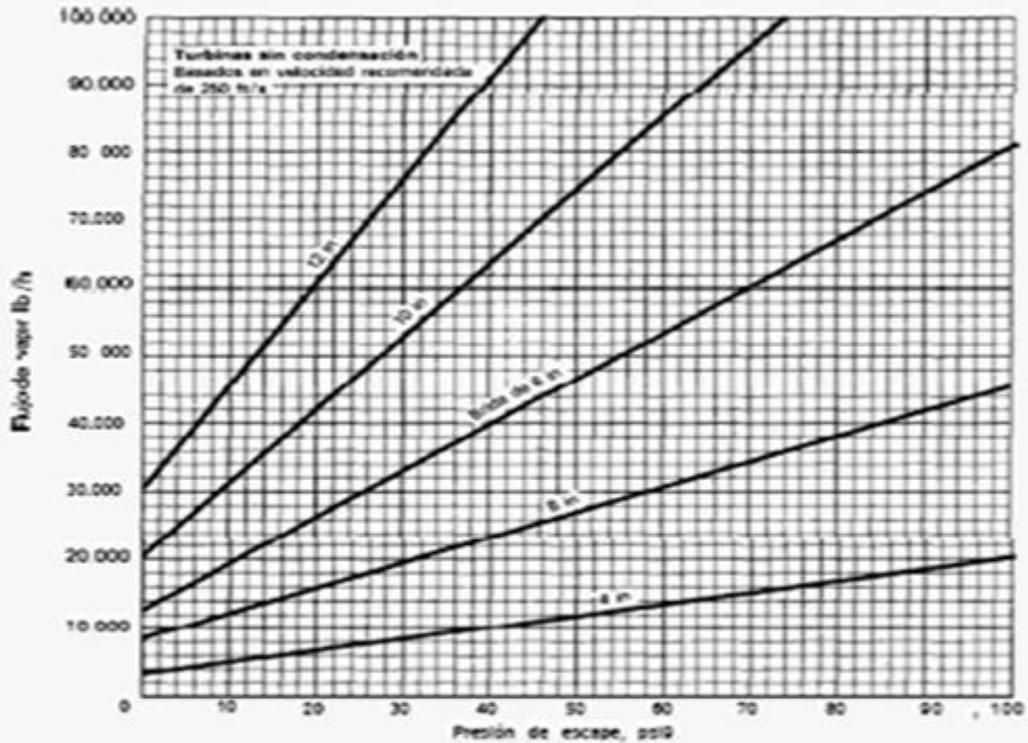


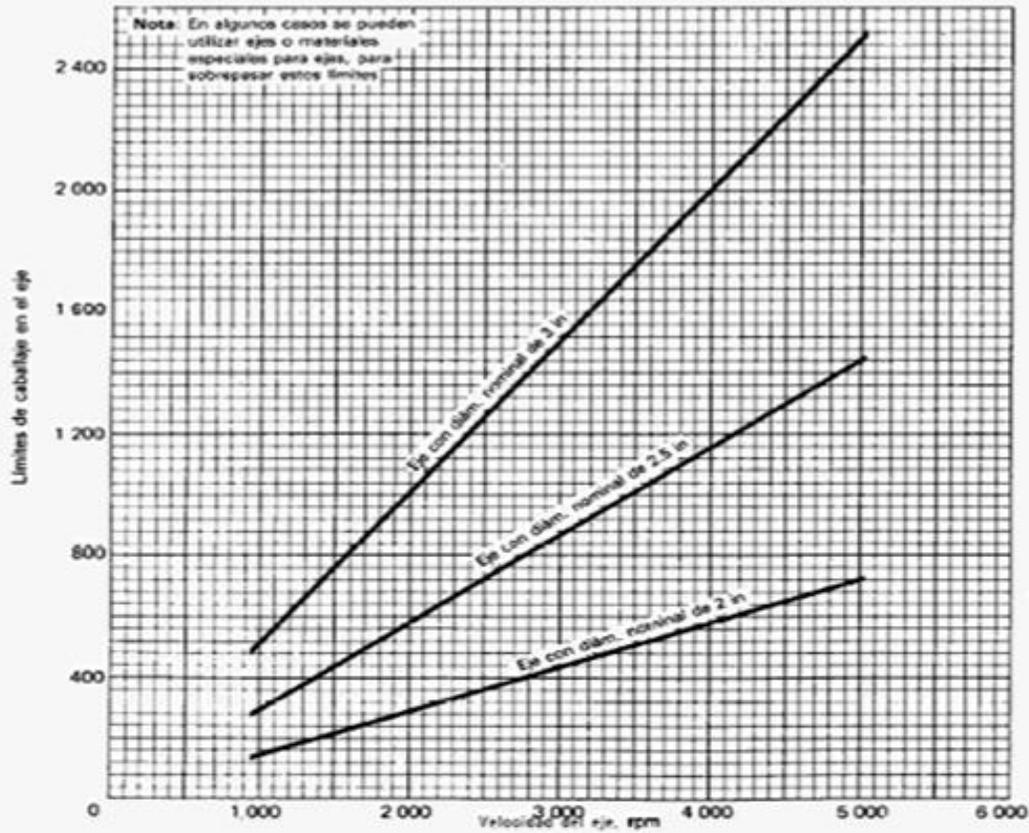
Figura 3.5 Límites de flujo de escape par turbinas de una etapa

Flujo de salida de vapor= 24000 lb/hr
 Flujo de salida de vapor= 10909.09 Kg/hr

Por lo tanto, la selección del tamaño de la brida es adecuada

Figura 3-53: Comprobación del caballaje del árbol.

rpm 3500
 Diámetro seleccionado del eje: 3 pulgadas



Límites aproximados de caballaje en el eje para turbinas de una etapa

Correlacionando las revoluciones por minuto con el eje seleccionado se obtiene:

Límite de caballaje en el eje= LCE

LCE= 1700 hp Para un eje de 3 pulgadas

LCE= 1000 hp Para un eje de 2.5 pulgadas

Con un eje de 2.5 pulgadas se obtiene un caballaje cercano a la carga requerida, por lo que se recomienda el eje de 3 pulgadas para una potencia asegurada.

X

Figura 3-54: Comprobación de límites de escape.

CAPÍTULO 4: EVALUACIÓN ECONÓMICA

4.1 Costo de la inversión

El costo de la inversión, también llamado costo del capital, consiste en el costo del equipamiento, así como también los costos generados por las instalaciones de ese equipamiento, su administración, gerenciamiento, instrumentación y servicios anexos.

Costos de equipamiento. Los más importantes son los siguientes:

- Generadores de impulsión (prime movers)
- Recuperadores de calor
- Calderas
- Sistemas de tratamiento y control de emisiones
- Tableros de control
- Tuberías

Costos de Instalación. Consisten en:

- Permisos de instalación
- Adquisición de terrenos y movimientos de tierras
- Construcción de edificios
- Instalación del equipo
- Documentación y adquisición de manuales

Algunos de estos costos pueden no ser aplicables, dependiendo de las circunstancias y del marco legal en que se desenvuelve el proyecto.

Se han estudiado casos representativos de proyectos de cogeneración por métodos estadísticos, dando como resultado la estructura o distribución de los costos que se detallan en las figuras 4.1 y 4.2

Type of cost	% of total	
	Gas-turbine ⁽¹⁾	Steam-turbine ⁽²⁾
Turbinen-Generator	34	50 ⁽³⁾
Heat recovery steam generator	20	-
Instrumentation, regulation, control	4	3
Auxiliary systems	7	4
Connection to grid	3	6
Civil work (land, buildings, roads)	6	11
Engineering and construction management	11	11
Contingency	15	15
Total	100	100

(1) Nominal power 10 MW.
 (2) Non-condensing turbine. Nominal power 30 MW.
 (3) Boiler cost is included.

Figura 4-1: Costos de inversión para proyectos medianos y pequeños. Turbinas de gas o vapor^{11, 12}.

Type of cost	% of total
Cogeneration unit including heat recovery equipment	55
Instrumentation, regulation and control	15
Auxiliary systems	5
Connection to grid	5
Civil work and/or acoustic enclosure	10
Installation and commissioning	5
Project costs	5
Total	100

Figura 4-2: Costo de las inversiones para un sistema de cogeneración mediano y pequeño porte.^{13, 14}.

¹¹Autores Varios, Educogen Tool.

¹² Belding, 1982

De acuerdo a estos análisis el costo total de un proyecto de cogeneración puede evaluarse en forma muy confiable tomando en consideración el costo del equipo principal.

En el presente caso se toma como referencia el costo de la turbina a precio de mercado, siendo ésta inversión de unos U\$\$ 800 mil, dada la potencia requerida por el estudio que anima el trabajo aquí puesto a consideración.

Una vez seleccionado el costo del equipo principal, puede establecerse con un alto grado de certidumbre que el costo total de la inversión es el que se muestra en la tabla 4-1

Tabla 4.1: Relaciones másicas para el exceso de aire requerido.

Cogeneration unit including heat recovery equipment	55%	800
Instrumentation, regulation and control	15%	218
Auxiliary systems	5%	73
Connection to grid	5%	73
Civil work and/or acoustic enclosure	10%	145
Installation and commissioning	5%	73
Project costs	5%	73
	100%	1,455

¹³ Autores Varios, Educogen Tool

¹⁴ Jennekens, 1989

CONCLUSIONES

De acuerdo a los resultados que se presentan en cada uno de los estadios del proceso se concluye que la cantidad de calor producido en la cámara de combustión de azufre, permite intercambiar el excedente para producir el vapor necesario como medio de enfriamiento de los gases de la primera cama del convertidor en sustitución del aire.

El intercambiador de calor calculado permite que el vapor de agua se recaliente a las condiciones de operación de la turbina de vapor, igualmente, nos permite llevar las condiciones finales del vapor a temperaturas mas altas para incrementar la eficiencia de la turbina, pero para ello se requiere efectuar un estudio de optimización en función de la resistencia de materiales y del impacto económico.

La turbina de vapor calculada tiene capacidad para consumir menor cantidad de vapor que la producida, y será capaz de sustituir al motor eléctrico de 700 caballos de potencia, lo que redundará en un beneficio económico al integrarse y utilizarse todo el residuo energético en generación de potencia.

El vapor remanente, se puede utilizar en otras actividades de proceso, no se recomienda utilizarlo para generación de potencia en la sustitución del motor eléctrico de los enfriadores secundarios, ya que es muy limitada la cantidad.

Por otro lado, es importante señalar que en la sustitución del motor eléctrico, se obtendrá un impacto ambiental muy significativo, se deja de consumir en alguna parte del mundo combustibles fósiles para generar la electricidad que actualmente se utiliza en el motor de 700 HP y consecuentemente se dejaría de producir gases de invernadero que influyen en el calentamiento global del planeta.

Se recomienda efectuar una auditoría energética en todo el sistema productivo de ácido sulfúrico para detectar todos los residuos térmicos que influyen en el vapor producido y que permita incrementar la eficiencia del sistema. El uso de los by-pass para el manejo de los gases salientes del horno, la instrumentación, las condiciones del generador de vapor contrastadas con las bases de diseño así como el estado de limpieza interna son puntos que permiten la reflexión de análisis.

BIBLIOGRAFÍA

- 1) Autores Varios, Ed. Limusa, México,. 1999, 1173 pp.
- 2) Ambriz, Juan José; Paredes, Hernando. "Monografía del Diplomado de Cogeneración" U. A. M y U. V. México, 1993
- 3) Baca Urbina, Gabriel. Evaluación de proyectos. 4a ed. Ed. Mc Graw-Hill. México 2001, 383 pp.
- 4) Bejan, A., Tsatsaronis, G., and Moran, M. (1996), "Thermal Design and Optimisation," J. Wiley & Sons, Inc., New York.
- 5) Bloch P. Heinz; "Guía práctica para la tecnología de las turbinas de vapor" Mc Graw Hill; Méx.
- 6) Boer, Dieter; "Producción i gestió de la Enginyeria Química" Esp. 2005
- 7) Cotton F., Albert y Wilkinson, Geoffrey. Química Inorgánica Avanzada. Sexta ed. Tr. Dr. Rubén Levitus y Dr. Rodolfo H. Busch.
- 8) Deucker, Werner W., West, James R. "The Manufacture of Sulphuric Acid" American Chemical Society Monograph Serie. New York, U.S.A. 1974.
- 9) Fernández Diez, Pedro; "Turbinas de Vapor"; Universidad de Cantabria, Esp.
- 10) Gaffert, G.A. "Centrales de Vapor" Ed. Reverté, México
- 11) Gasca, Neri Rogelio; "www.conservaenergia.com"
- 12) Hans Dieter Heermes, Harry Lehman. Barreras en la implementación de medidas de Uso Racional de Energía. Manual para Consultores y Expertos. Barcelona, España. 2003
- 13) Haywood, R. W. "Ciclos Termodinámicos de Potencia y Refriegegeración" 2da. Edic. Ed. Limusa, Esp
- 14) Hernández Sampieri, Roberto y otros. Metodología de la Investigación. 3ª. Ed. Editorial Mc Graw Hill. México, 1991, 706.

BIBLIOGRAFÍA

- 15) Horlock, J. H. (1997), "Cogeneration – Combined Heat and Power (CHP)," Krieger Publishing Company, Malabar, Florida 1999.
- 16) Kenneth, Salisbury J.; "Steam Turbines and Their Cycles" G. E. New York 1974,
- 17) Kitto, Mike. Statistical Supplement. "British Sulphur Consultants". Sulphur Magazine. Julio- Agosto. 2004.
- 18) Lapina, Ronald P.
- 19) Levenspiel, Octave. The Chemical Reactor Omnibook. 1ra. ed. Ed. OSU Book Stores, Inc. Corvallis, Oregon, 2002
- 20) Neerken, Richard; "Compresores, Serie Crane" Ed. McGraw-Hill; Méx. 1998
- 21) Pallarés, Huici Enrique "Apuntes de Sistemas Energéticos Tomo II Centrales Térmicas" Universidad Politécnica de Valencia Servicios de Pub. 1997
- 22) Paredes, Hernando. Ambriz, Juan " Diplomado de Administración y Ahorro de Energía" UAM, México, 1995
- 23) Pérez García, Samuel. El Ensayo Pedagógico como alternativa de titulación en la Unidad 305 de la UPN. Coatzacoalcos, Ver., 1998, 93 pp. Tesina (Licenciatura en Pedagogía). Universidad Pedagógica Nacional.
- 24) Planchú, Lima Alberto; "Cogeneración, Monografía del Programa de Certificación PCCE ATPAE", Méx. 2002
- 25) Polo, Encinas, Manuel; "Turbomáquinas de Fluido Compresible", Ed. Limusa; Méx. 1984
- 26) Ramírez Mesa, Roberto. Metodología de Investigación en la Energética. Coatzacoalcos, Ver., 2003, 88 pp. Apuntes para un libro de texto. Instituto Tecnológico de Minatitlán
- 27) Ramsay, Bruce; "Educogen. The European Educational Tool on Cogeneration"; University of Dundee, Francia; 2001.
- 28) Sanders, UHF; Fischer, H; Rothe, U., "Sulphur, Sulphur Dioxide and Sulphuric Acid", British Sulphur Corporation, London, England, 1999,

BIBLIOGRAFÍA

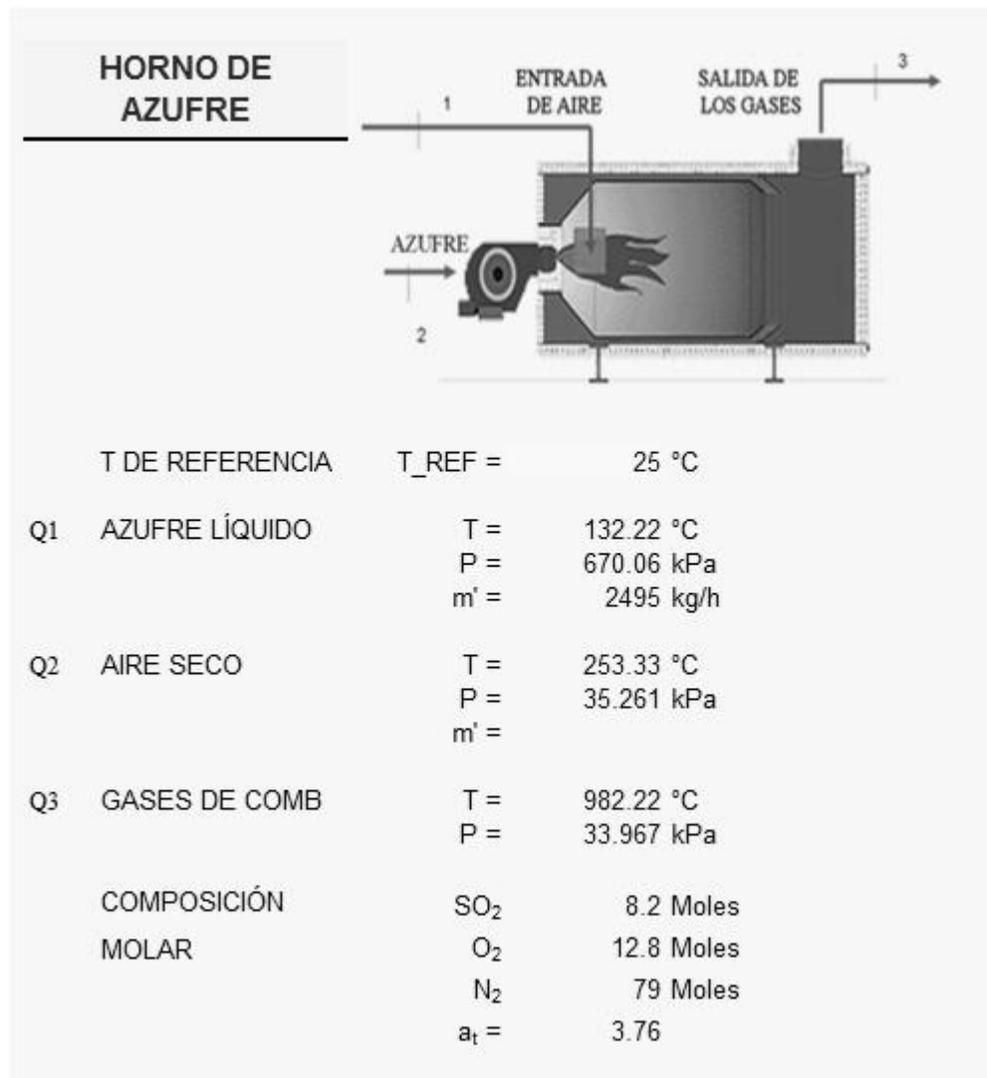
- 29) Schegliaeiv, A. V. "Turbinas de Vapor"; Editorial MIR, Moscú, Rusia; 1985
- 30) Severns, W. H.; Degler, H. E; Miles, J. C. "Energía mediante Vapor, Aire o Gas"; Ed., Reverté; México, 1992
- 31) Sin Autor; "Perspectivas del Petróleo para Calefacción Invierno 2005" Financial Service; Costa Rica 2004
- 32) Sin Autor; "Revista Internacional de Energía PDVSA" Año II, Núm. 5 Ven.
- 33) Sin Autor <http://dgcnesyp.inegi.gob.mx>
- 34) Sin Autor <http://www.geocities.com>
- 35) Sin Autor "Las Lecciones del TLCAN para los Países de América Latina y el Caribe" <http://018.worldbank.org>
- 36) Sin Autor. "Políticas y Normas de Innophos Fosfatados de México". 2000
- 37) Stodola, A.Dr. Loewenstein, Louis C, Dr.; "Steam and Gas Turbines", Ed. Peter Smith, New York 1945
- 38) Villares, Martín Mario; "Cogeneración" 2da. Ed., F. C. Editorial, España
- 39) Vivier, Lucien; "Turbinas de Vapor y de Gas" Edit. URMO, España 1975
- 40) Werner W. Duecker y West R. James. The Manufacture of Sulfuric Acid. Ed. Krieger, New York 1999, 515 pp.

ANEXO I: TABLA DE LOS DATOS EMPLEADOS EN LOS CÁLCULOS

Anexo I.A:

PARÁMETROS GENERALES		
FACTORES DE CONVERSIÓN	T0 =	273.15
	1 cal =	4.1868 J
	1 h =	3600 s
CONSTANTES UNIVERSALES	g =	9.181 m/s ²
	R =	0.082 l atm / mol /K
MASAS MOLARES	S	32.065 kg/kmol
	O ₂	32 kg/kmol
	N ₂	28.013 kg/kmol
	SO ₂	64.065 kg/kmol
	SO ₃	80.065 kg/kmol
CALORES DE FORMACIÓN	SO ₂	-70940 kcal/mol
	SO ₃	-94459 kcal/mol

Anexo I.B:



Anexo I.C:

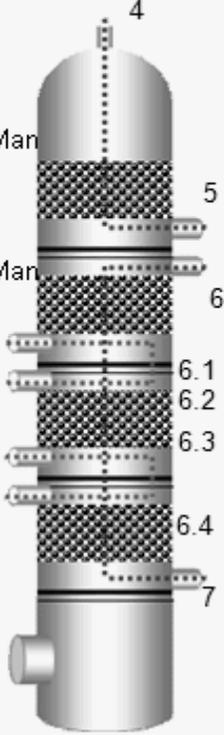


Anexo I.D:

CONVERTIDOR CATALÍTICO		FACTORES DE CONVERSIÓN	
1a	CAMA	c =	74.0% Conv
2a	CAMA	c =	18.4% Conv
3a	CAMA	c =	4.3% Conv
4a	CAMA	c =	1.3% Conv
TOTAL			98.0%



CONVERTIDOR CATALÍTICO		CORRIENTES DE GAS	
Q5	SALIDA DE LA PRIMER CAMA	T =	597 °C
Q6	ENTRADA A LA SEGUNDA CAMA	T =	438 °C
		P =	77.3 In. Ac. Man
Q6.1	SALIDA DE LA SEGUNDA CAMA	T =	500 °C
		P =	75.3 In. Ac. Man
Q6.2	SALIDA DE LA TERCERA CAMA	T =	438 °C
Q6.3	ENTRADA DE LA CUARTA CAMA	T =	460 °C
Q6.4	SALIDA DE LA CUARTA CAMA	T =	422 °C
Q7	SALIDA DE LA CUARTA CAMA	T =	430 °C



Cálculo de la densidad de la mezcla

$$Ru = 0.082$$

Cálculo de las propiedades del Vapor

$$t2 = 673.00 \text{ °K}$$

$$\text{Presión} = 3749.03 \text{ Kpa}$$

Anexo I.E:

INTERCAMBIADOR

Parámetros principales del Intercambiador de Calor

m' =	1000 Kg/hr
P =	32 kgf/cm ²
T =	370 °C
T =	595 °C
T =	420 °C
D_i =	0.67 in
vg =	6 m/s
vg =	10 m/s

Especificaciones de la Tubería

D Externo	1 pulgadas
BWG	12
Dinterno	0.782 pulgadas
K	40 Kcal/m/hr/°C

Cálculo de la MLDT

FLUIDO CALIENTE	
	597 °C
	438 °C
FLUIDO FRIO	
	248.48 °C
t_1 =	246.48 K

Cálculo de la diferencia verdadera de temperatura Δt

F_t =	0.99
---------	------

Cálculo del diámetro equivalente del ducto y área de flujo.

Área de la aleta	
$(\pi/4)(1.75^2 - 1^2) \times 2 \times 8 \times 12 =$	
$A_f =$	310 pulg ² /pie
Área del tubo	
$(\pi \times 1 \times 12) - (\pi \times 1 \times 8) \times 0.035 \times 12 =$	
$A_o =$	27.2 pulg ² /pie

Área transversal de flujo lado coraza a_s

21 tubos pueden acomodarse en un banco vertical

20 tubos en bancos alternantes para pasotriangular.

$$a_s = (4 \times 12)(4 \times 12) - 21 \times 1 \times 48 - 21(2 \times 0.035 \times 3/8 \times 8 \times 48) =$$

$$1079 \text{ plg}^2$$

ANEXO I

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor hf lado de la aleta de tubería		
Número de Colbrun		
Jf=		65
Cálculo de coeficiente de película corregido		
Ro=		0.003
Cálculo del gasto		
De=		1 Pulgada
BWG=		12
a't=		0.479 pul ²
Nt=		21 tubos
Di=		0.782 pulgadas
Determinación del número de Colburn		
J_{hi} =		800
Cálculo del coeficiente general de transferencia de calor Udi (I.B)		
L=		0.375 plg
r_b =		0.500 plg
y_b =		0.035 plg
<i>k del latón</i> =		60.000 BTU/hr*pie°F
Cálculo del coeficiente general de transferencia de calor Udi (II)		
Ω =		0.95 Eficiencia
Cálculo de la caída de presión. Lado gases		
v/n =		1.91 pies ³
sf =		192 pies ²
f=		0.00025
$\rho_{\text{Agua, 4°C}}$ =		62.5 lb/ft ³
ST=		2.25 plg
Cálculo de la caída de presión lado tubos.		
Figura 26 Kern	f=	0.0001
Longitud de tubos	L=	4 pies

Anexo I.F:

TURBINA			
ENTRADA			
T	350 °C	662 °F	
P	32 Kgf/cm ²	3200 kPa	455.136 psia
SATURACIÓN			
T	245 °C	473 °F	
P	32 Kgf/cm ²	3200 kPa	455.136 psia
SALIDA			
T	123 °C	253.4 °F	
P	2.25 Kgf/cm ²	225 kPa	32.00175 psia
Se selecciona Carcaza número:		3c	
Diámetro del paso de la rueda:		22 pulgadas	
Tamaño del árbol:		3 pulgadas	
Tamaño de la brida de entrada		3 pulgadas	
Tamaño de la brida de escape		8 pulgadas	
rpm=		3500	
Eficiencia=		42%	
Factor de corrección		0.8	
No. Rueda		22	
Pérdida=		13 hp	
Carga=		700 hp	
Pérdida		13	
Presión de entrada=		526 psia	
Presión de entrada=		511.13 psig	
Tamaño de brida seleccionada		3 pulgadas	
Presión de salida=		32 psia	
Tamaño de brida seleccionada=		8 pulgadas	
Diámetro seleccionado del eje:		3 pulgadas	

Anexo I.G:

Cp DE GASES Y CALORES DE FORMACIÓN^(*)

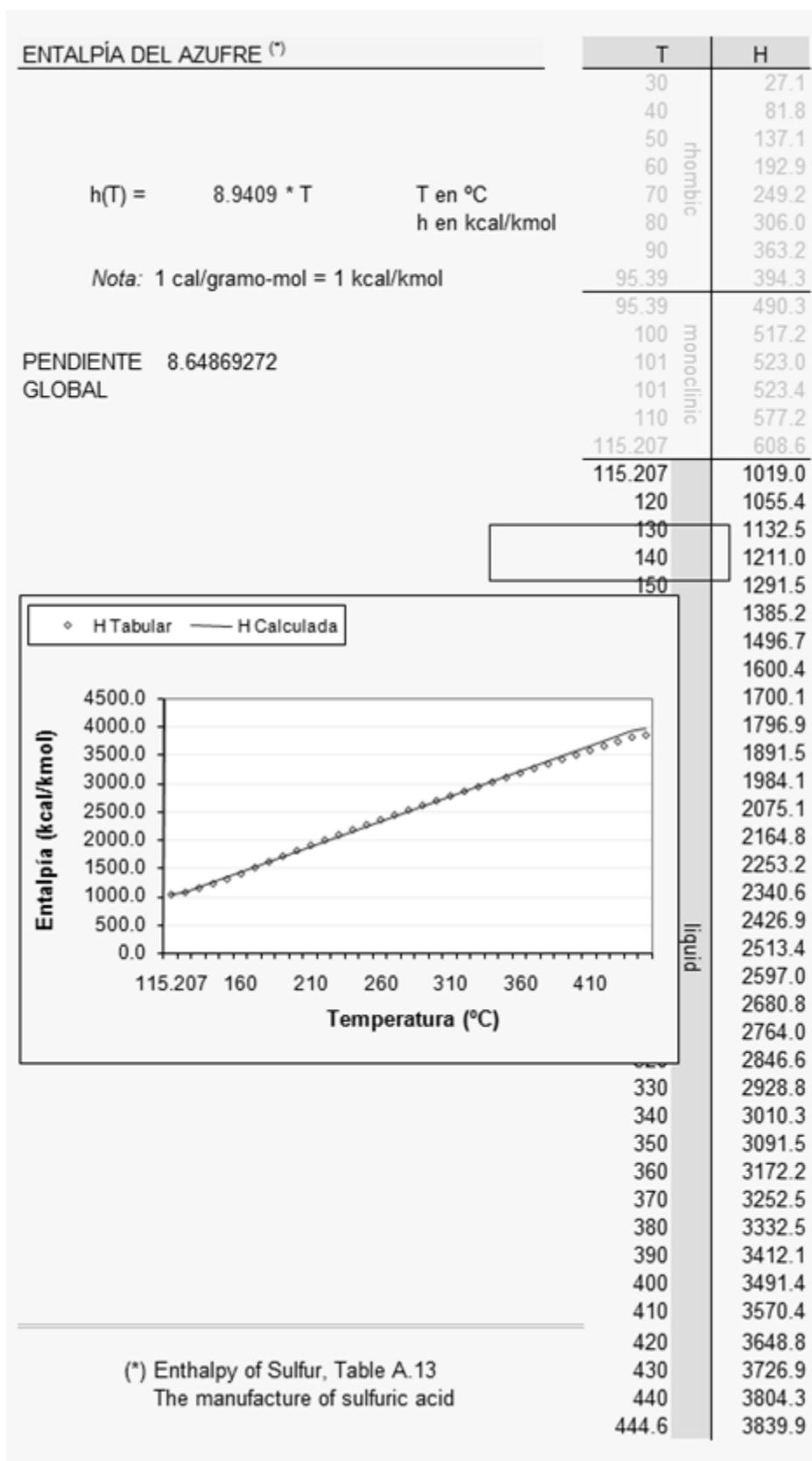
	a	b	c
SO ₃	11.592	2.19590E-02	-2.04106E-05
SO ₂	9.299	9.33000E-03	-7.41800E-06
O ₂	6.148	3.10200E-03	-9.23000E-07
N ₂	6.529	1.48800E-03	-2.27100E-07

$$C_p = a + b \cdot T + c \cdot T^2 \quad T \text{ en K}$$

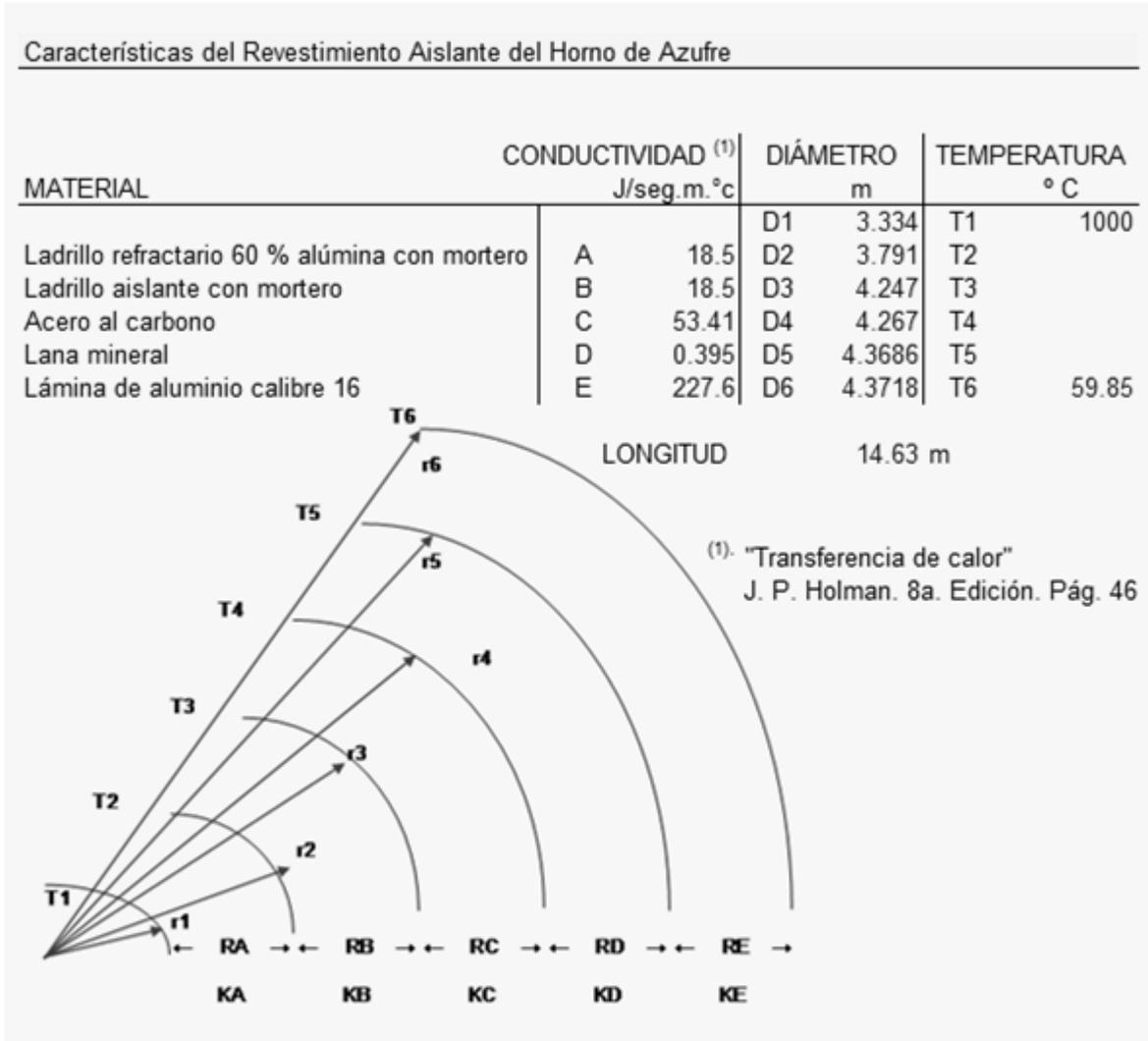
Cp en kcal/kmol/K

(*) "Problemas de balance de materia y energía"
Antonio Valiente Barderas

Anexo I.H:



Anexo I.I:



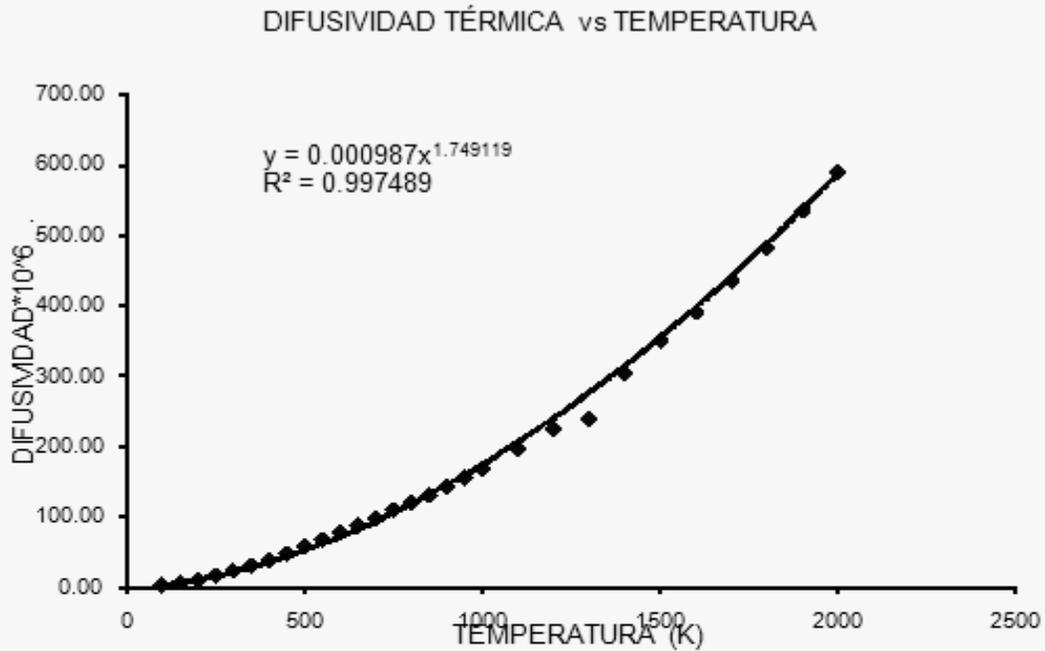
Anexo I.J:

Propiedades termofísicas del Aire (*)

T K	ρ kg/m ³	$\mu \cdot 10^7$ N.s/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /s	$k \cdot 10^3$ J/s/m/K	$\alpha \cdot 10^6$ m ² /s	Cp KJ/Kg/K	NOTACIÓN
100	3.5562	71.1	2	9.34	2.54	1.032	
150	2.3364	103.4	4.426	13.80	5.84	1.012	
200	1.7458	132.5	7.59	18.10	10.30	1.007	α Difusividad térmica
250	1.3947	159.6	11.44	22.30	15.90	1.006	
300	1.1614	184.6	15.89	26.30	22.50	1.007	
350	0.9950	208.2	20.92	30.00	29.90	1.009	ρ Densidad absoluta
400	0.8711	230.1	26.41	33.80	38.30	1.014	
450	0.7740	250.7	32.39	37.30	47.20	1.021	
500	0.6964	270.1	38.79	40.70	56.70	1.030	μ Viscosidad absoluta
550	0.6329	288.4	45.57	43.90	66.70	1.040	
600	0.5804	305.8	62.59	46.90	76.90	1.051	
650	0.5356	322.5	60.21	49.70	87.30	1.063	ν Viscosidad cinemática
700	0.4975	338.8	68.1	52.40	98.00	1.075	
750	0.4643	354.6	76.37	54.90	109.00	1.087	
800	0.4354	369.8	84.93	57.30	120.00	1.099	k Conductividad térmica
850	0.4097	384.3	93.8	59.60	131.00	1.110	
900	0.3868	398.1	102.9	62.00	143.00	1.121	
950	0.3666	411.3	112.2	64.30	155.00	1.131	Cp Capacidad calorífica
1000	0.3482	424.4	121.9	66.70	168.00	1.141	
1100	0.3166	449.0	141.8	71.50	195.00	1.159	
1200	0.2902	473.0	162.9	76.30	224.00	1.175	T Temperatura
1300	0.2679	496.0	185.1	82.00	238.00	1.189	
1400	0.2488	530.0	213	91.00	303.00	1.207	
1500	0.2322	557.0	240	100.00	350.00	1.230	
1600	0.2177	584.0	268	106.00	390.00	1.248	
1700	0.2049	611.0	298	113.00	435.00	1.267	
1800	0.1935	637.0	329	120.00	482.00	1.286	
1900	0.1833	663.0	362	128.00	534.00	1.307	
2000	0.1741	689.0	396	137.00	589.00	1.337	

(*) "Fundamentos de transferencia de calor". Edit. Pearson.
Frank P. Incropera. Tabla A.4. Apéndice A. Pág. 839.

Anexo I.K:

CÁLCULO DE $\alpha(T)$ 

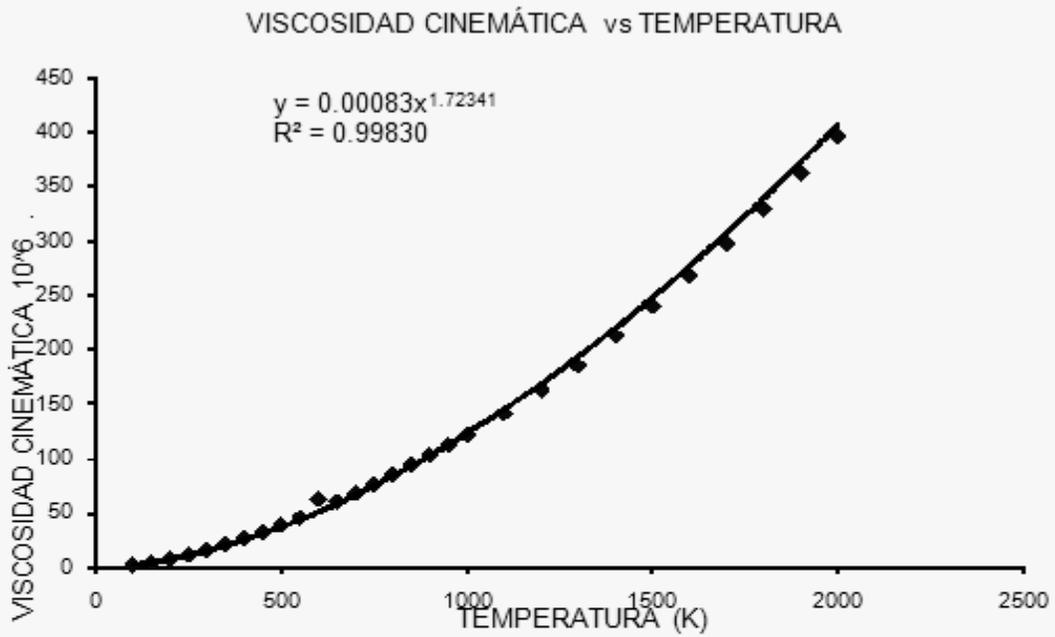
LINEARIZACIÓN: $\text{LN}(\alpha) = \text{LN}(m T^n)$: m n
 1.74911875 -6.9209413

$\text{LN}(m T^n) = \text{LN}(m) + n \text{LN}(T)$: a b
 $\alpha = b T^a$ 1.74911875 0.0009869 es decir:

DIFUSIVIDAD TÉRMICA DEL AIRE:

$$\alpha(T) = \mathbf{0.000987} T^{\mathbf{1.749119}} \quad \begin{array}{l} T \text{ en K} \\ \alpha \text{ en } 10^6 \text{ m}^2/\text{s} \end{array}$$

Anexo I.L:

CÁLCULO DE $\nu(T)$ 

LINEARIZACIÓN: $\text{LN}(\nu) = \text{LN}(m T^n)$: m n
 1.72340836 -7.0923229

$\text{LN}(m T^n) = \text{LN}(m) + n \text{LN}(T)$: a b
 $\nu = b T^a$ 1.72340836 0.00083146 es decir:

VISCOSIDAD CINEMÁTICA

$\nu(T) =$ **0.00083** $T^{\mathbf{1.72341}}$ T en K
 ν en $10^6 \text{ m}^2/\text{s}$

Anexo I.M:

	Parámetros de Lennard-Jones		Constantes críticas			
	σ Å	ϵ/k K	T_c K	P_c Atm	V_c cm ³ /mol	μ_c g/cm/sec*10 ⁶
N ₂	3.681	91.5	126.2	33.5	90.1	180
O ₂	3.433	113	154.4	49.7	74.4	250
SO ₂	4.29	252	430.7	77.8	122	411
SO ₃	3.680	378.417	491.45	83.8	126.477	

Fuente: Tabla B-1, Fenómenos de Transporte. R. Byron y otros. Editorial Reverté.

Anexo I.N:

Funciones para la predicción de propiedades de transporte de gases a baja densidad

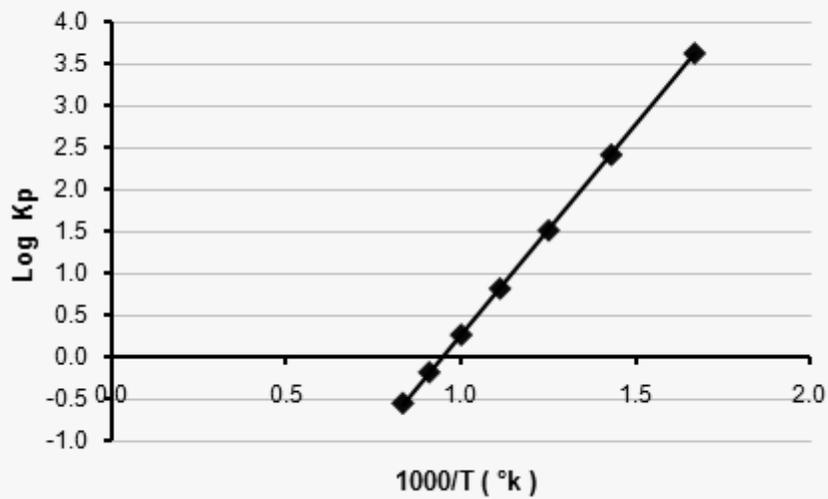
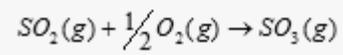
$(\kappa/\varepsilon)^* T$	ω
1.750	1.2340
1.800	1.2210
1.850	1.2090
1.900	1.1970
1.950	1.1860
2.000	1.1750
2.100	1.1560
2.200	1.1380
2.300	1.1220
2.400	1.1070
2.500	1.0930
2.600	1.0810
2.700	1.0690
2.800	1.0580
2.900	1.0480
3.000	1.0390
3.100	1.0300
3.200	1.0220
3.300	1.0140
3.400	1.0070
3.500	0.9999
3.600	0.9932
3.700	0.9870
3.800	0.9811
3.900	0.9755
4.000	0.9700
4.100	0.9649
4.200	0.9600
4.300	0.9553
4.400	0.9507
4.500	0.9464
4.600	0.9422
4.700	0.9382
4.800	0.9343
4.900	0.9305
5.000	0.9269
6.000	0.8963
7.000	0.8277
8.000	0.8358
9.000	0.8379
10.000	0.8242

(*) Tabla B-2, Fenómenos de Transporte. R. Byron y otros. Editorial Reverté.

Anexo I.O:

T K	1000/T 1/K	Log(Kp)
600	1.6667	3.621
700	1.4286	2.41
800	1.2500	1.505
900	1.1111	0.811
1000	1.0000	0.258
1100	0.9091	-0.191
1200	0.8333	-0.559

Efecto de la temperatura con la constante de equilibrio para la reacción



Anexo I.P: Propiedades Termodinámicas

Bióxido de azufre			
T K	ΔH_f^0 kcal/mol	ΔF_f^0 kcal/mol	C_p kcal/mol/C
600	-85.58	-76.08	11.71
700	-86.59	-74.32	12.17
800	-86.59	-72.57	12.53
900	-86.57	-70.81	12.82
1000	-86.55	-69.06	13.03
1100	-86.51	-67.33	13.2
1200	-86.48	-65.58	13.35

Trióxido de azufre			
T K	ΔH_f^0 kcal/mol	ΔF_f^0 kcal/mol	C_p kcal/mol/C
600	-110	-86.02	16.9
700	-109.86	-82.04	17.86
800	-109.67	-78.08	18.61
900	-109.44	-74.15	19.23
1000	-109.16	-70.24	19.76
1100	-108.86	-66.37	20.21
1200	-108.54	-62.51	20.61

$$SO_2(g) + \frac{1}{2}O_2(g) \rightarrow SO_3(g)$$

T K	ΔH_f^0 kcal/mol	ΔF_f^0 kcal/mol	$\log K_p$	K_p atm ^{-1/2}
600	-23.42	-9.94	3.621	4180.00
700	-23.27	-7.72	2.41	237.00
800	23.08	-5.51	1.505	32.00
900	-22.87	-3.34	0.811	6.47
1000	-22.61	-1.18	0.258	1.81
1100	-22.35	0.96	-0.191	0.65
1200	-22.06	3.07	-0.559	0.28