

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**“EVALUACIÓN DE LA FACTIBILIDAD DE
APROVECHAMIENTO DEL VAPOR DE BAJA PRESIÓN
LIBERADO AL AMBIENTE EN UNA PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE UREA”**

Presentado por:
ZORIMAR ELINA BARRIOS REVILLA

**Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente
como requisito parcial para optar al título de:**

INGENIERO QUÍMICO

Barcelona, diciembre de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**“EVALUACIÓN DE LA FACTIBILIDAD DE
APROVECHAMIENTO DEL VAPOR DE BAJA PRESIÓN
LIBERADO AL AMBIENTE EN UNA PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE UREA”**

ASESORES

Ing. Arturo Rodulfo (M. Sc.)
Asesor académico

Ing. Natalia D'Ambrosio
Asesor industrial

Barcelona, diciembre de 2009

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA



**“EVALUACIÓN DE LA FACTIBILIDAD DE
APROVECHAMIENTO DEL VAPOR DE BAJA PRESIÓN
LIBERADO AL AMBIENTE EN UNA PLANTA DE
PRODUCCIÓN DE UREA”**

JURADOS

Ing. Arturo Rodolfo (M. Sc.)

Asesor académico

Ing. Luis Moreno

Jurado principal

Ing. Yuvi Moreno (M. Sc.)

Jurado principal

Barcelona, diciembre de 2009

RESOLUCIÓN

De acuerdo al artículo 44 del reglamento de trabajos de grado:

“LOS TRABAJOS DE GRADO SON EXCLUSIVA PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE Y SÓLO PODRÁN SER UTILIZADOS A OTROS FINES CON EL CONSENTIMIENTO DEL CONSEJO DE NÚCLEO RESPECTIVO, EL CUAL PARTICIPARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO”.

DEDICATORIA

A mis padres Zoraida y Omar, y a mis hermanas Elisa, Eliana y Elimar por ser mi apoyo y el centro de mi vida. Este logro es de ustedes.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradezco a Dios todopoderoso y a la virgencita Del Valle, por guiar mis pasos y ofrecerme la ayuda espiritual en los momentos más necesitados e iluminarme siempre en las decisiones importantes tomadas durante el desempeño de mi carrera.

A mis padres Zoraida y Omar, por ser pilares fundamentales en mi formación como persona, gracias a su apoyo incondicional, enseñanzas y comprensión he concluido con éxitos esta meta. Igualmente a mis hermanas Elisa, Eliana y Elimar con quienes he compartido toda mi vida y de quienes he aprendido lo importante que es la familia. Y a mi novio Luis Manuel por su apoyo incondicional, su amor y cariño que siempre me has brindado, gracias gordo. Ustedes, sin duda alguna, forman parte importante de este logro.

A mi abuela Elina, mis tíos Yuraima, Yraida y Alexis por estar pendiente de mí en todo momento. Al resto de mis familiares, tíos, primos, con quienes he vivido momentos extraordinarios, muchas gracias. Realmente me hacen sentir orgullosa de la gran familia a la cual pertenezco.

A la empresa Fertilizantes Nitrogenados de Venezuela C.E.C, por permitirme realizar las pasantías de grado y ofrecerme esta primera experiencia profesional.

A mi asesora industrial Ing. Natalia D' Ambrosio, por ocupar parte de su valioso tiempo en orientarme para llevar a cabo este proyecto. Muchas gracias por todos los conocimientos y consejos brindados durante este periodo.

A mi asesor académico Ing. Arturo Rodulfo, por brindarme la asesoría académica de mi tesis y por su ayuda incondicional durante la ejecución de este trabajo. Igualmente, a los ingenieros de procesos Jesús Mora, Rafael Martínez, Víctor Rengel, José Azocar y Antonio Bottini quienes siempre estuvieron guiándome en el desarrollo de mi proyecto. Gracias por su inigualable compañerismo y excelente ambiente laboral brindado durante mi estadía.

A mis grandes y queridos compañeros José Ángel Danglad y Guillermo Linero, con quienes he compartido momentos importantes de mi vida en la

Universidad, como la gran aventura del traslado, largas horas de ejercicios y problemas de ingeniería, a mi amigo Freddy Macadan gracias por su ayuda y sobretodo por su amistad incondicional. Realmente espero seguir contando con ustedes por mucho tiempo.

A mi compañera de pasantía Dariana por toda su colaboración y buen humor. Igualmente a todas las muchachas Eileen, Mercedes, María Gabriela, Tatiana, Patricia, Mariangel, Sairen, Eucarina, Natalia, Rosi, Kardelis, Christian, Nelkarlis, quienes compartieron la mayoría de los momentos gratos vividos en la UDO todos se han convertido en personas muy especiales para mí.

A la Universidad de Oriente, la casa más alta del Oriente del país, por permitirme durante este tiempo ser miembro de su comunidad y desarrollar con éxito la carrera de Ingeniería Química, con profesores de excelente preparación.

A todas aquellas personas que de una u otra forma pusieron su granito de arena para que yo pudiera alcanzar este éxito. A todos ustedes, mil GRACIAS.

RESUMEN

Para la evaluación de la reutilización del vapor de baja presión (LS) que se ventea en la planta FertiNitro, se identificaron los equipos consumidores y productores de este vapor, luego se realizaron los balances de masa y energía mediante una hoja de cálculo en Microsoft Excel, a las condiciones de diseño y operación. Comparando los resultados del balance de materia se obtuvo una desviación de 757,59 % y para el balance de energía del 757,59 %, esto se debe al aumento de la temperatura de la solución de carbamato en el equipo generador del vapor LS (E-105). Además, no todos los equipos consumidores del vapor LS por diseño se encuentran en servicio, como es el caso del intercambiador de calor para atemperar el aire ambiente (E-152) y el precalentador de aire de fluidización (E-154); como consecuencia parte del vapor LS generado se ventea. Por tales razones, las primeras acciones fueron encaminadas a cuantificar el vapor LS que se ventea en ambas unidades de urea, posteriormente se evaluó el diseño del equipo para condensar dicho vapor, empleando el simulador de proceso Aspen Plus. Las alternativas planteadas fueron: a) un intercambiador de calor de tubos y carcasa y b) un enfriador por aire. En el caso de la opción a) se requiere el uso de agua de enfriamiento, y para ello se monitorearon las condiciones a la salida del fluido frío de cuatro intercambiadores (E-108, E-110, E-122, E-123); ya que no se puede tomar una corriente directa del cabezal, alcanzando el mejor resultado el intercambiador E-108. Como punto final se constató que el escenario más factible tanto técnica como económicamente resultó ser la alternativa a) y enviarlo al recolector de condensados de urea V-110, con un costo total del equipo de 126.704,841 \$US.

ÍNDICE DE CONTENIDO

	Página
RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
RESUMEN.....	viii
CONTENIDO	ix
ÍNDICE DE TABLAS	xviii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xx
CAPÍTULO I	1
INTRODUCCIÓN	1
1.1 RESEÑA HISTÓRICA Y GENERALIDADES DE LA EMPRESA.....	1
1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.3 OBJETIVOS	4
1.3.1 Objetivo General.....	4
1.3.2 Objetivos específicos	5
CAPÍTULO II	6
MARCO TEÓRICO	6
2.1 ANTECEDENTES.....	6
2.2 DEFINICIONES	7
2.2.1 Urea	7
2.2.2 Amoníaco	7
2.2.3 Carbamato de amonio	8
2.2.4 Carbonato de amonio	8
2.2.5 Agua amoniaca.....	9
2.3 TECNOLOGÍAS PARA LA PRODUCCIÓN DE UREA	10
Agua	6
Amoníaco	6
Hidróxido de amonio	6

Ión hidroxilo.....	6
Ión amonio	6
Hidróxido de amonio	6
2.3.1 Tecnología Snamprogetti	10
2.4 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE UREA FUNDIDA	12
Carbamato de amonio	6
Amoníaco	6
Dióxido de carbono	6
Agua	6
Urea.....	6
Carbamato de amonio	6
Amoníaco	6
Dióxido de.....	6
carbono.....	6
Carbamato de amonio	6
2.4.1 Síntesis de urea y recuperación de NH ₃ y CO ₂ de alta presión.....	15
2.4.2 Purificación de la urea y recuperación de NH ₃ y CO ₂ de media presión	17
2.4.3 Purificación de la urea y recuperación de NH ₃ y CO ₂ de baja presión	19
2.4.4 Sección de concentración de urea	21
2.4.5 Tratamiento del condensado del proceso	22
2.5 OPERACIONES INVOLUCRADAS EN EL PROCESO DE PRODUCCIÓN DE UREA	24
2.5.1 Absorción	24
2.5.2 Despojamiento o “stripping”	25
2.5.3 Transferencia de calor	26
2.5.3.1 Conducción	26
2.5.3.2 Convección.....	27
2.5.3.3 Radiación	27
2.5.4 Condensación	28
2.5.5 Evaporación	29
2.6 EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	30

2.6.1	Intercambiador de calor de doble tubo.....	31
2.6.2	Intercambiadores de haz de tubos y coraza.....	31
2.6.2.1	Intercambiadores de tubos en U.....	32
2.6.2.2	Intercambiadores de cabezal fijo.....	33
2.6.2.3	Intercambiadores de cabezal flotante.....	34
2.6.3	Condensadores.....	34
2.6.4	Tambores de protección.....	35
2.6.4.1	Tipos y características.....	35
2.6.4.2	Selección de tambores.....	36
2.6.4.3	Dimensionamiento de tambores.....	36
2.6.4.4	Esquema de control.....	37
2.7	CÁLCULO ESTIMADO DE LA SUPERFICIE DE INTERCAMBIO DE CALOR.....	39
2.8	ENFRIADORES POR AIRE.....	39
2.8.1	Definiciones básicas.....	40
2.8.2	Componentes de los enfriadores por aire.....	42
2.8.2.1	Haz tubular.....	42
2.8.2.2	Tubos aleteados.....	43
2.8.2.3	Aletas envueltas (pie en tensión).....	44
2.8.2.4	Aletas embutidas.....	44
2.8.2.5	Aletas extruidas (incrustadas).....	45
2.8.2.6	Aletas traslapadas (pie en doble tensión).....	46
2.8.2.7	Aletas unidas (forzadas).....	47
2.8.3	Cabezales.....	47
2.8.4	Ventiladores.....	48
2.8.5	Tipos de enfriadores por aire.....	49
2.8.5.1	Tiro inducido.....	49
2.8.5.2	Tiro forzado.....	51
2.8.6	Condensación con enfriadores por aire.....	52
2.8.6.1	Flujo tipo burbuja.....	54
2.8.6.2	Flujo intermitente tipo pistón.....	54

2.8.6.3 Flujo estratificado suave	54
2.8.6.4 Flujo estratificado ondulante.....	54
2.8.6.5 Flujo intermitente tipo tapón.....	55
2.8.6.6 Flujo anular	55
2.8.6.7 Flujo tipo disperso.....	55
2.8.7 Controles	56
2.8.7.1 Control del flujo de aire	56
2.8.7.2 Control de ruido	57
2.8.8 Criterios de diseño de enfriadores por aire	57
2.8.8.1 Norma API	58
2.8.8.2 GPSA	58
2.8.9 Consideraciones del diseño de enfriadores por aire.....	58
2.8.9.1 Temperatura del aire	58
2.8.9.2 Recirculación de aire.....	59
2.8.9.3 Ubicación e instalación	59
2.8.9.4 Resistencia a la adherencia.....	60
2.8.9.5 Caída de presión permisible.....	61
2.8.9.6 Tubos.....	62
2.8.9.7 Aletas	62
2.8.9.8 Distancias entre centro y centro de tubos.....	63
2.8.9.9 Número de filas	63
2.8.9.10 Longitud de tubos.....	64
2.8.9.11 Número de ventiladores	64
2.8.9.12 Tipo de tiro	64
2.8.9.13 Temperatura y presión de diseño del haz tubular.....	65
2.8.9.14 Cabezales.....	65
2.8.9.15 Boquillas	66
2.8.9.16 Seguridad	67
2.8.9.17 Corrosión atmosférica	67
2.8.9.18 Alta viscosidad	67
2.9 SISTEMA DE CONTROL DISTRIBUIDO (DCS)	68

2.10 VÁLVULAS DE CONTROL	69
2.11 SUSTANCIA PURA.....	71
2.12 VAPOR DE AGUA Y SU GENERACIÓN	72
2.12.1 Sistema de vapor	74
2.12.2 Vapor de agua como servicio industrial en FertiNitro	75
2.12.2.1 Vapor de muy alta presión (KS).....	75
2.12.2.2 Vapor de alta presión (HS).....	75
2.12.2.3 Vapor de baja presión (LS)	76
2.12.2.4 Vapor sobrecalentado de media presión (MS).....	77
2.12.2.5 Vapor saturado de media presión (MS sat).....	77
2.13 BALANCES DE MATERIA	78
2.13.1 Ecuación general de balance de materia	78
2.14 ENERGÍA	79
2.14.1 Mecanismos de transferencia de energía.....	80
2.14.1.1 Transferencia de calor “Q”.....	80
2.14.1.2 Transferencia de trabajo “W”	80
2.14.1.3 Flujo másico “m”	81
2.14.2 Balance de energía en sistemas abiertos	81
2.15 SIMULADORES DE PROCESOS.....	82
2.16 EVALUACIÓN ECONÓMICA DE PROYECTOS.....	83
2.16.1 Para intercambiadores de calor de tubos y carcasa	83
2.16.2 Para enfriadores por aire	84
2.16.3 Matriz de selección	84
2.16.4 Índices de costos de plantas químicas.....	85
CAPÍTULO III	81
DESARROLLO DEL PROYECTO	81
3.1 UBICACIÓN DE LOS EQUIPOS PRODUCTORES Y CONSUMIDORES DEL VAPOR LS	81
3.2 CÁLCULO DE LA CANTIDAD DE VAPOR DE BAJA PRESIÓN VENTEADEO DE ACUERDO A LOS PARÁMETROS DE DISEÑO Y A LAS CONDICIONES DE OPRACIÓN	83
3.2.1 Adquisición de los datos de diseño de las secciones en estudio	83

3.2.2	Adquisición de los datos de operación actual de la planta.....	84
3.2.3	Balance de materia y energía del vapor LS para las condiciones de diseño, empleando una hoja de cálculo en Microsof Excel	86
3.2.4	Balance de materia y energía del vapor LS para las condiciones de operación, empleando una hoja de cálculo en Microsof Excel.....	90
3.2.5	Estimación de flujos desconocidos en el sistema de vapor de baja presión.....	93
3.3	ALTERNATIVAS PARA EL DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR QUE CONDENSARÁ EL VAPOR DE BAJA PRESIÓN LS	96
3.3.1	Propuesta A: condensación con agua de enfriamiento.....	96
3.3.1.1	Elaboración de los esquemas de simulación para el diseño	98
3.3.2	Propuesta B: condensación con enfriador por aire.....	99
3.3.2.1	Elaboración de los esquemas de simulación para el diseño	100
3.3.3	Alternativas para la recolección del condensado del vapor de baja presión LS	101
3.3.3.1	Envío del condensado del vapor de baja presión al V-110.....	101
3.3.3.2	Envío del condensado del vapor de baja presión al V-325	104
3.4	ESTUDIO DE LA FACTIBILIDAD ECONÓMICA PARA LA REUTILIZACIÓN DEL VAPOR LS	106
3.4.1	Costo del equipo.....	106
CAPÍTULO IV		114
DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		114
4.1	IDENTIFICACIÓN DE LOS EQUIPOS GENERADORES Y CONSUMIDORES DE LA RED DEL VAPOR LS.....	114
4.2	CÁLCULO DE LA CANTIDAD DE VAPOR LS VENTEAADO MEDIANTE BALANCES DE MATERIA Y ENERGÍA EN LA RED DEL VAPOR LS	115
4.2.1	Desviaciones encontradas en la red del vapor LS al comparar las condiciones de diseño con las de operación.....	116
4.3	OPCIONES PARA LA REUTILIZACIÓN DEL VAPOR DE BAJA PRESIÓN	122
4.3.1	Diseño de los equipos principales para la condensación del vapor LS	122
4.3.1.1	Intercambiador de calor de tubo y carcasa.....	123

4.3.1.2 Enfriador por aire	124
4.4 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA MÁS ADECUADA DE ACUERDO A SU FACTIBILIDAD TÉCNICA Y ECONÓMICA.....	126
4.4.1 Factibilidad técnica	126
4.4.2 Factibilidad económica	127
4.5 UBICACIÓN DEL ÁREA A INSTALAR EL EQUIPO	129
4.6 CONCLUSIONES.....	130
4.7 RECOMENDACIONES	131
BIBLIOGRAFÍA.....	133
ANEXOS	1377
ANEXOS A	138
DATA RECOLECTADA EN LOS PUNTOS MONITOREADOS.....	138
ANEXO B.....	145
HOJA DE CÁLCULO EN MICROSOFT EXCEL DEL BALANCE DE MASA Y ENERGÍA A LAS CONDICIONES DE DISEÑO	145
ANEXO C	147
HOJA DE CÁLCULO EN MICROSOFT EXCEL DEL BALANCE DE MASA Y ENERGÍA A LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN.....	147
ANEXO D	149
HOJA DE CÁLCULO EN MICROSOFT EXCEL PARA DETERMINAR EL FLUJO VOLUMÉTRICO MEDIANTE EL C_v DE LAS VÁLVULAS	149
ANEXO E.....	162
INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	162
ANEXOS F.....	164
DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CARCASA.....	164
ANEXOS G	136
DISEÑO DEL ENFRIADOR POR AIRE	136
ANEXOS H.....	142
COTIZACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CARCASA.....	142
ANEXO I.....	177

DATA SHEET ACUMULADOR 11/21-V-110.....	177
ANEXO J	182
DATA SHEET ACUMULADOR 25-V-325	182
ANEXO K	152
VISTA AÉREA DE LA PLANTA	152
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:.....	187

ÍNDICE DE TABLAS

		Página
Tabla 2.1	Caídas de presión típicas	42
Tabla 2.2	Factor de costo para materiales de construcción de intercambiadores de calor de tubos y carcasa	59
Tabla 3.1	Equipo productor del vapor LS	62
Tabla 3.2	Equipos consumidores del vapor LS	62
Tabla 3.3	Equipos y válvulas monitoreados en la planta para realizar el estudio	64
Tabla 3.4	Flujo del vapor LS generado de acuerdo a los datos de diseño	65
Tabla 3.5	Flujo del vapor LS consumido de acuerdo a los datos de diseño	66
Tabla 3.6	Condiciones del vapor LS según los datos del diseño	67
Tabla 3.7	Equipos consumidores del vapor LS según las condiciones de operación	68
Tabla 3.8	Equipo productor del vapor LS según las condiciones de operación	68
Tabla 3.9	Condiciones del vapor LS según los datos de operación	69
Tabla 3.10	Datos ingresados para el cálculo de flujos, através de las características de las válvulas	72
Tabla 3.11	Parámetros de las válvulas de control	72
Tabla 3.12	Flujos y temperaturas de las posibles fuentes de agua de enfriamiento para la condensación del vapor LS	73
Tabla 3.13	Datos de las corrientes de proceso que ingresan y egresan del intercambiador de calor	75
Tabla 3.14	Datos de las corrientes de proceso que ingresan y egresan del enfriador por Aire	76
Tabla 3.15	Balance del acumulador V-110 en operación	78
Tabla 3.16	Datos para el cálculo del tiempo de llenado del acumulador 110	V- 78
Tabla 3.17	Balance del acumulador V-325 en operación	79
Tabla 3.18	Datos para el cálculo del tiempo de llenado del acumulador 325	V- 80

Tabla 3.19	Cotización de intercambiadores de calor	80
Tabla 3.20	Áreas de transferencia de calor de los equipos en estudio	81
Tabla 3.21	Costo de los equipos en estudio	82
Tabla 3.22	Índice de costos para Estados Unidos	83
Tabla 3.23	Costo de los equipos en el año 2009	84
Tabla 3.24	Factores de localización relativos a Estados Unidos	85
Tabla 3.25	Costo de los equipos en Sur América en el año 2009	85
Tabla 3.26	Factores de instalación	86
Tabla 3.27	Costo total de los equipos instalados en el año 2009 en Sur América	86
Tabla 3.28	Matriz empleada en la selección del equipo a utilizar	86
Tabla 4.1	Flujo venteado del vapor LS	88
Tabla 4.2	Equipo productor del vapor LS según las condiciones de diseño y operación	88
Tabla 4.3	Equipos consumidores del vapor LS según las condiciones de diseño y operación	88
Tabla 4.4	Porcentaje de desviación del funcionamiento del equipo productor del vapor LS	90
Tabla 4.5	Porcentaje de desviación de los funcionamientos de los equipos consumidores del vapor LS	90
Tabla 4.6	Variables principales de las corrientes de proceso que ingresan y egresan del intercambiador de calor obtenidas en la simulación	94
Tabla 4.7	Dimensiones relevantes del enfriador por aire obtenidas en la simulación	
Tabla 4.8	Variables principales de las corrientes de proceso que ingresan y egresan del enfriador por aire obtenidas en la simulación	96
Tabla 4.9	Resultados de la relación L/D y tiempo de llenado de los acumuladores	97
Tabla 4.10	Estimación final del costo total de los equipos	97
Tabla A.1	Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección de baja presión	106
Tabla A.2	Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección de baja presión y de granulación	107
Tabla A.3	Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección	108

de granulación

Tabla A.4	Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección de síntesis	109
Tabla A.5	Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección de recuperación de hidrogeno	110
Tabla A.6	Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección de baja presión	111

ÍNDICE DE FIGURAS

		Página
Figura 1.1	Ubicación de la empresa Fertilizantes Nitrogenados de Venezuela C.E.C dentro del condominio de Pequiven	1
Figura 2.1	Diagrama de flujo del proceso de producción de urea	10
Figura 2.2	Esquema de la sección de alta presión	12
Figura 2.3	Sección de media presión en la unidad de producción de urea	13
Figura 2.4	Sección de baja presión en la unidad de producción de urea	14
Figura 2.5	Esquema de la sección de concentración de urea	15
Figura 2.6	Esquema de la sección de tratamiento de condensado de proceso	16
Figura 2.7	Elementos de los intercambiadores de tubo y carcaza	22
Figura 2.8	“Surge Drum” en retroalimentación simple	25
Figura 2.9	“Surge Drum” en alimentación adelantada	26
Figura 2.10	Partes y componentes de un enfriador por aire	27
Figura 2.11	Vista de un enfriador por aire de una bahía y de dos bahías	28
Figura 2.12	Arreglos de banco de tubos	29
Figura 2.13	Aletas pie en tensión	30
Figura 2.14	Aletas embutidas	31
Figura 2.15	Aletas incrustadas	31
Figura 2.16	Aletas pie doble en tensión	32
Figura 2.17	Aletas forzadas	32
Figura 2.18	Cabezales más comunes	33
Figura 2.19	Intercambiador en flujo cruzado con corriente de aire inducida	35
Figura 2.20	Intercambiador en flujo cruzado con corriente de aire forzada	36
Figura 2.21	Curva típica de condensación Temp (T)-Calor (Q)	37
Figura 2.22	Curvas características de caudal de una válvula de control	49
Figura 2.23	Diagrama de fase del agua	51
Figura 3.1	Sistema de distribución del vapor de la planta de urea	61
Figura 3.2	Diagrama de proceso del sistema de vapor LS según las condiciones de diseño	65
Figura 3.3	Sistema de distribución del vapor de baja presión con las	70

	válvulas en estudio	
Figura 3.4	Curva de la característica de flujo de tipo lineal de una válvula de control	71
Figura 3.5	Representación del acumulador de condensados de vapor V-110	77
Figura 3.6	Representación del acumulador de condensados de vapor V-325	79
Figura 4.1	Producción de vapor LS en el equipo E-105 a las condiciones de diseño y operación	89
Figura 4.2	Consumo de vapor LS en el equipo TK-101 a las condiciones de diseño y operación	91
Figura 4.3	Consumo de vapor LS en el equipo E-103 a las condiciones de diseño y operación	92
Figura 4.4	Consumo de vapor LS en el equipo L-153 a las condiciones de diseño y operación	92
Figura 4.5	Consumo de vapor LS en el equipo E-150 A/B/C a las condiciones de diseño y operación	93
Figura 4.6	Esquema de la ubicación del intercambiador de calor de tubo y carcasa en la planta	99
Figura B	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel del balance de masa y energía del vapor LS, a las condiciones de diseño	112
Figura C	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel del balance de masa y energía del vapor LS, a las condiciones de operación	114
Figura D.1	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 11/21-PV-1043	117
Figura D.2	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 11/21-LV-1009B	118
Figura D.3	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 11/21-LV-1013A	119
Figura D.4	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 11/21-LV-1013B	120
Figura D.5	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 11/21-LV-1018	121
Figura D.6	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 11/21-LV-1035A	122
Figura D.7	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo de la apertura de la válvula 11/21-LV-1035B	123
Figura D.8	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 25-LV-5741	124

Figura D.9	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 18/28-TV-1805	125
Figura D.10	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 18/28-TV-1814	126
Figura D.11	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 18/28-TV-1815	127
Figura D.12	Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 18/28-TV-1821	128
Figura E	Designación tipo TEMA para intercambiadores de calor de carcasa y tubos	129
Figura F.1	Características del intercambiador de calor de tubos y carcasa	132
Figura F.2	Dimensiones de la carcasa del intercambiador de calor	133
Figura F.3	Dimensiones de los tubos del intercambiador de calor	134
Figura F.4	Corridas realizadas para el diseño del intercambiador de calor de tubo y carcasa	135
Figura G.1	Características del enfriador por aire	137
Figura G.2	Dimensiones del enfriador por aire	138
Figura G.3	Dimensiones del haz de tubos del enfriador por aire	139
Figura G.4	Zonas del proceso de condensación	140
Figura G.5	Corridas realizadas para el diseño del enfriador por aire	141
Figura H.1	Cotización del intercambiador de calor de tubos y carcasa	143
Figura I	Datos de diseño del acumulador 11/21-V-110	144
Figura J	Datos de diseño del acumulador 25-V-325	149
Figura K	Vista aérea de la planta FertiNitro	152

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Reseña histórica y generalidades de la empresa

Fertilizantes Nitrogenados de Venezuela, FertiNitro C.E.C, es una empresa petroquímica, dedicada a la producción de amoníaco y urea granulada. Está ubicada en el Complejo Industrial Petroquímico y Petrolero General de División José Antonio Anzoátegui, en la localidad de Jose, al norte del estado Anzoátegui. En la figura 1.1 se muestra su ubicación dentro del condominio de Pequiven.

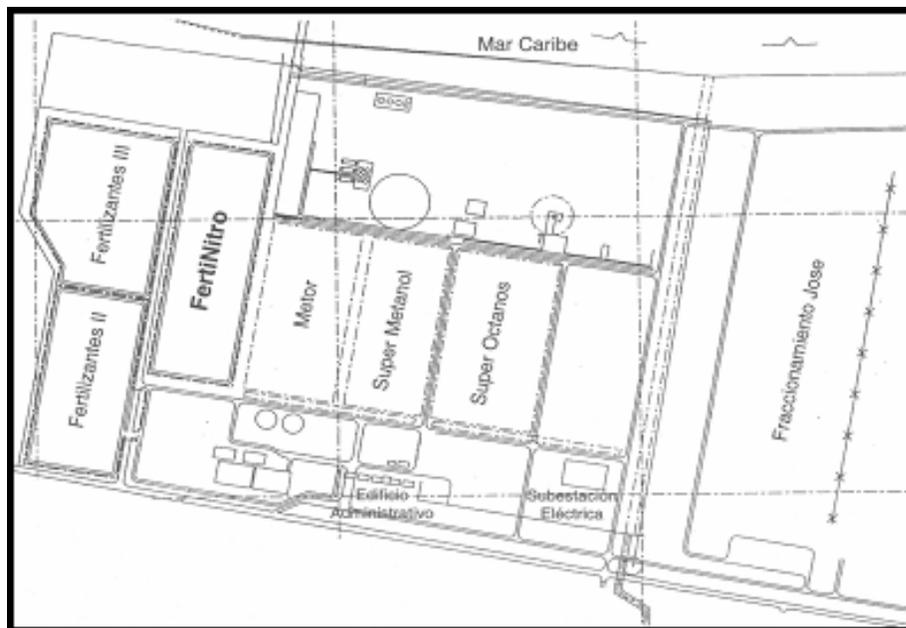


Figura 1.1. Ubicación de la empresa Fertilizantes Nitrogenados de Venezuela C.E.C dentro del condominio de Pequiven.

Su construcción se inició en 1997, creándose con el propósito de cumplir compromisos comerciales a nivel mundial y establecer en el mercado una producción de amoníaco y urea de alta calidad. La instalación de esta empresa ha sido posible con una inversión de mil cien millones de dólares, de los cuales el 30% fue aportado por los socios del proyecto, el 70% restante fue financiado por un pool de tres bancos, Citibank y Nations Bank de Estados Unidos y Medio Crédito Centrale de Italia.

Esta empresa cuenta con dos plantas de amoníaco anhidro, cuya capacidad de producción es 1.800 toneladas por día cada una, y dos plantas de urea granulada, de tecnología Snamprogetti, cada una con capacidad de producción de 2.200 toneladas métricas por día (TMPD). Las dos unidades de urea trenes (11 y 21) son idénticas y se dividen en cinco secciones: el circuito de alta presión, el circuito de media presión, el circuito de baja presión, la sección de vacío y por último hidrólisis. Adicionalmente posee las áreas de servicios para generación de vapor, agua desmineralizada, tratamiento de agua de enfriamiento, aire de servicio, nitrógeno de servicio, efluentes y almacenamiento, entre otros.

FertiNitro es una compañía de carácter mixto, con participación de empresas del estado venezolano, como Petroquímica de Venezuela (Pequiven), y empresas privadas extranjeras y venezolanas, como Koch Industries, Snamprogetti y Empresas Polar.

Pequiven se dedica al procesamiento de variados productos petroquímicos para el mercado nacional e internacional. Koch Industries es una compañía privada norteamericana ubicada entre las mayores corporaciones de los Estados Unidos tomando como base las ganancias. Esta compañía emplea a más de 13.000 personas alrededor del mundo y posee participaciones en diversas áreas tales como la industria del petróleo y gas, agricultura, productos químicos, metales y minerales, bienes raíces e inversiones financieras. Snamprogetti es una empresa italiana, perteneciente al grupo ENI, líder en los servicios de ingeniería, procura y

construcción en los sectores de química, petroquímica, petróleo y gas. Empresas Polar es un gran conglomerado privado, líder en los mercados venezolanos de cerveza, refrescos, harina de maíz, aceite comestible y otros alimentos. Polar posee participaciones en empresas nacionales e internacionales en áreas como manufactura, finanzas, petróleo y petroquímica.

La participación accionaria, expresada en porcentaje, es como se muestra a continuación:

Pequiven	35 %
Koch Industries	35 %
Snamprogetti	20 %
Empresas Polar	10 %

Además, Snamprogetti participa también como proveedor de tecnología y contratista principal constructor del complejo.

1.2 Planteamiento del problema

La visión y misión de FertiNitro exigen, no sólo mantener un producto de altísima calidad en los mercados de urea y amoníaco del mundo, sino también contar con un proceso productivo confiable en función de la eficiencia, tecnología, continuidad y seguridad de cada uno de sus sistemas, preservando siempre la interacción entre la industria y el medio ambiente.

Esta filosofía de operación ha repercutido en todos los espacios de la empresa generando diversos proyectos orientados a mejorar continuamente el proceso productivo de la planta, razón por la cual la gerencia técnica decidió realizar una evaluación para la posible reutilización de una corriente del vapor de baja presión (LS) liberada al ambiente en la planta de urea, y con ello mejorar la eficiencia del proceso y proteger el medio ambiente. La única fuente de emisión del vapor de baja

presión se encuentra en la sección de baja presión, a través de la válvula de control PV-1043, la cual regula la presión en el conjunto formado por el sistema de distribución de vapor.

Para cumplir con el objetivo planteado se realizará un balance de masa en una hoja de cálculo con la data histórica de los principales equipos que generan y consumen vapor de baja presión a fin de calcular el flujo de la corriente de vapor de baja presión que es liberada al ambiente. Una vez identificados quienes son los principales contribuyentes que generan el vapor de baja presión, se propondrán opciones para su reutilización tal que permitan recuperar la mayor cantidad de éste vapor, para recircularlo al proceso y a su vez permitirá disminuir las pérdidas económicas y de energía necesarias para generar éste vapor y de esta manera eliminar su liberación al ambiente.

La importancia de recuperar el condensado del vapor de baja presión LS al sistema, radica en incrementar el nivel del tanque T-701 que recoge los condensados de vapor en la unidad de servicios industriales de la planta, brindando de esta forma una mayor holgura en la disponibilidad de agua desmineralizada que podría ser de gran utilidad en una parada de planta no programada de las unidades de amoníaco y urea o durante algún problema en la unidad de servicios industriales; por otra parte, también se vería disminuida la adición de químicos para el tratamiento de agua cruda, favoreciendo la disminución de los costos operacionales.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Evaluar la factibilidad de aprovechamiento del vapor de baja presión liberado al ambiente en una planta de producción de urea.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Ubicar los puntos de generación y consumo de vapor de baja presión de cada equipo.
2. Calcular la cantidad de vapor de baja presión venteadado de acuerdo a los parámetros de diseño y a las condiciones de operación.
3. Proponer las posibles opciones para la reutilización del vapor de baja presión.
4. Seleccionar la alternativa más adecuada de acuerdo a su factibilidad técnica y económica.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

En 2009, Moreno ^[1] realizó una evaluación de la red de vapor de baja presión en los trenes de producción de amoníaco de la empresa Fertinitro. Se efectuaron balances de masa y energía utilizando una hoja de cálculo en Microsoft Excel y la simulación de la red de vapor, con el simulador Pipephase 9.0, a las condiciones de diseño y operación, concluyéndose que las turbinas estuvieran en funcionamiento constante, de tal forma que las bombas y el ventilador sean accionados por estas turbinas y no por motores eléctricos.

En el año 2004, Gaspard ^[2] realizó en la empresa FertiNitro una evaluación técnica y económica para la disposición de la corriente gaseosa liberada al ambiente en la sección de baja presión en una planta productora de urea. El propósito del proyecto fue determinar la mejor manera de recuperar los gases de amoníaco que se ventean cuando las plantas no se encuentran bajo condiciones normales de operación; para ello estudió la torre de lavado de inertes de baja presión y se diseñó de forma conceptual diferentes mecanismos con la finalidad de recuperar los gases de amoníaco, evaluándose los sistemas propuestos con el simulador Hysys Process. Se encontró que el sistema compuesto por el equipo de absorción de película descendente es el más conveniente para satisfacer los requerimientos técnicos en la recuperación del amoníaco contenido en la corriente gaseosa que se ventea.

En 2002, Casanova ^[3] realizó una evaluación de los sistemas de generación de vapor y recuperación de condensados en la planta de FertiNitro, verificando el funcionamiento de los equipos que utilizan y generan vapor y de los instrumentos que lo miden, encontrándose en las líneas de equipos principales los instrumentos de medición en malas condiciones, los cuales arrojaban valores erróneos en operación.

2.2 Definiciones

2.2.1 Urea

La urea tiene fórmula molecular NH_2CONH_2 y es, desde muchos puntos de vista, la forma más conveniente para la fijación de nitrógeno. Es un compuesto cristalino blanco obtenido del amoníaco y del dióxido de carbono. Tiene el máximo contenido de nitrógeno disponible en un fertilizante sólido (46 %). Es sencillo de producir en perlas o gránulos y se transporta fácilmente en granel o en bolsas, sin peligro de explosión. Se disuelve rápidamente en agua y es menos corrosivo a los equipos que muchos otros compuestos.

Además de su uso como fertilizante, se emplea como complemento proteínico de alimentos para los rumiantes, en la producción de melamina, como ingrediente en la manufactura de resinas, plásticos, adhesivos, recubrimientos, agentes sanforizadores de textiles y resinas intercambiadores de iones ^[4].

2.2.2 Amoníaco

El amoníaco anhidro (amoníaco), es un compuesto químico de nitrógeno e hidrógeno de fórmula molecular NH_3 . A la presión atmosférica es un gas con una densidad menor que la del aire. Se licua a presiones moderadas. Es un gas incoloro con un fuerte olor penetrante y es altamente soluble en agua con un calor de solución de 900 Btu/lb. El amoníaco líquido es completamente miscible en agua con un calor de dilución de 340 Btu/lb. El amoníaco tiene un amplio rango de aplicaciones industriales, es usado para producir fertilizantes nitrogenados, remover óxidos de nitrógenos de gases de desecho, para fabricar explosivos, etc ^[5].

2.2.3 Carbamato de amonio

El carbamato de amonio tiene fórmula molecular $\text{NH}_2\text{COONH}_4$. Este material se disocia en amoníaco y dióxido de carbono y comienza a descomponerse a los 35 °C [6].

El carbamato de amonio es un producto intermedio de la reacción entre el amoníaco líquido y el dióxido de carbono gaseoso, para la formación luego de la urea líquida, por lo tanto, está presente en el proceso de producción de urea el cual se descompone y se recicla a lo largo de todo el proceso.

2.2.4 Carbonato de amonio

El carbonato de amonio tiene fórmula molecular $\text{NH}_4\text{CO}_3\text{NH}_4$. Se descompone en amoníaco, dióxido de carbono y agua a temperaturas por encima de 59 °C. El carbonato de amonio es equivalente a una mezcla de bicarbonato de amonio y carbamato de amonio. Es muy soluble en agua produciendo una solución levemente alcalina. Si es expuesto al aire, los gases de amoníaco y dióxido de carbono son liberados con una pérdida importante en su peso [6].

El carbonato de amonio es un compuesto líquido intermedio que se produce en el proceso de producción de urea, específicamente aguas abajo de la sección de media presión por la disolución del carbamato de amonio en agua, es decir, equivale al carbamato de amonio en menos concentración. Esta sustancia se descompone y se recicla a lo largo del proceso.

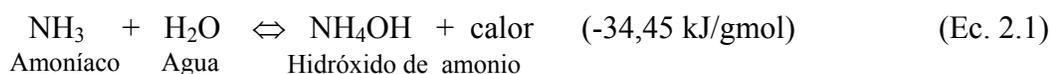
2.2.5 Agua amoniacal

Agua amoniacal, amoníaco acuoso e hidróxido de amonio son sinónimos referidos a la solución del amoníaco en agua y tiene fórmula molecular NH_4OH . Es un líquido incoloro, con las características de olor del amoníaco.

El agua amoniacal es un excelente neutralizador de ácido y su pH varía con la concentración. Es ampliamente usado como un agente en la combustión de aire para reducir las emisiones de NO_x [7].

El agua amoniacal es producida comercialmente por reacción entre al amoníaco y el agua para formar una solución la cual es aproximadamente 30 % amoníaco en peso. Esta reacción genera una cantidad substancial de calor que varia con la concentración de agua amoniacal producida, necesitándose el uso de intercambiadores de calor para controlar la temperatura. La solución resultante contiene iones amonio (NH_4^+), iones hidroxilos (OH^-), y moléculas no ionizadas de hidróxido de amonio (NH_4OH).

Las reacciones químicas son [7]:



En el proceso de producción de urea, el agua amoniacal se forma principalmente en las torres de lavado de inertes de las secciones de media y baja presión y por el lavado de gases que se ventean con condensado (agua) para recuperar el amoníaco gaseoso.

2.3 Tecnologías para la producción de urea

La mayoría de las plantas de gran escala se basan en algunos de los siguientes procesos de despojamiento (stripping) ^[8]:

1. Proceso Stamicarbon, que está basado en el despojamiento con dióxido de carbono.
2. Proceso Snamprogetti, se fundamenta en el despojamiento con amoníaco.
3. Proceso Toyo, basado en el despojamiento con dióxido de carbono.

La escogencia de la tecnología para la producción de urea, debe estar sustentada en la selección del proceso que sea energéticamente eficiente. Para ello el método debe poseer una alta eficacia en la conversión de dióxido de carbono a urea en el reactor de síntesis; eficiente descomposición del carbamato, buena separación de los productos de la descomposición y del exceso de amoníaco y máxima recuperación y eficiente empleo del calor liberado.

FertiNitro basa su proceso de producción de urea en la tecnología Snamprogetti.

2.3.1 Tecnología Snamprogetti

En las primeras generaciones de procesos de despojamiento, el amoníaco fue utilizado como agente despojador. Debido a la solubilidad extrema del amoníaco en los fluidos de síntesis que contienen urea, el efluente del despojador contenía grandes cantidades de amoníaco disuelto, causando una sobrecarga de dicho componente en las secciones aguas abajo de la planta. Versiones posteriores del proceso abandonaron la idea de usar el amoníaco como agente despojador; el despojamiento fue alcanzado suministrando únicamente calor. Incluso sin usar el amoníaco como agente de despojamiento, la relación entre este compuesto y el dióxido de carbono en el efluente del despojador era relativamente alta, así que la sección de recirculación de la planta requirió una etapa de separación de amoníaco-carbamato de amonio ^[9].

El proceso utiliza una disposición vertical en la sección de síntesis. El reciclo dentro de esta sección, desde el despojador vía el condensador de carbamato de alta presión, a través del separador de carbamato de amonio de nuevo al reactor, se mantiene usando un eyector líquido-líquido donde el fluido impulsor es el amoníaco. El despojador es de tipo película descendente. El despojamiento se promueve térmicamente, requiriéndose temperaturas relativamente altas para obtener una eficacia de despojamiento razonable. Debido a las altas temperaturas, el acero inoxidable no es conveniente como material de construcción para el despojador desde el punto de vista de corrosión; generalmente se utiliza titanio y tubos bimetálicos de acero inoxidable y zirconio.

El gas que sale por el tope del despojador se condensa en una caldera tipo kettle. En el lado tubo de este condensador el gas de escape se absorbe en el reciclo líquido de carbamato proveniente de la sección de recuperación de media presión. El calor de absorción se remueve a través de los tubos, que son enfriados por la producción del vapor de baja presión en el lado de la carcasa. El vapor producido se utiliza con eficacia en las últimas secciones del proceso.

En la sección de descomposición y de recirculación de media presión, la solución de urea está sujeta a la descomposición del carbamato y a la evaporación de amoníaco. El gas de escape del descomponedor de media presión se rectifica. El reflujo líquido del amoníaco se introduce por el tope de este rectificador; de esta manera el producto de tope consiste en amoníaco gaseoso puro, y el producto de fondo es carbamato de amonio líquido. El gas de escape puro del amoníaco es condensado y reciclado a la sección de síntesis de urea. Para prevenir la solidificación del carbamato de amonio en el rectificador, se agrega agua en la sección inferior de la columna para diluir el carbamato de amonio por debajo de su punto de cristalización. La mezcla de carbamato de amonio líquido y agua que se obtiene se recicla a la sección de síntesis. El gas de purga de los condensadores de amoníaco se trata en un depurador antes de ser purgado a la atmósfera.

La solución de la urea del descomponedor de media presión está sujeta a un segundo paso de descomposición de baja presión. Aquí, se alcanza una descomposición adicional de carbamato de amonio, para obtener substancialmente una solución acuosa de urea libre de carbamato. El gas de escape de este descomponedor es condensado y reciclado como solución acuosa del carbamato de amonio a la sección de la síntesis vía la sección de la recuperación de la media presión.

La concentración de la mezcla de urea-agua se realiza en un evaporador de doble efecto, dependiendo de los requerimientos de la sección final. Si se elige el perlado como procedimiento para dar la forma final a la urea, se requiere un evaporador de dos etapas, mientras que en el caso de un granulador de lecho fluidizado un evaporador de simple efecto es suficiente para alcanzar el contenido de agua final requerido en la urea. El condensado de proceso obtenido en la sección de evaporación está sujeto a una operación de hidrólisis-desorción para recuperar la urea y el amoníaco contenido en el condensado de proceso ^[9].

Hasta el presente, cerca de 70 plantas se han diseñado empleando la tecnología de Snamprogetti para la producción de urea utilizando exceso de amoníaco ^[9].

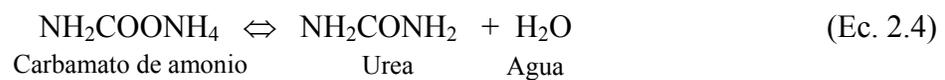
2.4 Descripción del proceso de urea fundida

La presente sección contiene la descripción técnica de un tren de producción de urea líquida con capacidad nominal de 2.250 toneladas métricas por día (TMPD) de urea granulada, basada en la tecnología de granulación de lecho fluidizado. El proceso de despojamiento del amoníaco de Snamprogetti se caracteriza por un lazo de síntesis de urea que opera a unos 159 kg/cm^2 (g) con una relación molar amoníaco/dióxido de carbono de 3,3 – 3,6 en la entrada del reactor de síntesis. Esto permite una conversión en urea del 63% en el reactor, producto también de los platos perforados que evitan el flujo en retroceso y favorecen la absorción del gas en el líquido.

En el reactor de urea se producen dos tipos de reacciones químicas simultáneas ^[10]:



+ 32.560 kcal/kmol de carbamato (a 1,033 kg/cm², 25°C)



-4.200 kcal/kmol de urea (a 1,033 kg/cm², 25 °C)

La primera reacción es altamente exotérmica, mientras que la segunda, es ligeramente endotérmica y se produce a baja velocidad en la fase líquida.

Aguas abajo de la síntesis de urea, la descomposición del carbamato y la recuperación principal de los reactantes químicos no convertidos, se lleva a cabo en tres pasos consecutivos: despojadores de alta presión (HP), media presión (MP) y baja presión (LP). Luego de esto, se purifica la urea líquida en la sección de vacío para ser llevada luego a la unidad de granulación. El diagrama de flujo de este proceso se puede observar en la figura 2.1.

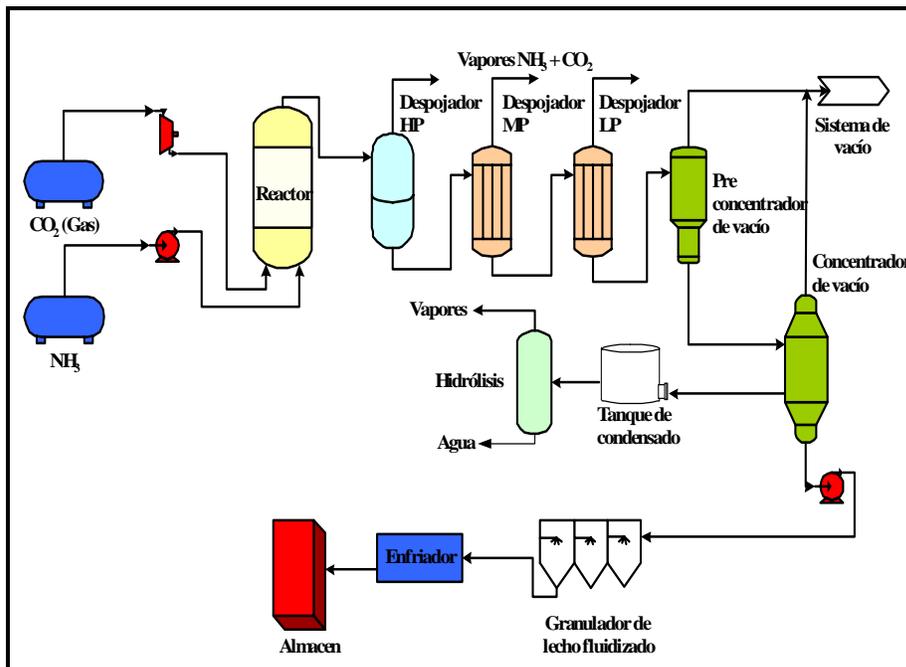
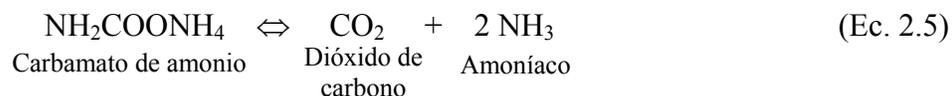


Figura 2.1. Diagrama de flujo del proceso de producción de urea.

La descomposición es la reacción inversa de la ecuación 2.3, y como puede inferirse esta se ve favorecida por la reducción de la presión y/o adición de calor ^[10]:



Los intercambiadores en los que se purifica la urea se denominan despojadores, porque en dichos equipos se efectúa la descomposición del carbamato residual.

Los pasos principales que caracterizan el proceso de producción de urea son los siguientes:

- a) Síntesis de urea y recuperación de NH_3 y CO_2 de alta presión.
- b) Purificación de urea y recuperación de NH_3 y CO_2 a presiones media y baja.
- c) Concentración de urea.
- d) Tratamiento de agua no utilizada.

2.4.1 Síntesis de urea y recuperación de NH_3 y CO_2 de alta presión

En la figura 2.2 se ilustra parte del proceso de síntesis de urea y recuperación de amoníaco y dióxido de carbono de alta presión.

En el reactor de urea (R-101), se produce la reacción del amoníaco y el dióxido de carbono para formar carbamato de amoníaco, parte del cual se deshidrata en urea y agua.

La alimentación de amoníaco líquido en la unidad de urea, proviene de la unidad de amoníaco a $+15\text{ }^\circ\text{C}$, atraviesa los filtros de NH_3 , entra luego en la torre de recuperación de NH_3 , y se acumula en el tanque receptor de amoníaco. De este tanque se bombea a una presión aproximada de 23 kg/cm^2 (g) mediante una bomba centrífuga “booster” de amoníaco. Parte de este amoníaco se envía al absorbedor de presión media (C-101) y el resto se envía al lazo de síntesis de alta presión. El amoníaco para el lazo de síntesis se bombea a través de una bomba centrífuga de amoníaco (P-101) a una presión aproximada de 229 kg/cm^2 (g). Antes de entrar al reactor, éste se calienta en el precalentador de amoníaco (E-107) y es usado como fluido motriz en el eyector de carbamato (L-101). La mezcla líquida de NH_3 y carbamato proveniente del L-101 entra al fondo del reactor de urea, donde reacciona con la alimentación comprimida de dióxido de carbono.

La alimentación de dióxido de carbono de la unidad de urea, proviene de la planta de amoníaco, a una presión de $0,5\text{ kg/cm}^2$ (g) y una temperatura de $45\text{ }^\circ\text{C}$, entra al compresor de CO_2 quien lo descarga a una presión aproximada de 160 kg/cm^2 (g). En la succión del K-101 se agrega una pequeña cantidad de aire a la alimentación de dióxido de carbono para pasivar las superficies de acero inoxidable de los elementos del circuito de alta presión, protegiéndolos así de corrosión provocada tanto por los reactivos como por los productos de reacción.

Los productos de reacción que salen del reactor circulan hacia la parte superior del despojador (E-101), que opera a unos 149 kg/cm^2 (g). El contenido de

dióxido de carbono de la solución se reduce, ya que el mismo se elimina al vaporizarse la solución, por la acción de despojamiento del amoníaco, cuando este último abandona la solución. Los vapores formados (básicamente de amoníaco y dióxido de carbono) se eliminan por la parte superior del tubo. El calor de descomposición del carbamato se obtiene mediante la condensación del vapor a 22,2 kg/cm² (g) y a 219 °C (saturado).

La mezcla de gases que salen del tope del despojador y la solución recuperada del fondo del absorbedor de media presión entran al condensador de carbamato (E-105), donde son condensados y reciclados al reactor de urea por medio del eyector L-101. La condensación de gases de alta presión y temperatura permite generar vapor a 3,5 kg/cm² en el E-105.

La fase mezclada procedente del condensador de carbamato pasa al separador de carbamato (V-101), donde se separa por gravedad en dos fases: líquido y vapor. Desde el tope del V-101, salen los gases incondensables (aire de pasivación más los inertes que vienen con el CO₂ desde el límite de batería) con un escaso contenido de NH₃ y CO₂, los cuales se envían directamente al fondo del descomponedor de media presión (L-102) y la fase líquida que sale por el fondo constituye el reciclaje al reactor.

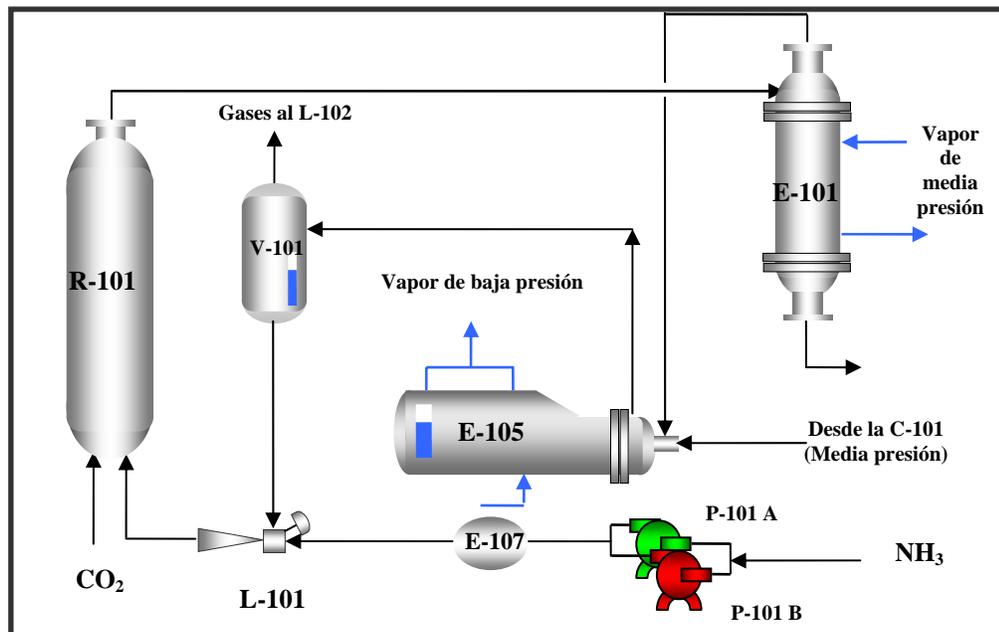


Figura 2.2. Esquema de la sección de alta presión.

2.4.2 Purificación de la urea y recuperación de NH_3 y CO_2 de media presión

En la figura 2.3 se ilustra parte del proceso de purificación de la urea y recuperación de amoníaco y dióxido de carbono en la sección de media presión.

La solución de urea, con un bajo contenido residual de CO_2 , sale del fondo del despojador de alta presión, se expande a una presión de 17 kg/cm^2 (g) y entra en la parte superior del despojador de media presión (V-102/E-102/L-102), el cual tiene como función remover los gases liberados por la expansión, descomponer el carbamato contenido en la solución y acumular urea líquida al 60–63 % en peso, que se envía luego al separador del despojador.

Los gases del tope del despojador de media presión, después de ser parcialmente condensados (formándose una mezcla líquido-vapor) ingresan al absorbedor de media presión (C-101), donde se efectúa la absorción del dióxido de carbono y la rectificación del amoníaco. Una corriente gaseosa de amoníaco saturado

e inertes, con pocas partes por millón de residuo de dióxido de carbono, sale por el tope y se condensan parcialmente enviándolo luego al receptor de amoníaco (V-105). La corriente no condensada, saturada con NH_3 , que sale del V-105, sube a través de la torre de recuperación de amoníaco (C-105), donde se condensa una cantidad adicional de amoníaco.

La corriente gaseosa que sale de la C-105, sube a través del absorbedor tipo película descendente de media presión (E-111), donde su contenido residual de amoníaco se reduce drásticamente con un flujo en contracorriente de agua amoniacal, por absorción del amoníaco gaseoso. A medida que ocurre la absorción se genera calor, el cual aumenta la temperatura del líquido descendente, tendiendo, por consiguiente, a evitar la absorción adicional de amoníaco.

Para mantener la temperatura a un nivel favorable se provee un flujo de agua de enfriamiento en el lado de la carcasa del E-111.

La torre de lavado de inertes de media presión (C-103), conectada en la parte superior del E-111, consta de tres platos con válvulas que reciben los gases inertes para someterlos a un último paso de lavado mediante la inyección de agua pura. Aquí el contenido de amoníaco de la corriente ascendente de gas es mínimo y en consecuencia la temperatura es menos sensible al calor de absorción. Por último, los inertes o gas de purga se envían hacia la caldera auxiliar y/o al venteo.

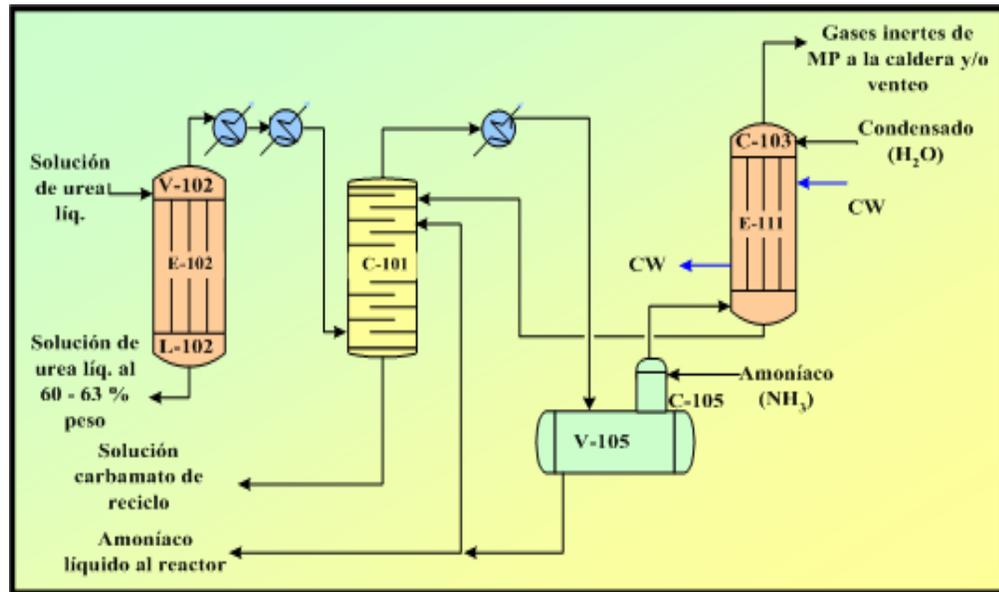


Figura 2.3. Sección de media presión en la unidad de producción de urea.

2.4.3 Purificación de la urea y recuperación de NH_3 y CO_2 de baja presión

En la figura 2.4 se ilustra el proceso de purificación de la urea y recuperación de amoníaco y dióxido de carbono en la sección de baja presión.

La solución de urea líquida proveniente del fondo del despojador de media presión (L-102), con un contenido residual muy pequeño de dióxido de carbono, se expande a una presión de $3,5 \text{ kg/cm}^2$ (g) y entra en la parte superior del despojador de baja presión (V-103/E-103/L-103). Básicamente en este equipo se remueven los gases liberados por la expansión, se descompone el carbamato, y se acumula la urea con una concentración de 69-71 % en peso, la cual se dirige posteriormente a la sección de vacío.

Los gases que salen del tope del despojador de baja presión (V-103) se mezclan con los vapores provenientes de la sección de rectificación (hidrólisis), luego pasan por un intercambiador (precalentador de amoníaco, E-107), para condensarlos parcialmente.

El efluente lado carcaza del E-107 se envía al condensador de baja presión (E-108), donde se terminan de condensar los vapores restantes de amoníaco y dióxido de carbono. El calor de condensación se retira mediante el flujo de agua de enfriamiento en el lado tubo.

El diseño del acumulador de la solución de carbonato de amonio (V-106) incluye una torre de lavado de inertes de baja presión (C-104). Los vapores no condensados acumulados en el V-106, se absorben con condensado en la torre de lavado de gas inerte (C-104), donde el condensado formara una solución de amoníaco. Esta solución se almacena en el acumulador V-106. Los gases inertes liberados de la C-104 se envían a la chimenea de venteo bajo control de presión (válvula de control de presión PV-1033), el cual mantiene el tanque V-106 en aproximadamente $3,25 \text{ kg/cm}^2 \text{ (g)}$ ^[10].

En esta sección se forma carbonato de amonio, que es equivalente al carbamato de amonio solo que en menor concentración; éste se acumula en el V-106. La solución que se encuentra en este recipiente contiene 50% de agua.

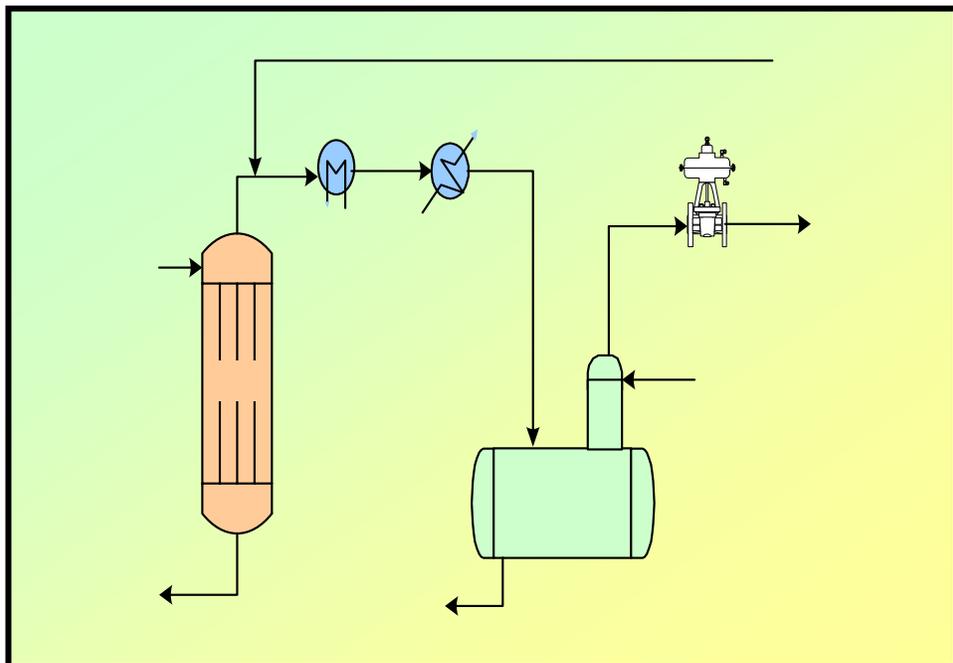


Figura 2.4. Sección de baja presión en la unidad de producción de urea.

2.4.4 Sección de concentración de urea

Ante la necesidad de concentrar la solución de urea, hasta un 96% en peso, para granularla, se provee una etapa de concentración de vacío. En la figura 2.5, se muestra un esquema de esta sección.

La solución con un contenido aproximado de 70% en peso de urea sale del fondo del descomponedor de baja presión se expande a una presión de $0,30 \text{ kg/cm}^2$ (abs) y entra en la parte superior del preconcentrador de vacío (E-104); luego mediante la bomba de solución de urea (P-106) se envía al fondo del concentrador de vacío, E-114, que opera a la misma presión que el lado de tubos del E-104. Vapor saturado de $3,5 \text{ kg/cm}^2$ (g) se envía al lado de la carcasa del E-114, para concentrar la solución de urea que fluye en el lado de tubos.

La fase mezclada que sale del lado de proceso del E-114 entra al separador gas-líquido de vacío, V-114, donde los vapores se extraen nuevamente a través del sistema de vacío (L-105) y la solución de urea (~ 96% en peso) se envía a la unidad de granulación mediante la bomba P-108.

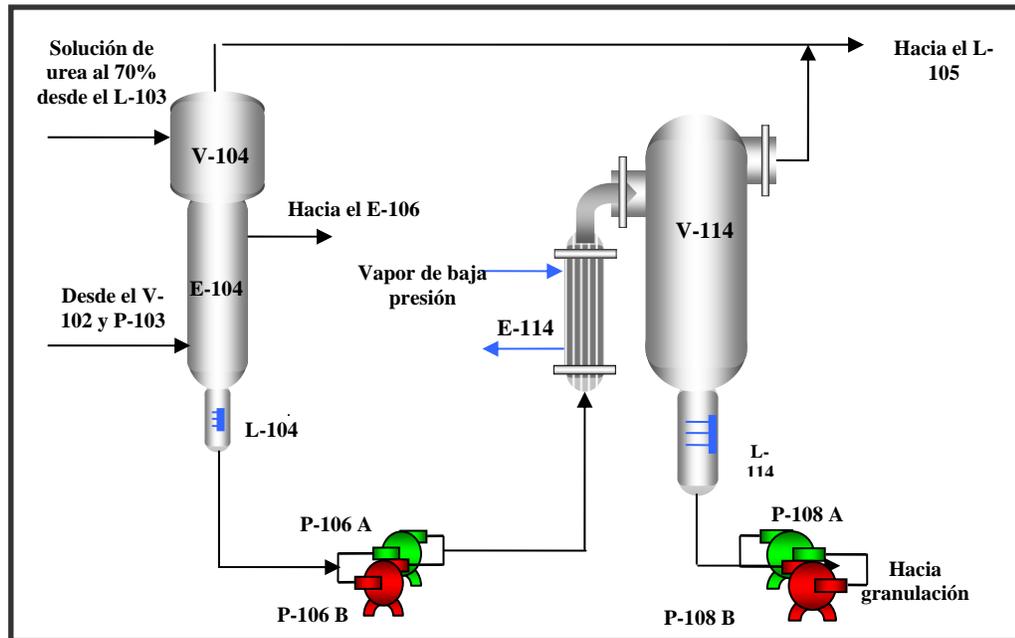


Figura 2.5. Esquema de la sección de concentración de urea.

2.4.5 Tratamiento del condensado del proceso

Esta sección provee las condiciones necesarias para procesar el agua con NH_3 , CO_2 y urea que viene del sistema de vacío y obtener un condensado de proceso prácticamente libre de dichos componentes, que será enviado a la unidad 31 de servicios. En la figura 2.6 se presenta un esquema de la sección de tratamiento del condensado de proceso.

El agua de proceso con contenido de NH_3 , CO_2 y urea que sale del sistema de vacío se acumula en el tanque del condensado de proceso (T-102), junto si es necesario, con las soluciones de drenaje acumuladas en el tanque subterráneo de drenaje cerrado de carbonato (T-104), que alimenta al T-102 mediante la bomba P-116 A/B. Desde el T-102, la P-114 A/B bombea el condensado de proceso a la parte superior de la torre de destilación (C-102). Antes de entrar a la columna, el

condensado de proceso recoge el calor del condensado purificado que sale del fondo de la misma columna de destilación, a través del precalentador E-116.

La columna C-102 está equipada con 55 platos. Un plato chimenea ubicado entre los platos N° 35 y 36 (contados desde el fondo) la divide en dos partes principales. El condensado del plato chimenea se retira y se bombea con la bomba centrífuga P-115 A/B al hidrolizador de urea (R-102), donde las condiciones de proceso son las adecuadas para descomponer la urea en CO_2 y NH_3 . El R-102 actúa asimismo como un reactor y se inyecta vapor vivo a fin de proveer suficiente calor como para descomponer la urea.

Los vapores provenientes del hidrolizador, así como también por el tope de la torre de destilación, se mezclan con los gases de tope del descomponedor de baja presión, aguas arriba del E-107, para recuperar calor.

El condensado hidrolizado que sale del fondo del R-102, después de reducir su temperatura a través del precalentador del hidrolizador E-118 A/B, entra a la torre de destilación inmediatamente debajo del plato chimenea, donde tiene lugar el despojamiento final del NH_3 y CO_2 . El vapor de baja presión (a una presión de $5,3 \text{ kg/cm}^2$ [g]), inyectado directamente al fondo de la columna, provee la fuerza motriz para el despojamiento.

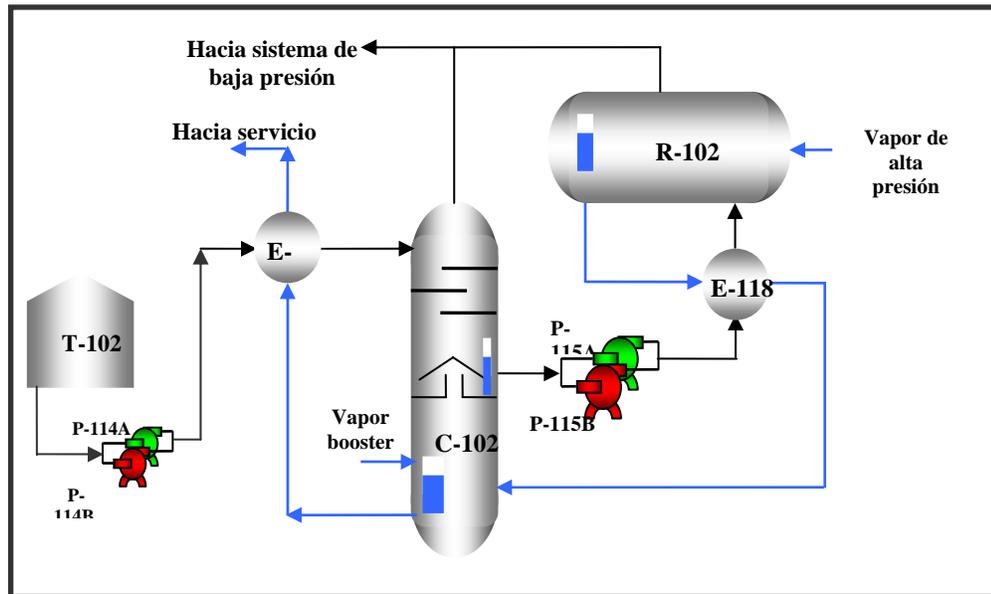


Figura 2.6. Esquema de la sección de tratamiento de condensado de proceso.

2.5 Operaciones involucradas en el proceso de producción de urea

2.5.1 Absorción

La absorción es una operación unitaria de transferencia de materia que consiste en poner un gas en contacto con un líquido para que éste disuelva determinados componentes del gas. Su campo de aplicación se extiende desde la recuperación de componentes valiosos presentes en gases hasta la eliminación de sustancias indeseables en dichas corrientes.

La absorción puede ser física o química, según que el gas se disuelva en el líquido absorbente o reaccione con él dando un nuevo compuesto químico ^[11]. La absorción del amoníaco en el agua es de tipo químico, debido a que se produce una reacción química para formar agua amoniacal (hidróxido de amonio).

La absorción de un componente de una mezcla gaseosa aumenta con la presión parcial del gas y disminuye al aumentar la temperatura, encontrándose para cada temperatura una determinada relación entre la concentración del componente gaseoso y su contenido en la mezcla gaseosa logrando la absorción en el momento de conseguir la mencionada relación.

Uno de los ejemplos típicos es la absorción de amoníaco contenido en una mezcla con aire, mediante tratamiento con agua líquida. El soluto se puede recuperar posteriormente del líquido por destilación y el líquido absorbente puede desecharse o bien ser reutilizado. En definitiva, la absorción gas-líquido se utiliza siempre que se tiene una corriente gaseosa, en la cual haya un componente que se quiera eliminar, desde los procesos petroquímicos hasta la purificación de un residuo gaseoso ^[11].

Los aparatos utilizados para poner en contacto una corriente gaseosa con una líquida en forma continua pueden ser: a) una torre empacada, rellena con material de empaque sólido regular o irregular, b) una columna de platos que contiene platos perforados o de burbujeo, c) una torre o cámara vacía, donde se rocía el líquido, d) una columna de paredes húmedas, y e) un recipiente con agitación o rocío ^[11].

2.5.2 Despojamiento o “stripping”

Esta operación se basa en la transferencia de masa de la fase líquida a la fase gaseosa. En la plantas de urea esta técnica es muy utilizada, puesto que por medio de ella se recupera el amoníaco y el dióxido de carbono de las soluciones de urea.

El despojamiento puede producirse por dos mecanismos diferentes. En el primero no se pone el líquido en contacto con un gas u otra sustancia, sino que este se hace pasar por un intercambiador de calor de película descendente colocado en forma vertical, que contiene unos ferrules que hace que el líquido se mueva en forma de espiral y se deslice a través de las paredes de los tubos formando una película; a medida que esto ocurre, por la carcasa circula vapor y por medio del intercambio de calor se promueve la liberación de los gases del medio donde se encuentra absorbido.

La segunda forma, es poner el líquido que contiene los gases que se desean despojar en contacto a contracorriente con un vapor para promover el desprendimiento de los gases.

En las secciones de despojamiento de alta presión y las secciones de descomposición de media y baja presión, el desprendimiento del amoníaco promueve la reacción de descomposición del carbamato en sus productos constituyentes (amoníaco y dióxido de carbono) y de esta forma se recupera la materia prima que no se transformó en urea.

2.5.3 Transferencia de calor

La transferencia de energía en forma de calor es muy común en muchos procesos químicos y de otros tipos. La transferencia de calor suele ir acompañada de otras operaciones unitarias. Ésta se verifica gracias a la fuerza impulsora debido a una diferencia de temperatura por la cual el calor fluye de la región de alta temperatura a la más baja ^[12]. Hay tres tipos fundamentales de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. Los tres tipos de transferencia de calor se pueden producir al mismo tiempo y es aconsejable tomar en consideración la transferencia de calor por cada uno de esos tipos en cada caso en particular:

2.5.3.1 Conducción

Es la transferencia de calor desde una parte de un cuerpo a otra del mismo cuerpo, o bien, desde un cuerpo a otro que este en contacto físico con el, sin desplazamiento apreciable de las partículas del cuerpo.

2.5.3.2 Convección

Es la transferencia de calor desde un punto a otro, dentro de un fluido, un gas o un líquido, mediante la mezcla de una porción del fluido con otro. En la convección natural, el movimiento del fluido se debe totalmente a diferencias de densidad como resultado de diferencias de temperatura; en la convección forzada, el movimiento se produce por medios mecánicos.

2.5.3.3 Radiación

Es la transferencia de calor desde un cuerpo a otro, que no se encuentra en contacto con él, por medio de ondas electromagnéticas a través del espacio.

Los procesos de transmisión de calor con cambio de fase son más complejos que el simple intercambio de calor entre fluidos; un cambio de fase implica la adición o sustracción de cantidades considerables de energía calorífica a temperatura constante o casi constante, es decir, en cualquier operación en la que un material sufre un cambio de fase se deben tomar disposiciones para la adición o el retiro de calor, para prever el calor latente del cambio de fase más cualquier otro calentamiento o enfriamiento sensible que tenga lugar en el proceso.

El proceso que incluye cambio de fase implica la transferencia simultánea de masas con transferencia de calor ^[12].

Esta es una operación fundamental que se emplea a lo largo de todo el proceso, tanto para enfriar como para calentar corrientes antes de entrar a los equipos principales; como por ejemplo precalentamiento del amoníaco que va al reactor de síntesis o calentamiento de la corriente de condensado que entra al hidrolizador.

2.5.4 Condensación

La condensación es la operación por la cual se hace pasar una sustancia en forma de vapor al estado líquido por medio de la transferencia de calor.

La condensación se verifica cuando un vapor saturado, como el vapor de agua, entra en contacto con un sólido cuya temperatura superficial es inferior a la temperatura de saturación, formándose un líquido como el agua. Por lo general, cuando un vapor se condensa sobre una superficie, como un tubo vertical u horizontal u otras superficies, se forma una película de condensado en la superficie y fluye sobre ella por la acción de la gravedad. Es esta película de líquido entre la superficie y el vapor lo que constituye la principal resistencia a la transferencia de calor. Esto se llama condensación tipo película.

Puede existir otro tipo de condensación, llamada condensación en gotas, cuando se forman gotas sobre pequeñas sobre la superficie. Durante esta condensación hay grandes áreas del tubo libres de líquido que quedan expuestas directamente al vapor. En estas áreas desnudas existen velocidades de transferencia de calor muy altas, de 5 a 10 veces mayor que en la condensación tipo película. La condensación en gotas es muy común en superficies contaminadas y cuando hay impurezas presentes. La condensación de tipo película es más predecible y frecuente. Por tanto, para los propósitos normales de diseño, se supone una condensación tipo película ^[12].

La condensación de vapores sobre superficies tubulares mas frías que la temperatura de condensación del vapor es de gran importancia en los procesos en los que intervienen vapores tales como agua, hidrocarburos y otras sustancias volátiles.

En el proceso de producción de urea la condensación juega un papel fundamental, puesto que por medio de esta operación es como se recuperan los vapores de amoníaco que se reciclan al reactor.

2.5.5 Evaporación

El objetivo de la evaporación es concentrar una disolución consistente en un soluto no volátil y un disolvente volátil. En la mayor parte de las evaporaciones el disolvente es agua. La evaporación se realiza vaporizando una parte del disolvente para producir una disolución concentrada. La evaporación difiere del secado en que el residuo es un líquido a veces altamente viscoso en vez de un sólido; difiere de la destilación en que el vapor es generalmente un solo componente y, aun cuando el vapor sea una mezcla, en la evaporación no se intenta separar el vapor en fracciones; difiere de la cristalización en que su interés reside en concentrar una disolución y no en formar y obtener cristales ^[13].

Normalmente, en evaporación el producto valioso es el líquido concentrado mientras que el vapor se condensa y se desecha, como ocurre en el proceso de producción de urea, donde la solución acuosa que contiene la urea se concentra mediante la eliminación de agua por evaporación.

La disolución que entra como alimentación de un evaporador puede ser suficientemente diluida teniendo muchas de las propiedades físicas del agua, pero a medida que aumenta la concentración la disolución adquiere un carácter más individualista. La densidad y la viscosidad aumentan con el contenido de sólido hasta que la solución se transforma en saturada o resulta inadecuada para una transmisión de calor eficiente. La temperatura de ebullición de la disolución puede aumentar considerablemente al incrementarse el contenido de sólido, de forma que la temperatura de ebullición de la solución concentrada puede ser mucho mayor que la del agua a la misma presión.

La mayoría de los evaporadores se calientan con vapor de agua que condensa sobre tubos metálicos. Generalmente el vapor es de baja presión, inferior a 3 atm absoluto, y con frecuencia el líquido que hierve se encuentra a un vacío moderado, de hasta 0,05 atm absolutas. Al reducir la temperatura de ebullición del líquido aumenta

la diferencia de temperatura entre el vapor condensante y el líquido de ebullición y, por tanto, aumenta la velocidad de transmisión de calor en el evaporador. Cuando se utiliza un solo evaporador, el vapor procedente del líquido en ebullición se condensa y desecha. Este método recibe el nombre de evaporación de simple efecto, y aunque es sencillo, utiliza ineficazmente el vapor. Si el vapor procedente de uno de los evaporadores se introduce como alimentación en el elemento calefactor de un segundo evaporador, y el vapor procedente de éste se envía al condensador, la operación recibe el nombre de doble efecto. El calor del vapor de agua original es reutilizado en el segundo efecto, y la evaporación obtenida por unidad de masa del vapor de agua de alimentación al primer efecto es aproximadamente el doble. El método general para aumentar la evaporación por kilogramo de vapor de agua utilizando una serie de evaporadores entre el suministro de vapor vivo y el condensador recibe el nombre de evaporación en múltiple efecto ^[13].

2.6 Equipos de transferencia de calor

En las industrias de proceso, la transferencia de calor entre dos fluidos casi siempre se lleva a cabo en intercambiadores de calor. El tipo más común es uno en el cual el fluido caliente y el frío no entran en contacto directo el uno con el otro, sino que están separados por una pared de tubos o una superficie plana o curva. La transferencia de calor se efectúa por convección desde el fluido caliente a la pared o la superficie de los tubos, a través de la pared de tubos o placa por conducción, y luego por convección al fluido frío ^[12].

Un intercambiador se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra o ambas cosas a la vez. Es uno de los equipos industriales más frecuentes y prácticamente no existe industria en la que no se encuentre un intercambiador de calor, debido a que la operación de enfriamiento o calentamiento es inherente a todo proceso que maneje energía en cualquiera de sus

formas. Existe mucha variación de diseños en los equipos de intercambio de calor. En ciertas ramas de la industria se han desarrollado intercambiadores muy especializados para ciertas aplicaciones puntuales.

2.6.1 Intercambiador de calor de doble tubo

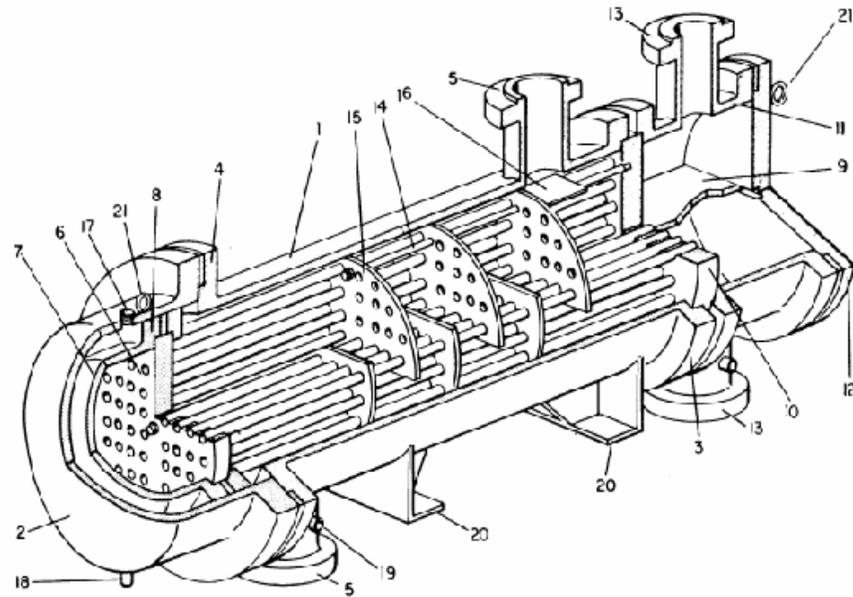
El intercambiador más simple es el intercambiador de doble tubo o de tubos concéntricos, donde uno de los fluidos fluye en el interior de una tubería y el otro lo hace en el espacio anular entre ambas tuberías. Los fluidos pueden circular en paralelo o en contracorriente. El intercambiador de calor puede fabricarse con un simple par de tubos adaptando las conexiones en los extremos, o con varios pares interconectados en serie. Este tipo de intercambiadores es útil principalmente para flujos volumétricos bajos ^[12].

2.6.2 Intercambiadores de haz de tubos y coraza

Cuando se manejan flujos más grandes se usa un intercambiador de tubos y coraza (figura 2.7), que es el tipo más importante en las industrias de proceso. Los flujos de estos intercambiadores son continuos. Se usan muchos tubos en paralelo con uno de los fluidos circulando en su interior. Los tubos, distribuidos en forma de manojo, están encerrados en una sola coraza y el otro fluido fluye por el exterior de los tubos, dentro de la coraza. Se usan deflectores transversales de tal manera que el fluido se ve forzado a fluir perpendicularmente por la batería de tubos en lugar de hacerlo en paralelo. Esta turbulencia adicional generada por el flujo transversal, aumenta el flujo de transferencia de calor de la coraza.

Existen tres tipos básicos de intercambiadores de haz de tubos y coraza. Dentro de cada uno de ellos hay numerosos subtipos diseñados para circunstancias de operación específicas. La construcción ha sido normalizada por una institución

privada de los Estados Unidos de América llamada TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association). Dichas normas han sido aceptadas en todo el mundo, y se pueden encontrar en todos los textos especializados en intercambiadores de calor. Los tres tipos básicos son: tubos en U, de cabezal fijo y de cabezal flotante.



- | | | |
|--|--|---|
| 1. Carcaza | 8. Brida del cabezal flotante | 15. Deflectores transversales o planchas de soporte |
| 2. Cubierta de la carcasa | 9. Divisor de pasos o deflectores longitudinales | 16. Deflectores de choque |
| 3. Canal de la carcasa | 10. Placa de tubo fija | 17. Conexión de venteo |
| 4. Brida del extremo de la cubierta de carcasa | 11. Canal | 18. Conexión de drenaje |
| 5. Boquilla de la carcasa | 12. Cubierta del canal | 19. Conexión de instrumento |
| 6. Placa de tubo flotante | 13. Boquilla del canal | 20. Silla de soporte |
| 7. Cabezal flotante | 14. Barras tirantes y espaciadores | 21. Anillo de izamiento |

Figura 2.7. Elementos de los intercambiadores de tubo y carcasa [22].

2.6.2.1 Intercambiadores de tubos en U

El haz de tubos consiste en un panel estacionario de tubos en U (o de horquilla), deflectores o placas de soporte y espaciadores y tirantes apropiados. El haz de tubos se puede retirar de la carcasa del intercambiador de calor. Se proporciona un cabezal

del lado de los tubos (estacionario) y una carcasa con cubierta integrada, que se suelda a la carcasa misma. Cada tubo tiene libertad para dilatarse o contraerse, sin limitaciones debidas a la posición de los otros tubos.

El haz de tubos en U tiene la ventaja de proporcionar el mínimo espacio entre el límite externo de los tubos y el interior de la carcasa para todas las construcciones de haces de tubos desmontables. Los espacios libres son de la misma magnitud que para los intercambiadores de calor de paneles de tubos fijos.

El número de orificios tubulares en una carcasa determinada es menor que para el intercambiador de panel de tubos fijos, por las limitaciones de acodamiento de los tubos en un radio muy corto. El diseño de tubos en U ofrece la ventaja de reducir el número de juntas.

En la construcción para altas presiones, esta característica es muy importante, puesto que reduce tanto el costo inicial como el mantenimiento. Los tubos en U han incrementado su empleo de manera significativa, gracias al desarrollo de limpiadores hidráulicos que son capaces de eliminar residuos depositados tanto en la parte recta como en la parte doblada en U de los tubos. ^[12]

2.6.2.2 Intercambiadores de cabezal fijo

Es el tipo más popular cuando se desea minimizar la cantidad de juntas, no hay problema de esfuerzos de origen térmico y no es preciso sacar el haz (ambos fluidos no deben ser corrosivos y el fluido del lado de coraza es limpio). Este tipo de intercambiadores es sumamente proclive a tener fallas cuando hay esfuerzo térmico severo, resultando en que se producen fugas tanto internas como externas. Por ello es necesario realizar un análisis térmico considerando todas las fases de operación para detectar y aliviar condiciones de esfuerzo térmico.

2.6.2.3 Intercambiadores de cabezal flotante

Es el tipo más sofisticado (y costoso) de intercambiadores de haz de tubos y coraza. Esta indicado en servicios en los que la limpieza de tubos y/o su reemplazo es frecuente. Hay dos tipos básicos de intercambiador de cabezal flotante. Uno emplea un cabezal flotante (es decir, deslizante) con o sin anillo seccionado (split ring). El otro usa empaadura para permitir la expansión térmica.

2.6.3 Condensadores

Los dispositivos especiales de transmisión de calor utilizados para licuar vapores eliminando su calor latente de condensación reciben el nombre de condensadores. El calor latente se retira absorbiéndolo por un líquido más frío denominado refrigerante. Puesto que evidentemente la temperatura del refrigerante aumenta en un condensador, la unidad también actúa como un calentador, pero funcionalmente la acción más importante es la de condensación, y el nombre refleja este hecho.

Los condensadores se dividen en dos clases. En la primera de ellas, correspondiente a los condensadores de carcaza y tubos, el vapor condensante y el refrigerante están separados por una superficie tubular de transmisión de calor. En la segunda clase, correspondiente a los condensadores de contacto, las corrientes de vapor y de refrigerante, que ambas son generalmente agua, se mezclan físicamente y abandonan el condensador formando una sola corriente^[13]. En los de carcaza y tubos, la corriente de fluido puede ser un componente puro o una mezcla de componentes. La condensación puede ocurrir en el lado de la carcaza o el lado del tubo orientado vertical u horizontalmente, pero no es usual condensar en el interior de los tubos porque el tubo se inunda con facilidad. En general, se suele hacer pasar agua por el interior de tubos o serpentines porque el tubo se inunda con facilidad^[14].

2.6.4 Tambores de protección

Los tambores de protección son recipientes que permiten el almacenar fluidos líquidos o gaseosos (o una mezcla de ambos) durante un corto periodo de tiempo. Generalmente están localizados entre equipos mayores o antes de la alimentación, para proporcionar estabilidad en las fluctuaciones del flujo. Esto se hace almacenando un volumen suficiente de la sustancia a alimentar al proceso o equipo que le sigue y al mismo tiempo teniendo un espacio suficiente para seguir recibiendo el flujo de entrada ^[29].

2.6.4.1 Tipos y características

- **Tambores de alimentación:** localizados al inicio del proceso permiten proporcionar una alimentación constante aún cuando éste se alimente de forma variable.
- **Tambores de protección:** se distinguen dos tipos, aquellos utilizados en las bombas (surge drums) y los utilizados en los compresores (knockout drums).
- **Tambores de reflujo:** se utilizan en las torres de destilación, colocándose entre el condensador, la torre y la corriente de salida. Si parte del flujo de entrada es gaseoso, estos tambores se colocan de manera horizontal.

Un “surge drum” es un recipiente que se ubica a la entrada de una bomba, diseñado para dar un tiempo de residencia al flujo líquido que pasa a través de él, para que en caso de fluctuaciones se evite la presencia de vacíos en la bomba.

Un “knockout drum” se coloca antes de un compresor para recolectar cualquier líquido que se encuentre en la corriente de entrada. Esto lo hace eliminando cualquier gota de líquido con una malla que debe ser remplazada periódicamente.

2.6.4.2 Selección de tambores

Al igual que en los tanques, los parámetros principales para la selección de tambores son la longitud y el diámetro, además del tiempo de residencia del flujo dentro del tambor.

- Los tambores de protección se diseñan para retener entre 10 – 20 min de flujo.
- Los tambores de líquidos (y reflujo) son usualmente horizontales.
- Se requiere de 5 min para que un tambor de reflujo se llene por la mitad.

Los tambores pueden ser horizontales o verticales. La selección de la orientación de un tambor depende de varios factores, y cada uno tiene sus ventajas dependiendo de su aplicación. Por ejemplo, los tambores de reflujo deben tener una orientación horizontal, mientras que un knockout drum y un tambor de condensador deben ir de manera vertical.

2.6.4.3 Dimensionamiento de tambores

La relación entre la longitud y el diámetro de un tambor debe estar entre 2,5 y 5. Sin embargo, existe una dependencia entre dicha relación y la presión de almacenamiento, por ejemplo: si la presión está entre 0-250 psig la relación L/D deberá ser 3, si está entre 251-500 psig L/D será 4, si la presión es mayor que 500 psig la relación L/D estará en 5.

El volumen de un tambor está relacionado con el flujo pero también depende de la clase de control y las consecuencias de la falta de fluido en el equipo que se encuentre aguas abajo del mismo. Normalmente, el volumen se expresa en términos

del tiempo necesario para llenar la mitad del volumen total del tambor. Para muchos servicios, se estima un tiempo entre 5- 10 minutos para llenar el tambor a la mitad de su volumen.

La relación L/D suele estar entre 2,5 y 6 para un tambor de reflujo. Para el cálculo de las dimensiones, se elige previamente un L/D en el rango mencionado, y se utiliza la siguiente ecuación:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} + \frac{\pi \cdot D^3}{6} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Donde:

L: longitud del recipiente (mm).

D: diámetro del recipiente (mm).

2.6.4.4 Esquema de control

Como ya se mencionó antes, los tambores o “surge drums” son utilizados para ayudar a reducir el efecto si hay variaciones en el flujo de las unidades. El nivel puede variar sustancialmente mientras el tambor no se llene o vacíe. El principal objetivo es variar el flujo de salida lo menor posible.

En las figuras 2.8 y 2.9 se muestran esquemas típicos de control de nivel aplicados a tambores horizontales.

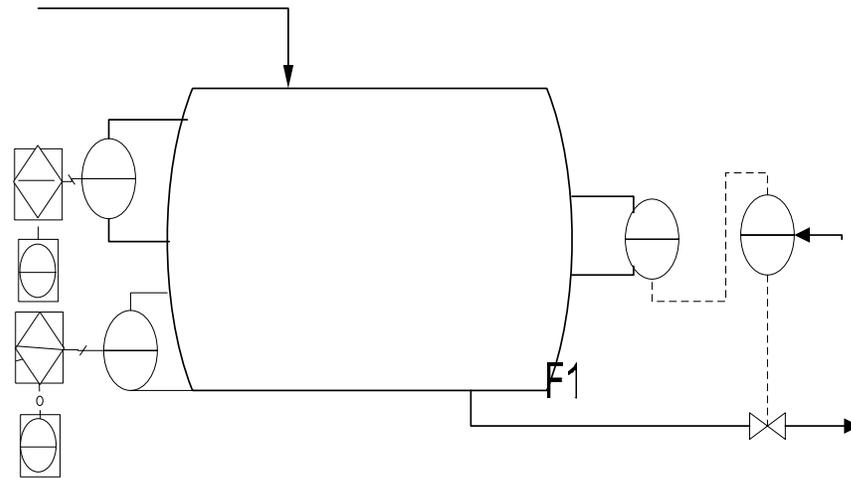


Figura 2.8. “Surge Drum” en retroalimentación simple.

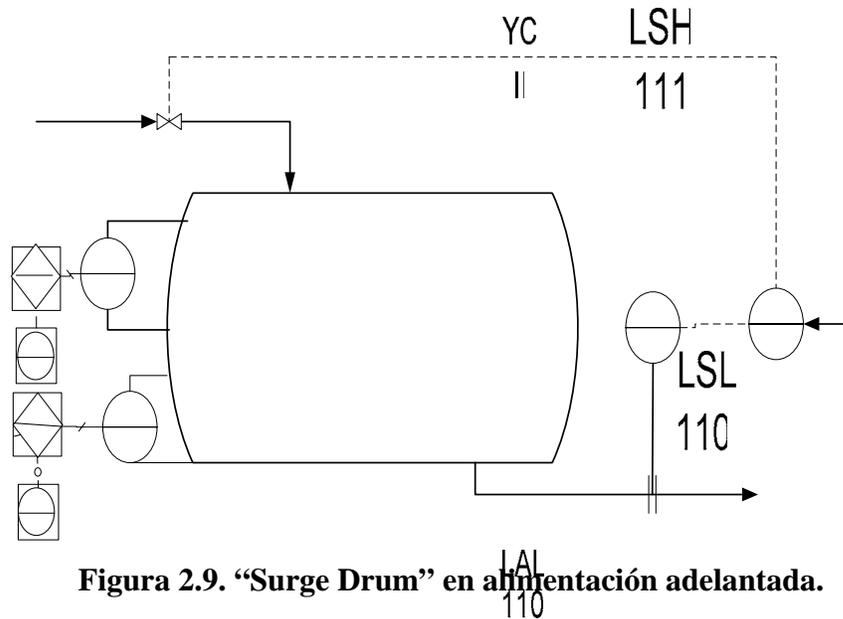


Figura 2.9. “Surge Drum” en alimentación adelantada.

Con este último esquema de control las perturbaciones serán detectadas por el medidor de flujo a la salida y el controlador en alimentación adelantada producirá en consecuencia cambios en la entrada al tanque para evitar los efectos que produciría la perturbación, antes de que se presente.

2.7 Cálculo estimado de la superficie de intercambio de calor

La ingeniería de procesos es frecuentemente requerida para analizar diseños de intercambiadores de calor, específicamente el perfil del intercambio de calor y determinar la eficiencia del uso de ellos en nuevos servicios. Cuando se debe elegir un determinado intercambiador es preciso tomar en cuenta una gran cantidad de factores que condicionan la decisión final sobre cual ha de ser el intercambiador, es decir de que tipo y tamaño. Para ello se debe ubicar en la posición ideal de un ingeniero en total libertad de decisión que tiene que elegir en base a precio inicial y economía de operación.

El primer paso para esta decisión ha de ser recabar toda la información pertinente de los fluidos de intercambio: propiedades térmicas (calor específico, viscosidad y conductividad), temperaturas y caudales.

El segundo paso será calcular la superficie necesaria. Aquí es donde aparecen las complicaciones, porque cada tipo de intercambiador tiene métodos de cálculos diferentes, algunos bastantes engorrosos. A fin de evitar las complicaciones derivadas del seguimiento de un proceso de cálculo manual, se procedió a utilizar como herramienta para el diseño del intercambiador de calor el simulador Aspen Plus 11.1.

2.8 Enfriadores por aire

Se ha utilizado el aire atmosférico durante muchos años para enfriar y condensar fluidos de proceso en las regiones en que escasea el agua. Durante la década de los sesenta, la utilización de intercambiadores de calor enfriados por aire (figura 2.10) aumentó con rapidez, tanto en Estados Unidos como en otros lugares. En Europa, donde las variaciones estacionales de la temperatura ambiente son relativamente pequeñas, se utilizan intercambiadores enfriados por aire para la mayor parte del proceso de enfriamiento. En algunas plantas nuevas, todo el enfriamiento se hace con

aire. Conforme se elevan los costos del agua y crece la preocupación por su contaminación, se espera que aumente el empleo de enfriadores por aire ^[12].

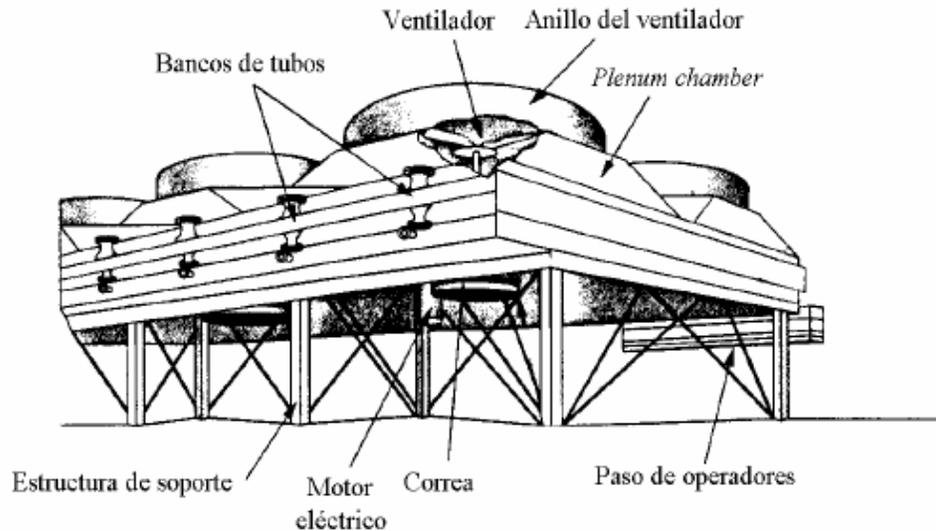


Figura 2.10. Partes y componentes de un enfriador por aire.

2.8.1 Definiciones básicas

Un enfriador por aire es un intercambiador de calor que enfría y condensa fluidos mediante el aire atmosférico ^[14]. El fluido a ser enfriado fluye por el interior de un haz de tubos aleteados, mientras que el aire, el cual es impulsado por un ventilador, fluye sobre la superficie exterior de los tubos con un patrón de flujo transversal.

Antes de entrar en el desarrollo teórico del diseño de los enfriadores por aire, es necesario partir de la base que establecen las siguientes definiciones según API 661 (1997) para así lograr un cabal entendimiento del tema a tratar ^[15]:

- **Unidad.** Consiste en uno o más haces de tubos montados en una o más *bays* para un servicio único.

•**Bay.** Son uno o más haces de tubos enfriados por uno o más ventiladores, incluyendo soportes, caja de viento y otros accesorios. (Figura 2.11).

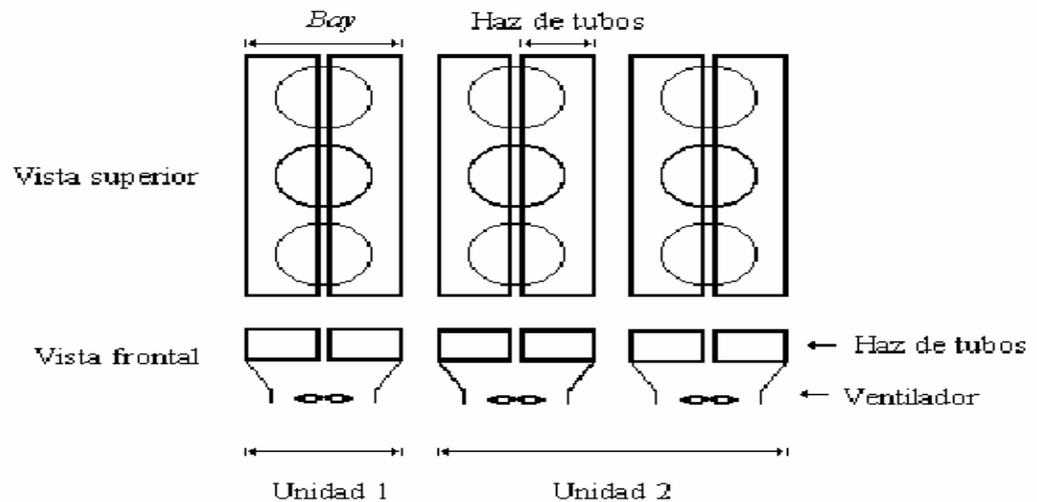


Figura 2.11. Vista de un enfriador por aire de una bahía y de dos bahías.

- Banco.** Consiste en una o más bahías incluyendo una o más unidades montadas en una estructura continua.
- Túnel de viento (Plenum).** Es el armazón de láminas de metal que sirve para conducir el flujo de aire a través del banco de tubos.
- Haz tubular o banco de tubos.** Es el conjunto de cabezales, tubos y armaduras que sirven de soporte.
- Cabezal.** Es el recipiente donde se introducen o se colectan el fluido distribuido por los tubos.
- Superficie de tubo descubierto o desnudo.** Es la superficie exterior del tubo, medida entre las caras externas de las placas tubulares.
- Superficie del tubo aleteado.** Es la superficie total de las aletas expuestas al aire.
- Boquilla.** Son las conexiones por donde entra y sale el fluido de los cabezales del equipo.

- **Aleta.** Son láminas metálicas conductoras de calor colocadas alrededor de los tubos para el aumento de la superficie exterior del mismo y obtener así una mayor disipación de calor.
- **Tiro.** Es la corriente de aire producida por los ventiladores. Se encuentra el tiro forzado y el tiro inducido.

2.8.2 Componentes de los enfriadores por aire

A continuación se presentan los principales componentes de los intercambiadores de calor enfriadores por aire:

2.8.2.1 Haz tubular

El haz tubular es una estructura ensamblada de tubos, cabezales, estructuras laterales y soportes de tubos. Los enfriadores por aire, cuyos haces de tubo son de sección horizontal con el aire entrando por descarga vertical, son los mayormente utilizados ya que suelen ser más económicos. Ocasionalmente los haces tienen un arreglo vertical con el aire pasando horizontalmente a través de ellos, como en el caso de torres de tiro natural donde los haces están colocados verticalmente en la periferia de la base de la torre. Los haces pueden estar colocados en una configuración en forma de "A" o "V", cuya principal ventaja es el ahorro de terreno pero tiene como desventaja el elevado requerimiento de potencia del motor en comparación con los horizontales, además su eficiencia decrece cuando los vientos inciden sobre el equipo [16].

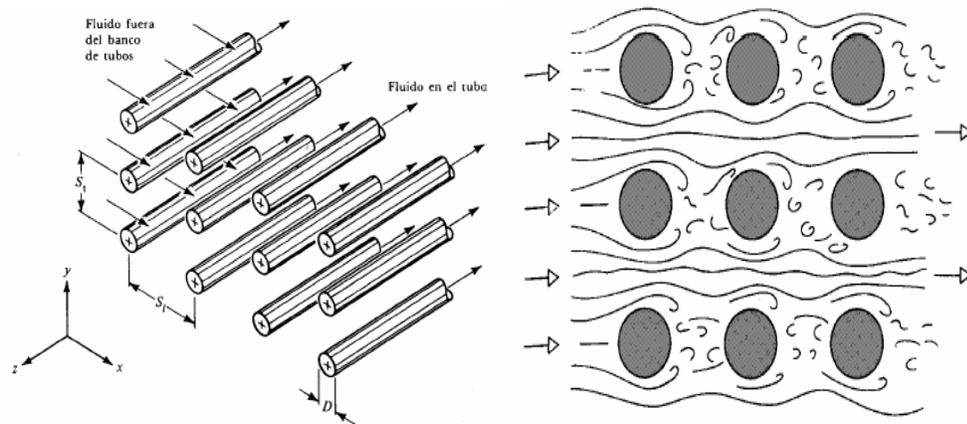


Figura 2.12. Arreglos de banco de tubos ^[17].

Dentro de ciertos límites prácticos, mientras más largos sean los tubos y mayor el número de filas, se hace menor el costo por unidad de área de superficie de transferencia de calor. Uno o más haces del mismo proceso o de otro, pueden ser combinados en una sola unidad (bay) con un solo juego de ventiladores. Todos los haces en una misma unidad tendrán la misma pérdida de presión estática en el lado del aire. Consecuentemente haces combinados con diferentes números de filas tienen que estar diseñados para diferentes velocidades transversales.

2.8.2.2 Tubos aleteados

Los tubos de los enfriadores por aire generalmente son aleteados; la superficie del tubo expuesta al paso del aire tiene su superficie extendida mediante aletas para compensar el bajo coeficiente convectivo del aire a presión atmosférica ^[18].

El tubo es generalmente de sección circular y fabricado con cualquier material, tomando en cuenta las consideraciones pertinentes a las limitaciones de corrosión, presión y temperatura. Las aletas son helicoidales o planas y generalmente construidas de aluminio debido a su buena conductividad térmica y fabricación económica. Las aletas de acero se aplican en casos de temperaturas muy elevadas.

Las aletas pueden ser de hasta 16 mm (5/8 pulg) de altura, y pueden ser forzadas sobre el tubo, incrustadas, revestidas en cortes canalizados en espirales o solamente ser revestidas alrededor del tubo. El diámetro mínimo aceptable del tubo es de 25,4 mm (1"). Los haces generalmente son rectangulares y un arreglo típico es de 2 a 10 filas de tubos aleteados colocados con paso triangular.

Las aletas empleadas con mayor frecuencia en los enfriadores por aire son:

2.8.2.3 Aletas envueltas (pie en tensión)

Este tipo de aleta es conectada mediante la alimentación de una delgada tira de un metal conductor de calor (generalmente aluminio) en una máquina que primero forma un pequeño "pie" en un extremo de la tira. Este pie es generalmente un solo dobléz a 90° (base en forma de "L") o un dobléz doble a 90° -180° (base en forma de "I") en la raíz de la aleta. La tira luego se enrolla fuertemente alrededor del tubo. La tensión de la tira de la aleta se mantiene engrapándola o amordazándola con un collar en ambos extremos del tubo. (Figura 2.13)

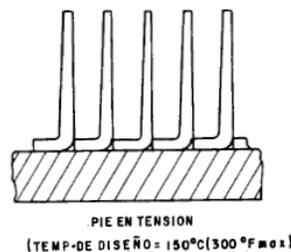


Figura 2.13. Aletas pie en tensión ^[17].

2.8.2.4 Aletas embutidas

Las aletas embutidas son aplicadas mediante un cepillado o rolado de un canal espiral continuo en la superficie exterior del tubo. El espesor del tubo debe permitir el

mecanizado de este canal. Luego se insertan las tiras en un proceso continuo, y la máquina martilla o rola el material del tubo adyacente al canal mecanizado en el mismo luego de haber insertado la raíz de las aletas. El material del tubo debe “atrapar” fuertemente la raíz de la aleta a fin de asegurar la transferencia de calor en la zona. (Figura 2.14).



Figura 2.14. Aletas embutidas ^[17].

2.8.2.5 Aletas extruidas (incrustadas)

Este tipo de aletas se forman a partir del metal de una camisa tubular de aluminio dentro de la cual se ha insertado el tubo que maneja el fluido de trabajo. La combinación telescópica del tubo y la camisa de aluminio es alimentada en una máquina con troqueles rotativos, que extruyen o literalmente aplastan las aletas a través de un espiral cerrado a partir de la camisa de aluminio. Esta extrusión eleva las aletas hasta la altura deseada, dejando un espesor sustancial que encaja totalmente en el tubo que maneja el fluido de trabajo. (Figura 2.15).

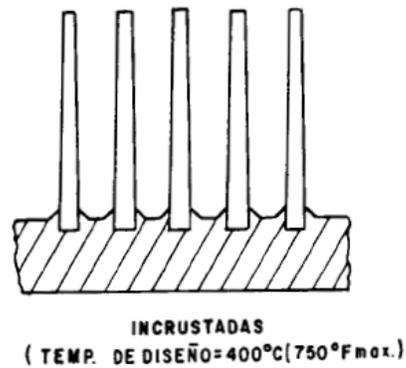


Figura 2.15. Aletas incrustadas ^[17].

2.8.2.6 Aletas traslapadas (pie en doble tensión)

Las aletas de aluminio en forma de L, se colocan bajo tensión en forma superpuesta sobre la superficie externa de un tubo, cubriéndolo por completo con los pies de las aletas, traslapadas de tal manera que el pie de una aleta encaja directamente abajo del pie de la aleta que le precede. (Figura 2.16).

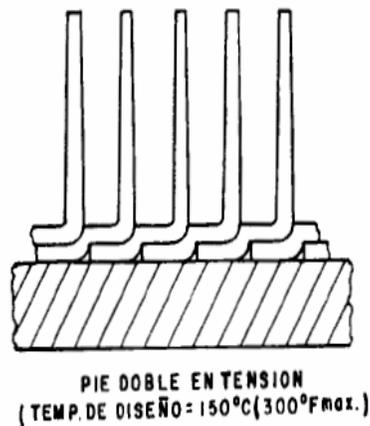


Figura 2.16. Aletas pie doble en tensión ^[17].

2.8.2.7 Aletas unidas (forzadas)

Se trata de tubos con aletas, unidos a la superficie externa del mismo mediante galvanizado por inmersión en caliente o soldado. (Figura 2.17).

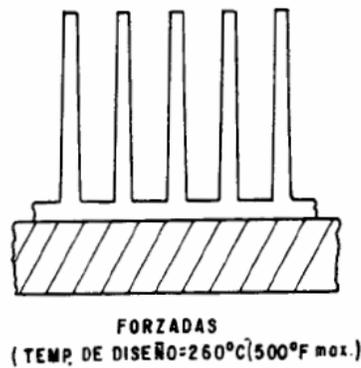


Figura 2.17. Aletas forzadas ^[17].

Los tubos aleteados por extrusión proporcionan la mejor protección al tubo contra la corrosión atmosférica. Este tubo es el más adecuado en aplicaciones con temperaturas de operación hasta 316 °C (600 °F). La aleta embutida tiene una transferencia de calor continua y debe ser empleada en todos los enfriadores operando entre 316 °C a 371 °C (600 y 700°F).

La aleta unida, puede ser empleada por debajo de 121 °C (250 °F) aunque la unión entre la aleta y el tubo presenta una tendencia a aflojarse con el tiempo y la transferencia de calor no es predecible a lo largo de la vida del enfriador.

2.8.3 Cabezales

La mayoría de todas las unidades de servicio usan el cabezal tipo tapón, un diseño de un recipiente usando tapones en un extremo de cada tubo, permitiendo así el acceso al interior del tubo para limpiarlo y laminarlo. Un segundo tipo, el cabezal con placa de

cubierta, sustituye los tapones de tubos y la lámina de tapones por una placa de cubierta con bridas (figura 2.18). Los cabezales con placa de cubierta son usados con presiones moderadas (hasta 2.100 kPa (300 psi)) y servicios de alto ensuciamiento. Una modificación del diseño de placa de cubierta es el tiro sombrerete, usando la construcción de una mitad del extremo de un tubo en vez de una placa plana con las juntas de cierre en la última placa de tubo. Para un servicio con presiones altas (hasta 42.000 kPa (600 psi)) se utiliza un cabezal tipo colector de tubos ^[19].

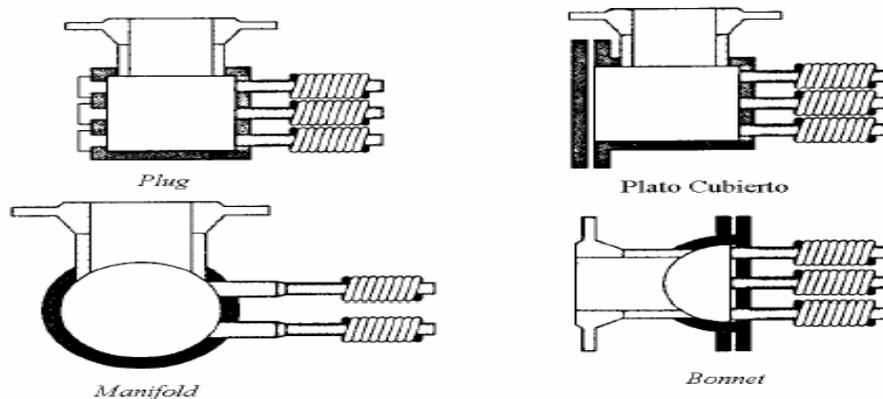


Figura 2.18. Cabezales más comunes. ^[17]

2.8.4 Ventiladores

Los ventiladores son de flujo axial y tienen dos componentes básicos: el centro y las aspas. El centro puede ser fabricado de hierro fundido, aluminio fundido o acero. Puede ser de dos tipos: ajustado manualmente, en el cual el ángulo del ventilador se puede alterar sólo si el ventilador está estacionario, y autovariable en el que se incluye un dispositivo (usualmente un controlador neumático) que puede alterar el ángulo de inclinación de las aspas mientras el ventilador está en movimiento. Las aspas pueden ser de metal (usualmente aluminio) o fibra de vidrio reforzado con plástico. Las aspas de plástico son adecuadas sólo para temperaturas por debajo de 70°C. El ángulo de inclinación de las aspas del ventilador no deberá exceder 45 ° de

la línea del centro del haz de tubos. El impulsor del ventilador provee la potencia requerida para mover el aire a través de los tubos. Este impulsor puede ser un motor eléctrico, turbina de vapor, máquina de gas, gasolina o un motor hidráulico ^[20].

Los tamaños usuales de ventiladores van de 1,2 a 5,5 m (4 a 18 ft) de diámetro, a pesar de que el diámetro mayor disponible es de 9 m (30 ft). El máximo diámetro del espaciado entre ventiladores es de 4,2 m (14 ft) y el mínimo es de 1,8 m (6 ft). La única restricción en los tamaños permitidos de ventiladores está dada por el requerimiento de cada enfriador de aire sea servido por dos o más ventiladores alineados en la dirección de la longitud de los tubos, para asegurar el enfriamiento parcial en caso de que un ventilador se dañe ^[21].

2.8.5 Tipos de enfriadores por aire

Existen dos tipos de enfriadores por aire: de tiro inducido donde el aire es succionado a través del haz (figura 2.19) y de tiro forzado, en los cuales el aire es empujado a través de los tubos (figura 2.20). Entre las ventajas y desventajas de cada tiro se tiene ^[21].

2.8.5.1 Tiro inducido

Ventajas:

1. Mejor distribución del aire a través del haz.
2. Menor posibilidad de recirculación de aire caliente en la entrada. El aire caliente se descarga corriente arriba aproximadamente a 2,5 veces la velocidad de entrada o cerca de 457,2 m/min (1.800 in/min).
3. Mejor control del proceso y mejor estabilidad debido a que el túnel de viento cubre el 60 % del área de cara del haz, reduciendo los efectos ambientales.

Desventajas:

1. Si el aire efluente es muy caliente hay posibilidad de requerir una mayor potencia.
2. La temperatura del aire efluente debe limitarse a 121 °C (250 °F) para prevenir daños a las paletas del ventilador.
3. Cuando la temperatura de entrada al proceso excede a los 177 °C (350 °F) debe considerarse el diseño de tiro forzado porque se obtienen elevadas temperaturas de aire efluente durante la operación con ventilador apagado o bajo flujo de aire.
4. Los ventiladores son menos accesibles para el mantenimiento.
5. Los túneles de viento deben ser removidos para reemplazar los haces.

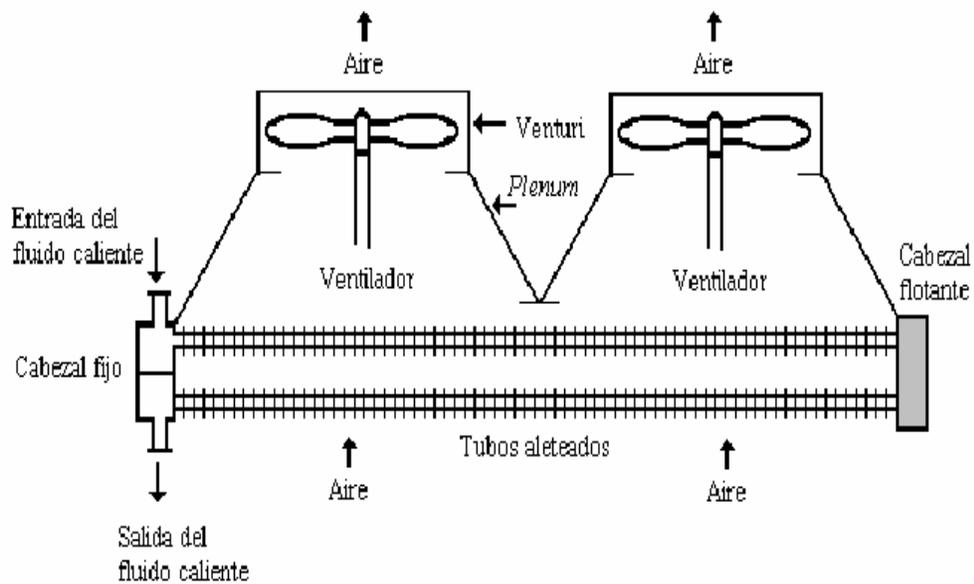


Figura 2.19. Intercambiador en flujo cruzado con corriente de aire inducida. ^[17]

2.8.5.2 Tiro forzado

Ventajas:

1. Si el aire efluente es muy caliente hay posibilidad de requerir una menor potencia.
2. Los equipos mecánicos están más accesibles para el mantenimiento.
3. La temperatura de salida del aire no está limitada, va de acuerdo al tipo de aletas utilizadas.
4. Ningún equipo mecánico está expuesto al aire caliente de escape.

Desventajas:

1. Distribución de aire menos uniforme a través del haz.
2. Mayor posibilidad de recirculación de aire caliente, debido a baja velocidad de descarga desde los haces, velocidad de entrada al aro del ventilador elevada y ausencia de columna.
3. Exposición total de los tubos al sol, lluvia y granizo.

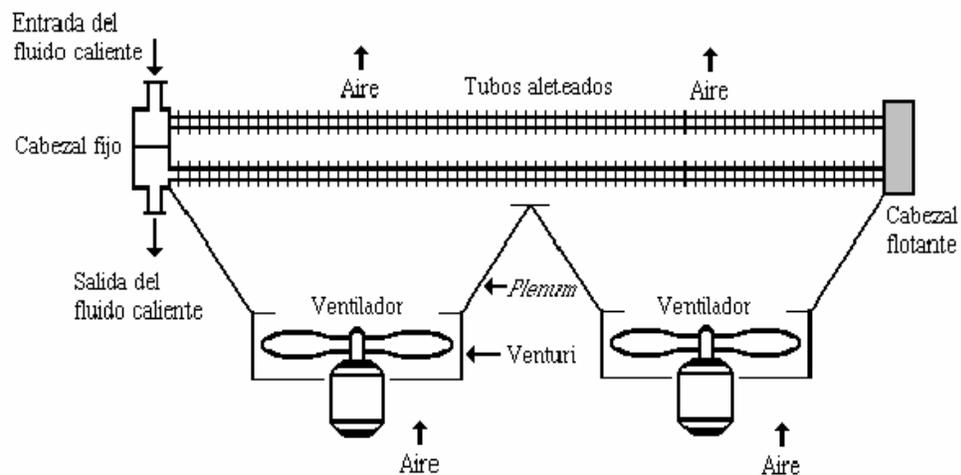


Figura 2.20. Intercambiador en flujo cruzado con corriente de aire forzada. ^[17]

2.8.6 Condensación con enfriadores por aire

En un enfriador por aire pueden involucrarse dos tipos de transferencia de calor: sin cambio de fase del fluido y con cambio de fase (condensación). En un enfriador por aire la condensación se efectúa en el interior de un banco de tubos sobre los cuales fluye aire por convección forzada o natural. Este tipo de unidad es algunas veces usada en la industria de generación eléctrica, en aquellos lugares donde la disponibilidad de agua de enfriamiento es baja. En general, estos condensadores no presentan mayores problemas en su operación y diseño, pero deben ser diseñados asegurando que el flujo es horizontal o con una pequeña inclinación hacia abajo y con una distribución uniforme del flujo en los tubos. En este caso, la relación entre el calor (Q) y la temperatura del fluido no es lineal y hay que dividir el intercambiador en zonas de manera tal que el calor (Q) sea aproximadamente lineal a las temperaturas para cada zona. Basadas en las diferencias de temperaturas media logarítmicas y los calores transferidos en cada una de las zonas, se obtiene una diferencia media logarítmica efectiva total (ΔT_e) para cada zona ^[17].

En el establecimiento de las zonas, se supone que el coeficiente de transferencia de calor es constante dentro de la zona y que el retiro de calor es directamente proporcional al cambio de temperatura dentro de la misma. Mientras mayor sea el número de zonas, mayor será la precisión del diseño del condensador. Las zonas usuales son (figura 2.21):

- Vapor enfriándose (desde la temperatura de entrada hasta el punto de rocío).
- Condensación del fluido (desde la temperatura de rocío hasta el punto de burbuja).
- Líquido enfriándose (desde el punto de burbuja hasta la temperatura de salida).

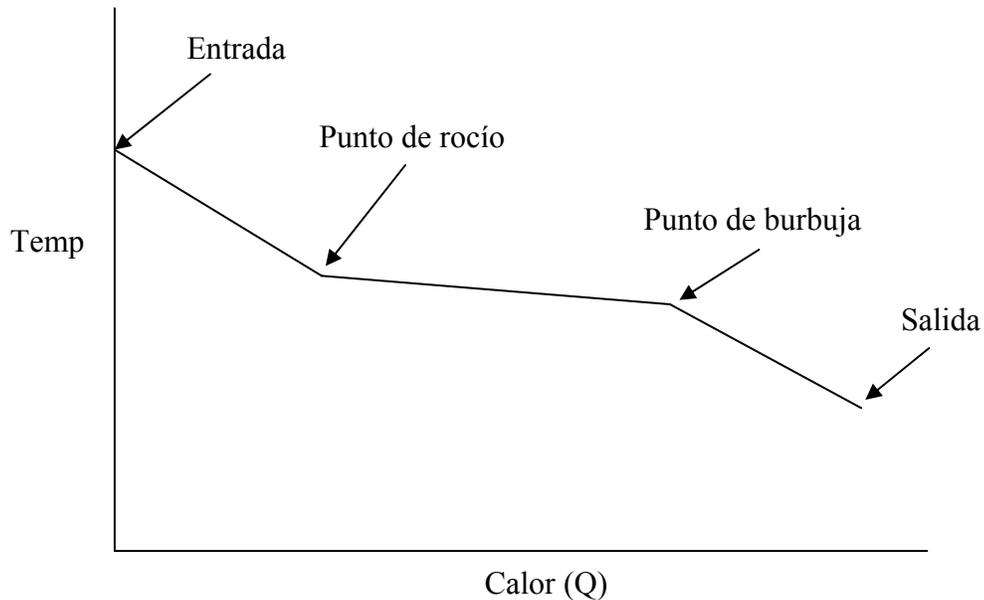


Figura 2.21. Curva típica de condensación Temp (T)-Calor (Q).

La caída de presión es la suma de las caídas de presión para cada zona. La caída de presión para cada zona se calcula utilizando las condiciones promedio de la misma. El área total de transferencia de calor es la suma de las áreas de las zonas ^[21].

Existen serios problemas en condensación de vapores que necesitan especial atención para el diseño, como lo son el colapso o choque de las burbujas que puede crear una fuerza violenta del fluido, la cuál puede dañar tuberías o equipos. Esta fuerza es creada cuando el condensado subenfriado es descargado dentro del cabezal de condensado para dos fases, o cuando pasa vapor dentro del condensado subenfriado. Este problema debe ser evitado por el diseñador de sistemas de vapor y controles tal que el vapor y el condensado subenfriado no choquen en el sistema.

Para el caso de condensación dentro de tubos horizontales se pueden presentar los siguientes regímenes de flujo ^[22]:

2.8.6.1 Flujo tipo burbuja

En este régimen el líquido ocupa el volumen de la sección transversal y el flujo de vapor forma burbujas a lo largo del tope de la tubería. Las velocidades del líquido y el vapor son aproximadamente iguales.

2.8.6.2 Flujo intermitente tipo pistón

Al aumentar el vapor, las burbujas se unen y se forman secciones alternadas de vapor y líquido a lo largo del tope de la tubería con una fase líquida continua remanente en el fondo.

2.8.6.3 Flujo estratificado suave

Si el flujo de vapor continúa incrementándose, los tapones de vapor tienden a una fase continua. El vapor fluye a lo largo del tope de la tubería y el líquido fluye a lo largo del fondo. La interfase es relativamente suave y la fracción ocupada por cada fase permanece constante.

2.8.6.4 Flujo estratificado ondulante

Si el flujo de vapor aumenta aún más, el vapor se mueve apreciablemente más rápido que el líquido y la fricción resultante forma olas de líquido. La amplitud de las olas se incrementa con el aumento del flujo de vapor.

2.8.6.5 Flujo intermitente tipo tapón

Cuando el flujo de vapor alcanza cierto valor crítico, las crestas de las olas de líquido tocan el tope de la tubería y forman tapones espumosos. La velocidad de estos tapones es mayor que la velocidad promedio del líquido. En la estructura del tapón de vapor, el líquido es presionado de manera que el vapor ocupe la mayor parte del área de flujo en ese punto.

2.8.6.6 Flujo anular

En este régimen el líquido fluye como una película anular de espesor variable a lo largo de la pared, mientras que el vapor fluye como un núcleo a alta velocidad en el centro. Parte del líquido es extraído fuera de la película por el vapor y llevado al centro como gotas arrastradas.

En el flujo anular, los efectos de caída de presión y momento sobrepasan los de gravedad, por lo tanto la orientación de la tubería y la dirección del flujo tienen menos influencia que en los regímenes anteriores. El régimen anular es muy estable.

2.8.6.7 Flujo tipo disperso

Cuando la velocidad del vapor en flujo anular se hace lo suficientemente alta, toda la película de líquido se separa de la pared y es llevada por el vapor como gotas arrastradas.

2.8.7 Controles

En el proceso de diseño de los enfriadores por aire resulta necesaria la aplicación de una serie de controles, que permitan mejorar el rendimiento de dichos equipos, así como prever las repercusiones de los equipos en funcionamiento.

2.8.7.1 Control del flujo de aire

Además del hecho que la proporción del flujo de proceso, composición y temperatura de la entrada del fluido pueden variar las condiciones de diseño, la temperatura del ambiente varía a lo largo del día y de día a día. Por lo tanto se requiere un control del caudal del aire para mejorar el rendimiento de los enfriadores por aire.

El control del flujo de aire puede prevenir estos problemas. Entre los métodos más comunes se incluyen el control simple de encendido- apagado (para el caso de unidades de impulsor múltiple), el control con un motor de dos velocidades, impulsores de velocidad variable, inclinación controlable de las aspas del ventilador, rejillas de ventilación ajustables en forma manual o automática y recirculación del aire.

La variación en el tipo de ventiladores o en sus velocidades puede ser adecuada para sistemas que no requieren un control preciso de la temperatura o de la presión del proceso. A su vez las rejillas proporcionan un alto rango en el control de flujo de aire. Estas se pueden operar manual o automáticamente por un motor neumático o eléctrico controlado por un sensor de temperatura o presión dentro de la corriente del proceso. Las rejillas usadas en ventiladores de velocidad constante incrementan los requisitos de energía del ventilador.

La inclinación de las paletas se ajusta para proporcionar la cantidad requerida de flujo de aire para mantener la temperatura del proceso o la presión en el fluido de enfriamiento. El ángulo de la paleta requerido disminuye cuando la temperatura del

ambiente disminuye, esto ayuda a la disminución en el consumo de energía del ventilador. Cuando se requiere una disminución en el flujo de aire, se puede variar la velocidad de los motores en forma hidráulica, esto reduce la velocidad de los ventiladores por lo que el gasto de consumo energético disminuye ^[18].

2.8.7.2 Control de ruido

Recientemente ha crecido la preocupación en cuanto al control de ruido, aunque los enfriadores por aire no eran originalmente una de las principales fuentes de ello.

El ruido de este equipo es principalmente generado por los vórtices en las aspas del ventilador y la turbulencia del aire. Otros elementos generadores de ruido son el motor y el reductor de velocidad. Generalmente el ruido está en la banda ancha, excepto combinaciones ocasionales de ruido producto de la interacción de la estructura de los enfriadores por aire con el ventilador, motor y reductor.

Hoy en día es práctico y generalmente económico reducir el nivel de ruido medido a 36 pulgadas por debajo de un enfriador por aire a 85 dB (A), pero por debajo de 80 dB (A), predomina el ruido proveniente de los engranajes y deben tomarse medidas especiales ^[17].

2.8.8 Criterios de diseño de enfriadores por aire

En la actualidad, para el diseño de cualquier tipo de equipo industrial es necesario regirse bajo ciertas reglas, códigos, normas y criterios, para poder asegurar un correcto funcionamiento del equipo diseñado, una estandarización de los resultados arrojados, así como también la seguridad necesaria para proteger al mismo equipo como al personal que labora en sus inmediaciones. A continuación se presentan guías que rigen a los enfriadores por aire.

2.8.8.1 Norma API

La norma “Air-Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services”, conocida como API 661, que la publica el American Petroleum Institute, es empleada para seguir criterios y pautas de diseño tales como estandarización de tamaño de aletas, temperaturas y presiones de diseño entre otras cosas. Esta normativa se debe utilizar como una guía al escribir las especificaciones de compra de un equipo.

2.8.8.2 GPSA

Muchas compañías en los campos de procedimientos químicos y petróleo tienen sus propias normas para complementar los intercambiadores de calor enfriados por aire. Este es el caso de la norma GPSA, que es publicada por la Gas Processors Suppliers Association. El procedimiento para el diseño térmico de un enfriador por aire es explicado en esta norma, siguiendo las experiencias de esta asociación.

2.8.9 Consideraciones del diseño de enfriadores por aire

A continuación se presentan las consideraciones aplicadas en el diseño de los enfriadores por aire, guiadas por las normas, códigos o criterios.

2.8.9.1 Temperatura del aire

La selección de la temperatura del ambiente en la localidad donde se colocará el equipo, debe ser determinada por aquella temperatura igual o excedente en 1 a 2 ¹/₂ % de la temperatura promedio anual. Para tomar en cuenta una posible recirculación, se debe añadir un mínimo de 2,77 °C (5 °F) a este valor. En el caso de una pequeña temperatura de aproximación puede ser ventajoso estimar la temperatura como el

promedio de las máximas temperaturas mensuales de los meses más calientes del año o incrementar en 5,76 °C (10 °F) o más para recirculación. La temperatura de diseño mínima de aire, necesaria para diseñar los motores que accionan los ventiladores se tomará usando en cuenta los valores de temperatura de los cuatro meses más fríos del año. Como las temperaturas del aire en lugares industriales son más altas que las utilizadas para los informes del clima, se considera incrementar en 1,1 a 3,33 Δ°C (2 a 6 Δ°F) al valor estipulado ^[17].

2.8.9.2 Recirculación de aire

En el diseño de un enfriador por aire se deben tomar en cuenta los vientos dominantes, la ubicación de los equipos, la elevación de los edificios y los calentadores por combustión, entre otros. Todos los intercambiadores de calor enfriados por aire en un banco son de un tipo, por ejemplo, todos son de tiro forzado o de tiro inducido. Los bancos de intercambiadores enfriados por aire deben colocarse bastante separados, con objeto de minimizar la recirculación de aire ^[17].

2.8.9.3 Ubicación e instalación

La circulación de aire caliente hacia los ventiladores de un enfriador por aire puede reducir notablemente la capacidad de enfriamiento del mismo. La ubicación de un enfriador debe considerar este factor ^[12].

Debe evitarse la instalación de un enfriador por aire demasiado cerca de edificaciones o estructuras en la dirección del viento. Se toma como una buena práctica distancias entre 23 a 31 m (75 a 100 pie). El aire caliente que sale del enfriador es arrastrado por el viento, y luego de golpear la obstrucción, parte de él recircula hacia la entrada. Un ventilador de tiro inducido con suficiente altura de

colocación reduce este problema, pero colocarlo alejado de tales instalaciones es la mejor solución.

Un enfriador por aire con ventiladores de tiro forzado siempre es susceptible a la recirculación de aire. Si el enfriador es colocado muy cerca del suelo, causando elevadas velocidades a la entrada con relación a la velocidad de escape de aire que abandona el enfriador, la recirculación de aire caliente puede llegar a ser significativa. Los enfriadores de tiro forzado son instalados preferiblemente encima de líneas de tuberías colocadas relativamente elevadas respecto al suelo. Los de tiro inducido son menos susceptibles a la recirculación, ya que las velocidades de escape son mayores.

Los enfriadores dispuestos en un banco deben estar suficientemente cerca o tener sellos de aire entre ellos para prevenir la recirculación entre las unidades. Combinando unidades de tiro inducido con unidades de tiro forzado en proximidad unos de otros favorecen la recirculación. Debe evitarse la instalación del banco viento abajo de otros equipos generadores de calor, ya que el aire puede entrar al banco de enfriadores sólo a través de los extremos; el banco debe estar colocado a una altura suficiente para asegurar una velocidad de entrada razonablemente baja. Normalmente el banco debe estar orientado de tal manera que el viento fluya paralelo al eje longitudinal del mismo, y las unidades con la temperatura más cercana a la ambiental deben estar en el extremo viento arriba del banco.

2.8.9.4 Resistencia a la adherencia

La vibración y el ciclo térmico afectan en forma diferente la resistencia a la adherencia de varios tipos de tubos y, por lo mismo, influyen en la cantidad de transferencia de calor por los tubos de aletas. El ensuciamiento del lado del aire suele ser despreciable ^[12].

2.8.9.5 Caída de presión permisible

La caída de presión permisible, es un aspecto fundamental del diseño y concepción de un enfriador por aire, ya que ella indica el límite máximo en cuanto a caída de presión se refiere, para que el equipo pueda funcionar adecuadamente. En la tabla 2.1 extraída del manual de PDVSA (1995) para dimensionamiento de enfriadores por aire, se recomiendan los siguientes valores para distintos tipos de servicios ^[17]:

Tabla 2.1. Caídas de presión típicas. ^[17]

Tipo de servicio	Caída de presión [kPa]	Caída de presión [psi]
Gases (alta presión)	35 - 70	5 – 10
Gases (baja presión)	14 - 35	2 – 5
Gases (presión atmosférica)	3,5 - 14	0,5 – 2
Líquidos	70 - 170	10 – 25
Gases (vacío)	< 3,5	< 0,5

Un diseño con los parámetros óptimos mencionados anteriormente y que satisfaga los requerimientos de transferencia de calor, pero que no use toda la caída de presión permisible, se considera ineficiente. Para estos casos, el intercambiador puede hacerse más pequeño efectuando uno o más de los pasos siguientes para incrementar la caída de presión y transferencia de calor:

1. Incrementar la longitud del tubo al máximo permitido por las prácticas de construcción y limitaciones propias de planta.
2. Disminuir el espaciado del tubo al mínimo permisible por limitaciones de construcción o mantenimiento.

3. Disminuir el diámetro del tubo al mínimo permisible por las limitaciones de la caída de presión en el lado del tubo y de mantenimiento.
4. Aumentar el número de pasos por los tubos.

2.8.9.6 Tubos

En el API 661 (1997) se indica que el diámetro mínimo recomendado para los tubos es de 0,0254 m (1") de diámetro externo. El espesor de pared entre tubos de 0,0254 m (1") y 0,0381 m (1 1/2") de diámetro externo no debe ser menor al que se lista a continuación. Para tubos con aletas embutidas este espesor es medido desde el fondo del canal ^[15].

1. Acero al carbono o acero ferrítico de baja aleación (hasta 9% de cromo inclusive): 0,0211 m (0,083").
2. Acero de alta aleación (austenítico y ferrítico): 0,00165 m (0,065").
3. Metales no ferrosos: 0,00165 m (0,065").
4. Titanio: 0,001245 m (0,049").

Los espesores de pared mayores pueden ser apropiados para servicios severos o ciertas configuraciones de tubos.

Los tubos ya sean con o sin una superficie aleteada son aceptables. La longitud total sin aletear entre las láminas de fijación de los tubos después del ensamblaje no debe exceder 1,5 veces el espesor de la lámina tubular.

2.8.9.7 Aletas

La necesidad de superficies extendidas dependerá del servicio específico. Algunas de las reglas generales para su utilización son ^[17]:

1. Si el coeficiente total de transferencia de calor (basado en el área superficial del tubo desnudo) es mayor que $114 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ($20 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ °F}$) o si la viscosidad del fluido es menor que $0,01 \text{ Pa.s}$, se usan aletas más altas (16 mm ($0,625''$)).
2. Si el coeficiente total está entre 85 y $115 \text{ W/m}^2\text{°C}$ (15 y $20 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ °F}$), o si la viscosidad del fluido está en el intervalo de $0,01$ a $0,02 \text{ Pa.s}$ (10 y 25 cP), se usan tamaños intermedios de aletas (8 mm ($0,3125''$)).
3. Si el coeficiente total esta por debajo de $85 \text{ W/m}^2\text{°C}$ ($15 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ °F}$) o si la viscosidad del fluido es mayor que $0,025 \text{ Pa.s}$ (25 cP), no se usan aletas.

2.8.9.8 Distancias entre centro y centro de tubos

Suele usarse una distancia equivalente a 1,5 veces el diámetro externo del tubo desnudo ^[19].

2.8.9.9 Número de filas

Aunque generalmente se usa un número de filas igual a 4, hay situaciones en que se usa un menor o mayor número de ellas ^[24]. Por lo tanto se tiene:

1. Si la caída de temperatura en el proceso es de $5,55 \Delta^{\circ}\text{C}$ ($10 \Delta^{\circ}\text{F}$), suponer 3 filas.
2. Si la caída de temperatura del proceso está entre $5,55$ y $11,11 \Delta^{\circ}\text{C}$ (10 y $20 \Delta^{\circ}\text{F}$), y a su vez se construyen con materiales de elevados costos (titanio), igualmente suponer 3 filas.
3. Si el intervalo de temperatura del proceso está entre 38 y 94 °C (100 y 200 °F) y/o el coeficiente global de transferencia de calor asumido es menor de $51,1 \text{ W/m}^2$ (9 Btu/ pie^2), suponer 5 filas.
4. Si el intervalo de temperatura del proceso está entre 94 y 260 °C (200 y 500 °F) y/o el coeficiente global de transferencia de calor asumido es menor de $39,74 \text{ W/m}^2$ (7 Btu/ pie^2), suponer 6 filas.

5. Si el intervalo de temperatura del proceso es mayor de 260 °C (500 °F) y/o el coeficiente global de transferencia de calor asumido es menor de 30,09 W/m² (5,3 Btu/ pie²), suponer 8 filas.

Sin embargo más allá de 6 filas se hace difícil mantener eficientemente la caída de presión estática del aire por debajo de 0,175 kPa (0,7" de agua), a menos que se usen tubos desnudos. Las unidades con menos de 4 filas no son económicas desde el punto de vista de área de construcción.

2.8.9.10 Longitud de tubos

La longitud de los tubos viene a ser definida en parte, por los requerimientos de espacio en el lugar a ser colocado el equipo y por la caída de presión permisible, sin embargo se utiliza como arreglo típico 6,1 m (20 pie). En la norma PDVSA (1995) subsección 4.7, se indica que para el uso de los enfriadores por aire, la mayor longitud permisible sea de 10,4 m (34,12 pie) ^[17].

2.8.9.11 Número de ventiladores

El número de ventiladores recomendados por bahías es de dos, por el hecho de una mayor confiabilidad, ya que un mayor número en una misma bahía traería como consecuencia un aumento en los costos innecesariamente ^[15].

2.8.9.12 Tipo de tiro

El escoger el tipo de tiro depende enormemente de la posibilidad de recirculación del aire y de su temperatura de salida. Como se dijo anteriormente el tiro inducido aleja la posibilidad de recirculación, pero tiene una limitación en cuanto a la temperatura de salida, la cual no debe exceder los 121 °C (250 °F). Para servicios generales es

conveniente utilizar el tiro forzado, a pesar de las grandes posibilidades de recirculación de aire; esto se puede remediar en cierta manera, asegurando que la presión estática del aire sea mayor de 0,0747 kPa (0,3 pulg de agua), para poder contrarrestar este efecto ^[16].

2.8.9.13 Temperatura y presión de diseño del haz tubular

Las temperaturas de diseño máxima y mínima para los elementos sometidos a presión interna deben ser especificadas para poder realizar el diseño térmico. Para estos elementos construidos con aceros al carbono o aceros de baja aleación, la máxima temperatura de diseño debe ser al menos 343,33 °C (650 °F) a menos que se dicte otro límite. En este caso la temperatura máxima de diseño no puede ser más baja que la temperatura de entrada del fluido de proceso especificada más 10 °C (18 °F). Aquellos construidos con materiales distintos a los indicados anteriormente, la temperatura máxima de diseño debe ser la temperatura de entrada del fluido del proceso especificada más 10 °C (18 °C). El comprador debe especificar por separado la temperatura máxima de operación a ser aplicada a la selección del tipo de aletas (temperatura de diseño de las aletas).

La presión de diseño debe ser especificada por el proceso a realizar en la industria. Si la presión de diseño no es especificada debe estar basada en la mayor entre la presión de entrada más 10% de ella o la presión de entrada más 172 kPa (25 psi).

2.8.9.14 Cabezales

El fluido de proceso a alta presión se encuentra siempre en los tubos ^[23]. Los cabezales del lado de los tubos son relativamente pequeños en comparación con las unidades enfriadas por agua cuando la alta presión está concentrada en el lado de la

carcaza. El diseño de alta presión de los cabezales rectangulares es complicado; el cabezal tipo tapón se utiliza normalmente para presiones manométricas de diseño hasta de 13.790 kPa (2.000 psi), aunque se han empleado con 62.000 kPa (9.000 psi). El empleo de tapones roscados a estas presiones ocasiona problemas. Los cabezales de cubierta removible se limitan por lo general a presiones manométricas de 2.068 kPa (300 psi).

En el API 661 (1997) se indica que se deben tomar previsiones en el diseño a fin de evitar la corvadura o alabeo excesivo de los tubos y/o fugas en las juntas de los mismos. El análisis de esfuerzos debe considerar la temperatura máxima de operación y las condiciones máximas de enfriamiento a una temperatura de aire ambiental mínima en el diseño de cabezales para prevenir la excesiva corvadura de los tubos laminares y fugas en las juntas de tubo.

2.8.9.15 Boquillas

En los enfriadores por aire se utilizan dos tipos de boquillas, éstas son las llamadas de “sección circular” (Pipe Nozzle) y las tipo “Swaged”. El tipo de boquilla a utilizar en un diseño u otro va a estar determinado principalmente por el ancho que se desea del cabezal, es decir si se va a trabajar con un equipo que maneja grandes caudales y la boquilla es de sección circular, implica que ella tendrá un diámetro muy grande y que el cabezal sea muy ancho provocando costos elevados, lo que podría evitarse colocando boquillas tipo “swaged” las cuales presentan un alargamiento en uno de sus ejes y de este modo permite que el cabezal sea más estrecho ^[16].

La norma API (1997) impone las siguientes consideraciones:

1. No deben emplearse las conexiones de NPS 0,0317 m (1 1/4"), 0,0635 m (2 1/2"), 0,0889 m (3 1/2"), 0,127 m (5").
2. Las conexiones de NPS 0,0381m (1 1/2") y mayores deben ser bridadas.

3. El espesor mínimo incluyendo sobre espesor de corrosión para aceros al carbono y de baja aleación con conexiones bridadas y menores deben ser de sch 60. El espesor mínimo para NPS 0,1524 m (6") hasta 0,3048 m (12") debe ser de sch 80.

2.8.9.16 Seguridad

Las fugas de las unidades enfriadas por aire van directamente a la atmósfera y pueden provocar riesgos de incendios o humos tóxicos; sin embargo, el elevado flujo de aire a través de un intercambiador enfriado por aire reduce considerablemente cualquier concentración de fluidos tóxicos. Es preferible evitar la colocación de los enfriadores por aire sobre bombas, compresores, transmisiones eléctricas, casetas de control y, en general, se minimiza la cantidad de equipos, como tambores e intercambiadores de carcaza y tubo, que se sitúan bajo ellos.

Los intercambiadores de calor enfriados por aire montados en un conjunto de tuberías donde circulan fluidos inflamables suelen tener plataformas de concreto que aíslan los intercambiadores de la tubería.

2.8.9.17 Corrosión atmosférica

Los intercambiadores de calor enfriados por aire no se deben situar en los lugares en que pasen humos y vapores corrosivos procedentes de ventilas ^[12].

2.8.9.18 Alta viscosidad

El problema básico en este tipo de servicio es prevenir que el fluido se “asiente” en los tubos por bajas velocidades de flujo y/o bajas temperaturas del aire ambiental ^[17]. Para tales servicios, se deben considerar las siguientes recomendaciones:

1. Normalmente, los enfriadores por aire deben ser diseñados con tubos descubiertos en vez de tubos con aletas para proveer una temperatura de pared mayor para un coeficiente interno de transferencia de calor dado. Sin embargo, algunas veces puede ser necesario el uso de tubos aleteados para obtener un arreglo de flujo que provea suficiente caída de presión estática.
2. Se deben poner serpentines de vapor ubicados debajo de la unidad para calentar el aire que entra durante las operaciones de arranque e interrupción.
3. Se deben tomar provisiones para que los haces se puedan sacar de servicio durante operaciones de baja velocidades de flujo, instalando conexiones para un desvío y para drenaje del haz.

2.9 Sistema de control distribuido (DCS)

Aunque la primera aplicación de la tecnología digital de control en control de procesos fue en 1950, la dependencia total de las primitivas arquitecturas centralizadas de un único ordenador para todas las funciones de control e interfase con el operador daban lugar a sistemas complejos y de dudosa confianza. Añadir un segundo procesador incrementada tanto la complejidad como el costo. En consecuencia, instalaciones mantenían sistemas analógicos de respaldo como protección frente al mal funcionamiento del ordenador.

La tecnología de microprocesadores permitió solucionar estos problemas técnicos de una forma económica. A mediados de los setenta se presentó una arquitectura de control de procesos denominada sistema de control distribuido o DCS por sus siglas en inglés y casi instantáneamente se convirtió en un éxito comercial. Un DCS consta de un número de nodos basados en microprocesadores que se conectan a través de comunicación digital, a menudo llamada autopista de datos, que permite además de controlar el proceso, obtener datos directamente y en tiempo real de las principales variables ^[12].

2.10 Válvulas de control

Por definición, las válvulas de control son dispositivos de control automático que sirven para modificar el caudal del fluido al valor que especifica el controlador. Una válvula de control consta de un actuador y posiblemente uno o más dispositivos de control de la misma.

Las válvulas se clasifican de acuerdo con su tipo de diseño. Estos estilos se pueden agrupar por el tipo de movimiento del vástago: lineal o rotatorio. El vástago de la válvula es la varilla, eje o tubo que conecta el actuador con el dispositivo de cierre (es decir, la parte móvil de la válvula que se sitúa en el camino del flujo para modificar el caudal). El movimiento de cualquier tipo se conoce como recorrido.

Independientemente de la variable concreta del proceso que se quiera controlar (por ejemplo, temperatura, presión, nivel, pH), la salida de una válvula de control es el caudal. La válvula de restricción realiza su función manipulando el caudal en virtud de su resistencia al flujo ajustable. La cantidad de caudal y las condiciones de presión se conocen, normalmente, cuando se diseña un proceso y el rango de resistencia de la válvula debe adaptarse coherentemente. En la tradición de los coeficientes de descarga de orificios y boquillas, esta resistencia se engloba en el coeficiente de flujo de la válvula, C_v .^[12]

Por definición, el coeficiente de flujo de la válvula, C_v , es el número de galones US por minuto de agua que pasará a través de una restricción de flujo con una caída de presión de presión igual a un psi. Básicamente, es un índice bajo el cual el ingeniero puede, rápidamente y acertadamente, estimar el tamaño requerido de una restricción en cualquier sistema de fluido.

Por conveniencia, los fluidos compresibles se asumen, generalmente, que siguen un modelo de la ley de los gases ideales. Las desviaciones del comportamiento ideal se corrigen, para primer orden, con valores no unitarios del factor de compresibilidad Z .

Para determinar el coeficiente de la válvula, C_v , para fluidos compresibles (gas y vapores) se aplican las siguientes fórmulas: ^[25]

Flujo volumétrico:

$$C_v = \frac{Q}{6.940 P_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{F_\gamma x_T}} \quad (\text{Ec. 2.7})$$

$$C_v = \frac{Q}{6.940 P_1 Y} \sqrt{\frac{M T_1 Z}{x}} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

$$Y = 1 - \frac{x}{3 F_\gamma x_T} \quad (\text{Ec. 2.9})$$

Donde:

C_v : coeficiente de flujo, (gal US/min)

x_T : factor relación presión diferencial

Γ : relación de calores específicos

F_γ : factor relación de calores específicos

X : relación presión diferencial a la entrada

Y : factor de expansión

P_1 : presión a la entrada kg-f/cm^2 (g)

Q : flujo volumétrico (pie^3/h)

M : peso molecular

T_1 : temperatura a la entrada $^\circ\text{C}$

Z : factor de compresibilidad

La relación entre el caudal de la válvula y la apertura de la válvula se denomina característica de caudal de la válvula o característica de flujo. Este término es utilizado para determinar como varía el coeficiente de flujo, C_v , en respuesta a los

cambios en la posición de la válvula, en otras palabras, como varía el caudal de flujo al recibir una señal del elemento sensor.

La característica de flujo disponible son: lineal, igual porcentaje, porcentaje modificado y apertura rápida. Esto se puede observar en la figura 2.22.

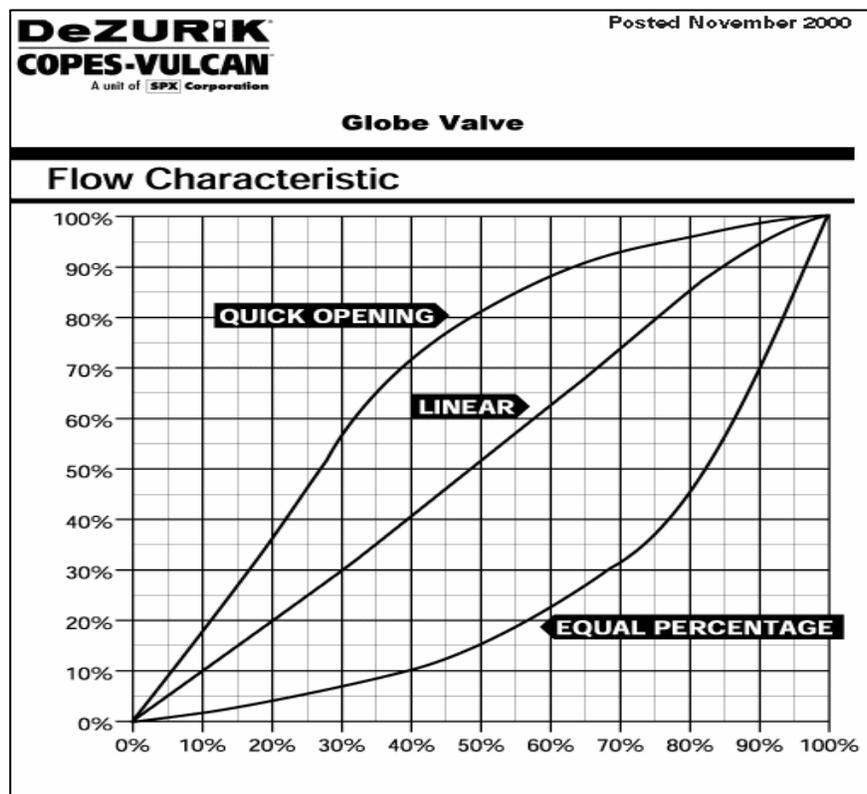


Figura 2.22. Curvas características de caudal de una válvula de control. ^[9]

2.11 Sustancia pura

Una sustancia que tiene una composición química fija en cualquier parte se llama sustancia pura. El agua, el nitrógeno, el helio y el dióxido de carbono, por ejemplo son sustancias puras, las cuales no tienen que estar conformada por un solo elemento o compuesto químico. Una mezcla de varios de éstos también califica como una sustancia pura siempre y cuando la mezcla sea homogénea. Una mezcla de dos o más

fases de una sustancia pura se sigue considerando una sustancia pura mientras la composición química de las fases sea la misma. ^[26]

2.12 Vapor de agua y su generación

El agua es el compuesto químico más abundante en nuestro planeta y siempre es referida como sinónimo de la vida por estar involucrada en la mayoría de los procesos biológicos tanto del hombre como de todo organismo vivo en el planeta. El hombre, con su espíritu curioso ha buscado utilidad a todo cuanto se encuentre a su alrededor, de lo cual el agua no se ha escapado. Los usos que hoy día se le da al agua en sus diferentes fases son amplios y vastos, en especial el agua en estado gaseoso o mejor conocida como vapor, que cumple un vital papel en la vida moderna.

El vapor es fuente tanto de energía como de agua propiamente, y ambas características hacen que su uso se extienda casi infinitamente. En la industria petrolera, de generación eléctrica y petroquímica, el vapor representa un recurso tan necesario como la sangre al ser humano. Innumerables procesos requieren el consumo de calor proporcionado por el vapor o bien la introducción directa de vapor para llevar a cabo transformaciones químicas que subsecuentemente resultan en productos terminados de diversa índole. ^[26]

El diagrama de fase del agua, el cual se observa en la figura 2.23, muestra tres regiones: sólido (hielo), líquido (agua) y gaseoso (vapor de agua), cada una de las cuales representa una fase pura. La línea de separación entre dos regiones indica las condiciones en las cuales estas dos fases pueden existir en equilibrio. El punto en que las tres curvas coinciden se llama punto triple y para el agua es $0,01\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($273,160\text{ K}$) y $0,0062\text{ kg-f/cm}^2$ ($0,006\text{ atm}$). Ésta es la única condición en las cuales estas tres fases (sólida, líquida y gaseosa) pueden estar en equilibrio entre si. La temperatura del punto triple es muy próxima al llamado punto de congelación.

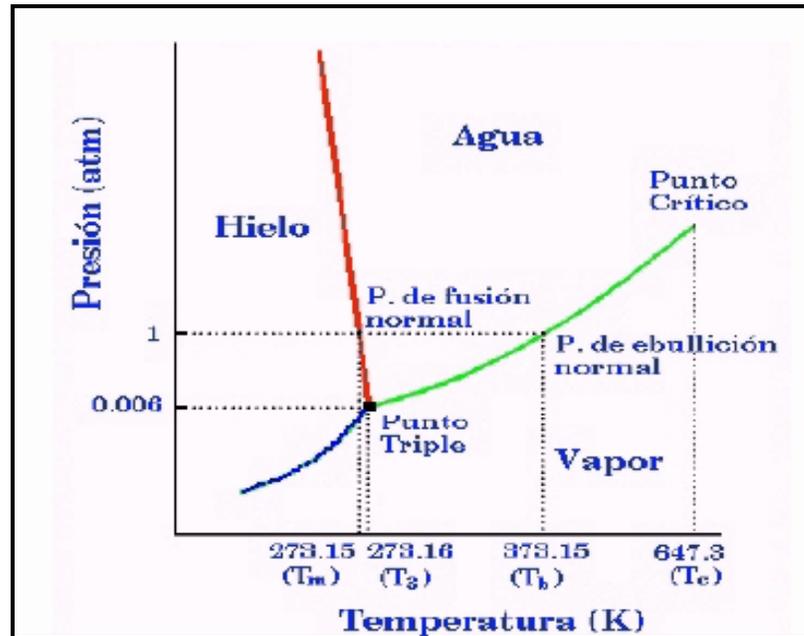


Figura 2.23. Diagrama de fase del agua. ^[27]

Existen tres etapas diferentes durante el proceso de conversión de agua a vapor. El agua debe estar hirviendo antes de que pueda formar el vapor y el vapor sobrecalentado no puede formarse hasta que el vapor este completamente seco.

En la primera etapa, el calor se aplica para incrementar la temperatura del agua hasta el punto de ebullición correspondiente a las condiciones de presión bajo las cuales se proporciona calor. El punto de ebullición se conoce normalmente como la temperatura de saturación, la cual para el agua es de 100 °C (373,150 K) y 1,033 kg-f/cm² (1 atm), tal como se observa en la figura 2.23. La cantidad de calor requerido para subir la temperatura del agua de 0°C hasta la temperatura de saturación se conoce como entalpía del agua o calor sensible.

En la segunda etapa se proporciona calor al agua hirviendo y, bajo las condiciones de presión constante, el agua se convierte en vapor sin aumentar la temperatura. Esta es la fase de evaporación o de calor latente; en esta fase, con el vapor en contacto con el agua líquida, el vapor se encuentra en la condición conocida como saturado. Puede estar “seco” o “húmedo”, dependiendo de las condiciones de

saturación. El vapor saturado “seco” es vapor libre de partículas de agua y el vapor saturado “húmedo” es el que contiene partículas de agua en suspensión. El vapor saturado a cualquier presión tiene una temperatura definida. Si el agua se calienta en un recipiente cerrado que no éste completamente lleno, la presión aumenta después de que empieza a formar vapor y este aumento provoca un incremento de temperatura.

La tercera etapa comienza cuando el vapor a una determinada presión se calienta por encima de la temperatura del vapor saturado a esa presión. El vapor se llama entonces sobrecalentado.^[12]

2.12.1 Sistema de vapor

El propósito primordial de un sistema de vapor efectivo es el de producir vapor en las condiciones de flujo, presión, temperatura y calidad requeridas para abastecer a todos los elementos consumidores de vapor, tanto en operación normal como en arranque y paradas imprevistas de planta.

Por otra parte, pero no menos importante se encuentran los sistemas de recuperación de condensados que permiten aprovechar al máximo el vapor y/o condensado de vapor que fueron utilizados por el proceso para su reutilización. Todo esto se traduce al final en disminución de costos como consecuencia de ahorro de energía y ahorro en tratamientos químicos asociados a este tipo de sistemas.

Un sistema de generación y distribución de vapor ineficientes puede desencadenar a su vez en ineficiencias en los elementos de recepción final de vapor, tales como turbinas, intercambiadores de calor, desaeradores, economizadores, válvulas, etc. esenciales para la buena operación de cualquier planta que lo requiera. Por esto se vuelven tan importantes la planificación de las operaciones de diagnóstico y mantenimiento del sistema de generación de vapor, distribución de vapor y recuperación de condensado.

2.12.2 Vapor de agua como servicio industrial en FertiNitro

En FertiNitro, se genera vapor de dos maneras: por combustión (en las calderas auxiliares) y por recuperación de calor. Ambos tipos de sistemas de vapor operan en forma integrada para producir vapor en tres niveles principales de presión: el de muy alta presión (KS), el de alta presión (HS) y el de baja presión (LS). Las características y utilización de cada uno de ellos serán descritas a continuación.

2.12.2.1 Vapor de muy alta presión (KS)

Las características de este vapor son: $P= 110 \text{ kg/cm}^2$ y $T= 510 \text{ }^\circ\text{C}$. Se produce en la sección de reformación y síntesis de las plantas de amoníaco, específicamente en las calderas de recuperación de calor (12/22-E-210, 12/22-E-208 y 12/22-E-501). Estas calderas poseen un tambor en común, 12/22-V-201, desde el cual, luego de ser sobrecalentado en el E-209 hasta $510 \text{ }^\circ\text{C}$ es conducido al cabezal de vapor KS correspondiente (12 o 22). El vapor KS es empleado como fuerza motriz de las turbinas de vapor de los compresores de gas de síntesis de las unidades de amoníaco (12/22-TK-431) y los compresores de CO_2 de las unidades de urea (11/21-TK-101). Ambos cabezales de vapor están interconectados por una válvula motorizada, HV-2711.

2.12.2.2 Vapor de alta presión (HS)

Las características de este vapor son: $P= 44 \text{ kg/cm}^2$ y $T= 385 \text{ }^\circ\text{C}$. Es normalmente generado como extracción de las turbinas que impulsan los compresores del gas de síntesis de las unidades de amoníaco (12/22-TK-431) y también por las calderas auxiliares en el área de servicios (32-B-601A/B). En la planta de amoníaco, este vapor es utilizado como fuerza impulsora de las turbinas de los compresores de aire,

12/22-TK-421, de amoníaco, 12/22-TK-441, como vapor de proceso en el reformador primario, 12/22-F-201 y como vapor de despojamiento en el stripper de condensado del proceso en las plantas de amoníaco (12/22-C-321) y en la columna de destilación que se encarga de recuperar el amoníaco del gas de proceso (25-C-553). En el área de servicios es utilizado en la turbina de la bomba de agua de alimentación de caldera de alta presión (32-TP-601A), en la turbina de la bomba de agua de alimentación de caldera de media presión (32-TP-602A), en la turbina de la bomba de agua desmineralizada (31-TP-704A) y en los ventiladores de las calderas auxiliares (32-TU601A/B). También, en forma eventual se consume vapor HS en el proceso de arranque para el calentamiento inicial de las calderas de recuperación de calor 12/22-E-208, 12/22-E-210, 12/22-E-501, este vapor proviene del 12/22-L-209. En la planta de urea se consume vapor HS en el hidrolizador (R-102) para el tratamiento de los condensados de proceso.

2.12.2.3 Vapor de baja presión (LS)

Existen dos tipos de LS en el complejo operando sin interconexión alguna: uno generado en el área de servicios con las características de $P= 3,5 \text{ kg/ cm}^2$ y $T= 220^\circ\text{C}$ y otro en la planta de urea con las características de $P= 3,5 \text{ kg/ cm}^2$ y $T= 147^\circ\text{C}$. El primero se genera por caída de presión del vapor utilizado en las turbinas del área de servicios mencionada anteriormente. Además, se recupera de la purga continua y discontinua de las calderas auxiliares (32-V-601/602). Es empleado en las líneas de trazoado con vapor de diferentes puntos de la planta, en el desaereador (32-V-603) como medio de desaereación mecánica, en los compresores de aire (12/22-TK-421) como fuerza impulsora adicional al HS y como vapor de despojamiento de CO_2 en la primera columna regeneradora de la sección de Gianmmarko- Vetrocoke (12/22-C-301).

Adicionalmente dentro de las plantas de urea existen tres niveles de vapor adicionales al KS, HS y LS antes mencionados. Éstos son: el vapor sobrecalentado de media presión (MS), el vapor saturado de media presión (MS sat) y el vapor *booster* o incrementado (BS). Las características y uso de cada uno se describen a continuación.

2.12.2.4 Vapor sobrecalentado de media presión (MS)

Las características de este vapor son: $P= 24 \text{ kg/cm}^2$ y $T= 336^\circ\text{C}$. Se produce a través de la turbina del compresor de CO_2 (11/21-TK-101) para alimentar al separador de condensado del Stripper (11/21-V-109) y para la obtención de vapor MS saturado.

2.12.2.5 Vapor saturado de media presión (MS sat)

Las características de este vapor son: $P= 22 \text{ kg/cm}^2$ y $T= 219^\circ\text{C}$. Solamente se produce en el separador de condensado del stripper (11/21-V-109), a partir del vapor MS sobrecalentado. Dicho proceso ocurre cuando el vapor de MS sobrecalentado sale de la turbina del compresor de CO_2 (11/21-TK-101) y se hace pasar en el separador de condensado del stripper (11/21-V-109), con el fin de reducir su temperatura y presión, para convertirlo en MS saturado; para ello se dispone de una inyección de vapor la cual entra al equipo proveniente de las bombas P-110A/B. La saturación del vapor sucede cuando éste y el condensado entran en contacto dentro del equipo. El MS saturado se utiliza en el stripper (11/21-E-101), en el eyector de vapor BS incrementado o “booster” (11/21-L-112), en la torre lavadora de inertes de media presión (11/21-C-103) y en el precalentador del aire de atomización- granulación (11/21-E-151).

2.13 Balances de materia

Un proceso es cualquier operación o serie de operaciones que produce un cambio físico o químico en una sustancia o en una mezcla de sustancias. La sustancia que entra en un proceso se conoce como entrada o alimentación del proceso, y aquella que sale de él se llama salida o producto. Una unidad de proceso es aquella donde se lleva a cabo una de las operaciones que constituyen el proceso. Cada unidad del proceso está asociada con un conjunto de flujos de proceso de entrada y salida, que consisten en las sustancias que entran y salen de la unidad.

Los balances de materia sin reacción química tienen su campo de aplicación en las operaciones unitarias, las cuales son aquellas que se caracterizan porque los materiales no sufren cambios químicos, aunque sí cambios físicos. ^[27]

2.13.1 Ecuación general de balance de materia

La ecuación general de balance de materia se fundamenta en el principio de conservación de la misma y se puede representar, para un sistema en particular, por medio de la siguiente ecuación general:

$$\begin{aligned} \text{Masa acumulada en el sistema} = & \text{Masa de entrada} - \text{Masa de salida} + \\ & \text{Masa generada} - \text{Masa consumida} \end{aligned} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

La ecuación anterior que puede ser modificada según sea el caso en particular, por ejemplo si el sistema opera en régimen permanente o estado estacionario, no hay acumulación de materia y la ecuación 2.10 queda de la siguiente forma:

$$\text{Masa de entrada} + \text{Masa generada} = \text{Masa de salida} + \text{Masa consumida} \quad (\text{Ec. 2.11})$$

Ahora si además no ocurren reacciones químicas en ese sistema, la ecuación 2.11 se reduce a:

$$\text{Masa de entrada} = \text{Masa de salida} \quad (\text{Ec 2.12})$$

Es importante establecer los límites del sistema o del equipo en particular donde se realizarán balances, para establecer así los diferentes flujos que entran y salen del mismo. ^[27]

2.14 Energía

Se perciba o no, la energía es parte importante en la mayoría de los aspectos cotidianos; por ejemplo, la calidad de vida y su sostenimiento depende de su disponibilidad. Algunas de las numerosas formas de la energía son: térmica, mecánica, eléctrica, química, nuclear, incluso la masa puede ser considerada una forma de energía. Ésta se puede transferir hacia o desde un sistema cerrado (una masa fija) en dos formas distintas: calor y trabajo. Para volúmenes de control, la energía se puede transferir por un flujo de masa. Una transferencia de energía hacia o desde un sistema cerrado es calor si la provoca una diferencia de temperatura. De lo contrario es trabajo, y lo origina una fuerza que actúa a través de una distancia.

La suma de la energía térmica, mecánica, potencial, eléctrica, magnética, química y nuclear, conforma la energía total “E” de un sistema, la cual se denota por unidad de masa “m”, mediante “e” y se expresa como:

$$e = \frac{E}{m} \quad (\text{Ec 2.13})$$

La termodinámica no proporciona información acerca del valor absoluto de la energía total, sólo trata con el cambio de ésta. Así, a la energía total de un sistema se

le puede asignar un valor de cero ($E=0$) en algún punto de conveniente. El cambio de energía total de un sistema es independiente del punto de referencia seleccionado. En el análisis termodinámico, con frecuencia es útil considerar dos grupos para las diversas formas de energía que conforman la energía total de un sistema: microscópica y macroscópicas. Las formas macroscópicas de energía son las que posee un sistema como un todo en relación a cierto marco de referencia exterior, como las energías cinética y potencial. Las formas microscópicas de energía son las que se relacionan con la estructura molecular de un sistema y el grado de la actividad molecular, y son independientes de los marcos de referencia externo. La suma de todas las formas microscópicas de energía se denomina energía interna de un sistema, y se denota mediante “ u ”.^[26]

2.14.1 Mecanismos de transferencia de energía

La energía se puede transferir hacia o desde un sistema en tres formas: calor, trabajo y flujo másico. Las interacciones de energía se reconocen en las fronteras del sistema cuando lo cruzan, y representan la energía que gana o pierde un sistema durante un proceso. Las únicas dos formas de interacción de la energía relacionadas con una masa fija o sistema cerrado son las transferencias de calor y de trabajo.

2.14.1.1 Transferencia de calor “Q”

La transferencia de calor hacia un sistema (ganancia de calor) incrementa la energía de las moléculas y por lo tanto la pérdida de calor del sistema la disminuye, ya que la energía transferida como calor viene de la energía de las moléculas de un sistema.

2.14.1.2 Transferencia de trabajo “W”

Una interacción de energía que no es causada por una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores es trabajo. La transferencia de trabajo a un sistema (es decir, el trabajo realizado sobre un sistema) incrementa la energía de éste, mientras que la transferencia de trabajo desde un sistema (es decir, el trabajo realizado sobre un sistema) la disminuye, puesto que la energía transferida como trabajo viene de la energía contenida en el sistema.

2.14.1.3 Flujo másico “m”

El flujo másico que entra y sale del sistema funciona como un mecanismo adicional de transferencia de energía. Cuando entra masa a un sistema, la energía de éste aumenta debido a que la masa lleva consigo energía. De igual modo, cuando una cantidad de masa sale del sistema la energía de éste disminuye porque la masa que sale saca algo consigo. ^[26]

2.14.2 Balance de energía en sistemas abiertos

A continuación se presenta la ecuación general para el balance de energía en un sistema abierto en régimen permanente o estacionario. ^[26]

$$\Delta H + \Delta EC + \Delta EP = Q - W \quad (\text{Ec 2.14})$$

Donde:

$$\Delta H = m \cdot (h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}) \quad (\text{Ec 2.15})$$

$$\Delta EC = \frac{1}{2} m \cdot (V_{\text{salida}}^2 - V_{\text{entrada}}^2) \quad (\text{Ec 2.16})$$

$$\Delta EP = mg \cdot (z_{\text{salida}} - z_{\text{entrada}}) \quad (\text{Ec 2.17})$$

Siendo: ΔH : cambio de entalpía (kJ)

m: masa (kg)

h: entalpía específica (kJ/kg)

 ΔEC : cambio de energía potencial (kJ)

V: velocidad (m/s)

 ΔEP : cambio de energía potencial (kJ)

Z: altura

Cuando los cambios en las energías cinéticas y potencial son cero (es decir, $\Delta EC = \Delta EP = 0$), la ecuación 2.15 se reduce a: ^[26]

$$\Delta H = m \cdot (h_{salida} - h_{entrada}) = Q - W \quad (\text{Ec 2.18})$$

2.15 Simuladores de procesos

Los programas de diseño de proceso asistido por computadora, normalmente conocidos como simuladores de procesos, son usados por ingenieros químicos. Estos paquetes están compuestos por bancos de datos, modelos de propiedades físicas y modelos matemáticos de dimensionamiento y operación de equipos. Los extensos bancos de datos contienen información acerca de constantes y propiedades termofísicas y de transporte para cientos de sustancias, equipos, medidas de beneficio, costo de operación y capital. Los simuladores contienen muchos modelos de reactores y operaciones unitarias que pueden ser usados para calcular los balances de materia y energía, evaluación y diseño de sistemas hidráulicos. Otros modelos calculan propiedades de mezclas, dimensionan equipos entre muchos otros cálculos. Constantemente, los simuladores de proceso son usados para llevar a cabo muchos

tipos de cálculos a lo largo del diseño de un proceso, y es por ello que están reemplazando los modelos a escala-piloto en muchos casos y están jugando un rol complementario en muchos otros.

Existen actualmente cinco simuladores que son comúnmente usados en las industrias químicas en la actualidad. Estos son: Aspen Plus y Dynaplug (Aspen Technology, Inc.), Hysys (Hyprotech Ltd.), Pro/II (Simulation Sciences, Inc.), y Chemcad (Chemstations, Inc.).^[28]

2.16 Evaluación económica de proyectos

La selección del equipo apropiado normalmente está influenciada por el costo. Una eficiencia más baja o un tiempo de vida más corto deben ser considerados en los casos de bajos precios. Los recursos deben ser bajos al momento de la procura y se supone que deben ser más abundantes en etapas posteriores, o el horizonte económico del proceso será corto. Equipos alternativos para el mismo propósito deben ser evaluados: intercambiadores de calor (tubo y carcasa) contra enfriadores por aire por ejemplo.

En este punto, los precios de los equipos más utilizados están compilados en forma de correlaciones matemáticas. El precio está determinado en función de datos claves de cada equipo como pies cuadrados y los factores de los materiales de construcción y desempeño de los mismos. Los precios son calculados como FOB por lo que se debe añadir el costo de envío.^[29]

2.16.1 Para intercambiadores de calor de tubos y carcasa

$$C = f_d \cdot f_m \cdot f_p \cdot C_b \quad (\text{Ec. 2.19})$$

$$f_d = \exp[-1,1156 + 0,0906 \ln(A)]$$

$$f_m = 1$$

$$fp = 0,7771 + 0,04981 \ln(A)$$

$$Cb = \exp[8,821 - 0,30863 \ln(A) + 0,0681 \ln(A^2)]$$

Donde:

C: costo del equipo (\$).

fd: factor discontinuo.

fm: factor del material.

fp: factor de presión.

Cb: costo base.

A: área del equipo (pie²).

Tabla 2.2. Factor de costo para materiales de construcción de intercambiadores de calor de tubos y carcasa. ^[29]

Material de Construcción	Factor de costo fm
Acero Inoxidable	1,9
Acero Inoxidable	2,2
Acero al carbón	1,0
Nickel 200	5,4
Titanio	7,7

2.16.2 Para enfriadores por aire

$$C = 24,6 A^{0,40} \quad (\text{Ec. 2.20})$$

Donde:

A: área (miles pie²)

C= costo del equipo (miles \$)

2.16.3 Matriz de selección

Para la selección de una alternativa, en este trabajo se utilizará una matriz de selección, cuya definición se muestra a continuación.

Las matrices de selección y evaluación de problemas son arreglos de filas y columnas donde las primeras constituyen las alternativas (problemas, causas, soluciones) que requieren ser jerarquizadas y las columnas los múltiples criterios que conviene utilizar en la selección.

Los pasos que se siguen para utilizar una matriz de evaluación y selección son los siguientes:

1. Definir las alternativas que van a ser jerarquizadas. Estas alternativas pueden estar referidas a problemas, causas o soluciones.
2. Definir los criterios de evaluación. En este caso es importante asegurar que todas las personas involucradas en la selección entiendan de igual forma el significado de cada criterio.
3. Construir la matriz de evaluación. Este paso tiene como objetivo, construir un arreglo de filas y columnas, donde se muestren las alternativas a evaluar, los criterios y el peso de cada uno de los criterios.
4. Definir la escala de gradación de cada criterio. Lo ideal es tratar de definir una escala numérica donde se evalúen las alternativas en relación a los criterios.
5. Valorar cada alternativa en relación a cada criterio. En este paso, el objeto es evaluar en que grado las alternativas cumplen con los criterios definidos, utilizando la escala establecida en el paso anterior.
6. Puntuación definitiva. Para completar este paso se requiere multiplicar el valor obtenido en el paso anterior por el peso de cada criterio. De esta forma, cada alternativa recibe una puntuación diferente por cada criterio.

2.16.4 Índices de costos de plantas químicas

Para el caso en el que se disponga de información de alguna planta o equipo existente similar a la del proyecto en estudio, en lo que a capacidades se refiere, es necesario cuantificar el efecto del tiempo en el costo de la inversión a realizar en la nueva planta. Para esto se pueden utilizar los índices de costo de plantas químicas.

La ecuación general para el cálculo del costo del equipo actual viene dada por:

$$C_P = C_H \left(\frac{I_H}{I_P} \right) \quad (2.21)$$

Donde:

C_P : Costo actual del equipo.

C_H : Costo del equipo base de comparación.

I_P : Índice de costo para el año base

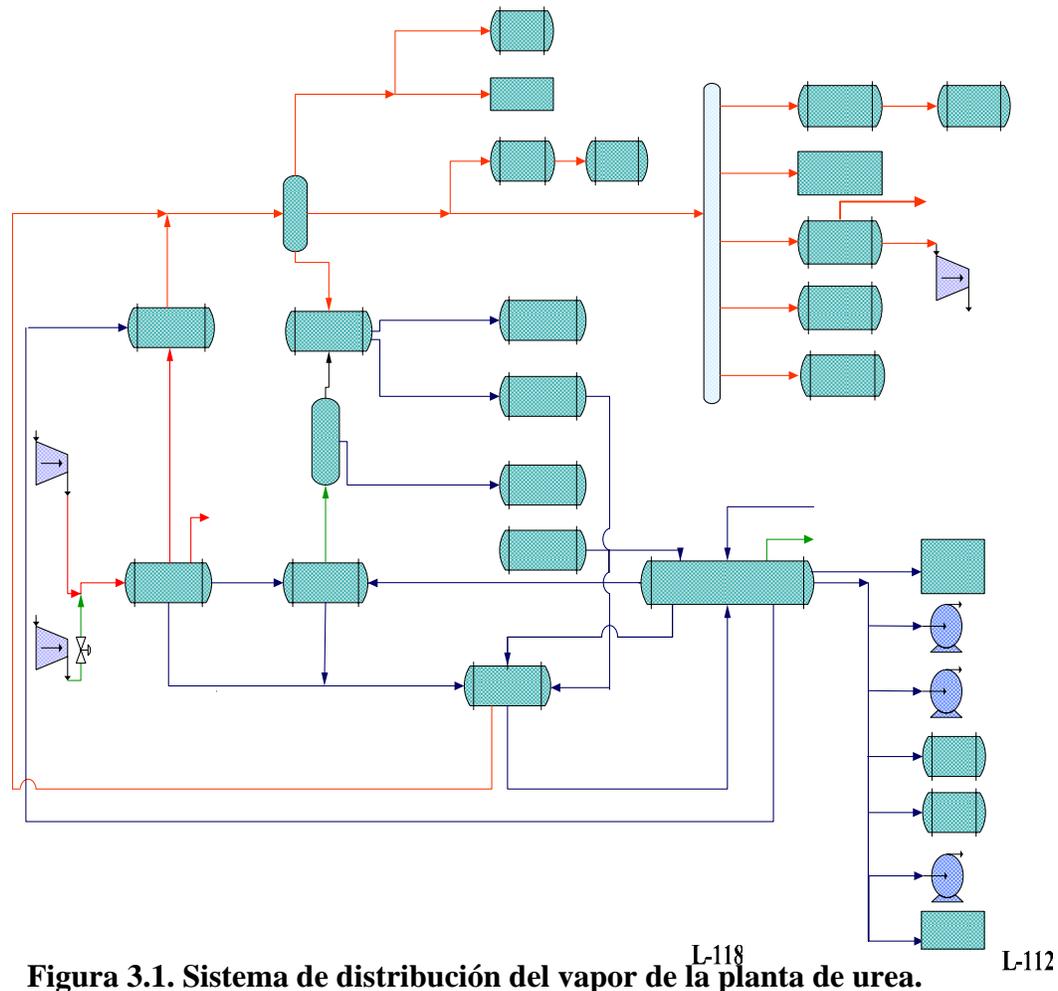
I_H : Índice de costo para el año actual

CAPÍTULO III

DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1 Ubicación de los equipos productores y consumidores del vapor LS

El vapor de baja presión (LS) de las plantas de urea se genera en el condensador de carbamato 11/21-E-105, y desde allí se envía directamente al cabezal para ser distribuido en toda la planta de urea. Se utiliza en equipos como, el descomponedor de baja presión (11/21-E-103), en el concentrador de vacío (11/21-E-114), en el sistema de vacío (11/21-L-136 y 11/21-L-137), en los calentadores de aire de fluidización (18/28-E-150A/B/C), en el calentador de aire (18/28-E-152), en el precalentador de aire de fluidización (18/28-E-154), en el eyector de vapor al tanque de solución de urea (18/28-L-153) y para el calentamiento o lavado de líneas, válvulas o bombas que manejan fluidos con tendencia a solidificarse (urea, carbonatos y carbamato). Por otra parte, el LS de urea se utiliza como fuerza impulsora adicional en la turbina del compresor 11/21-TK-101. En la figura siguiente se muestran la ubicación de los equipos a los cuales se les suministra vapor de agua de baja presión (LS) y también aquellos equipos que producen vapor de baja.



Para ubicar cada uno de los equipos que producen y consumen vapor LS, se obtuvo información de las siguientes fuentes:

1. Diagramas de flujo de proceso o PFD (“Process Flow Diagram”).
2. Manual de operación de urea, de la unidad 11 y 21 incluyendo la unidad de granulación 18 y 28.
MS desde TK-101
3. Manual de operación de amoníaco, específicamente de la unidad 25 (unidad de recuperación de hidrógeno).
Venteo
4. Manual de operación de servicios, en particular de unidad 31 (unidad de agua desmineralizada).
V-109

5. Visitas al campo, para observar las unidades: 11, 21, 25, 31.

A continuación en las tablas 3.1 y 3.2, se muestran los equipos productores y consumidores de vapor LS.

Tabla 3.1. Equipo productor del vapor LS.

Equipo	Unidad	Descripción
E-105	11 y 21	Condensador de carbamato

Tabla 3.2. Equipos consumidores del vapor LS.

Equipo	Unidad	Descripción
TK-101	11 y 21	Turbina de vapor
E-103	11 y 21	Descomponedor de baja presión
L-136	11 y 21	Eyectores de vapor del sistema de vacío
L-137	11 y 21	Eyectores de vapor del sistema de vacío
E-114	11 y 21	Concentrador de vacío
L-153	18 y 28	Eyector de vapor al tanque de solución de urea
E-152	18 y 28	Intercambiador de calor para atemperar el aire ambiente
E-154	18 y 28	Pre calentador de aire de fluidización
E-150 A/B/C	18 y 28	Calentadores de aire de fluidización

3.2 Cálculo de la cantidad de vapor de baja presión venteado de acuerdo a los parámetros de diseño y a las condiciones de operación

3.2.1 Adquisición de los datos de diseño de las secciones en estudio

Para llevar a cabo la recopilación de los datos de diseño de los principales equipos y corrientes involucradas en el proceso, fue necesario conocer el sistema de producción de urea en general, además de identificar cada uno de los equipos que produce y consumen vapor LS dentro de la planta, con el objetivo de precisar toda la información necesaria para realizar el estudio.

Para cumplir con esta actividad se realizó un estudio detallado de los documentos a través de los cuales se establecieron los lineamientos de construcción de la planta. Dichos documentos fueron ubicados en el archivo técnico de la empresa y las fuentes de información fueron en su mayoría, hojas de datos de los equipos, los isométricos de las líneas de este vapor, los datos de flujo, presión y temperatura del programa PHD (Process History Data), balances de masa y de energía realizados por los diseñadores a las condiciones de operación normal y manuales de operación de las unidades de producción. En base a los datos recopilados se realizaron propuestas para el aprovechamiento del vapor LS venteado, y posteriormente se realizó una evaluación económica preliminar de las propuestas planteadas.

3.2.2 Adquisición de los datos de operación actual de la planta

Se estudiaron las dos unidades de síntesis de urea, incluyendo la sección de granulación de la empresa FertiNitro. Como todas las unidades involucradas en el análisis, tienen comportamientos idénticos, la evaluación del sistema de baja presión fue realizada en las plantas 11 y 18.

La adquisición de datos para el estudio de las condiciones operacionales de la planta de urea, se realizó mediante la observación de los valores en tiempo real reportados por los analizadores que se encuentran enlazados con el sistema de control distribuido (DCS). Este último es el sistema de control de toda la planta y es el encargado de mostrar y almacenar todos los valores reportados por los medidores, transmisores y analizadores que miden las magnitudes de las variables más importantes del proceso. Así mismo las tendencias en función del tiempo que generan dichos valores se visualizan en el programa de datos histórico de la planta que lleva por nombre “Process History Data” (HONEYWELL TPS-PHD).

Toda la información necesaria (flujos, niveles, porcentajes de apertura de válvulas y temperaturas de operación de los equipos así como también el de las

corrientes más importantes del proceso) se recogió en unos formatos de hojas programadas en Excel, donde se colocaron las etiquetas de identificación (TAG) de las válvulas, equipos y puntos que se deseaban monitorear. En las tablas A.1 a la A.6 (anexo A) se muestran estos formatos.

La recolección de la data se realizó tomando un promedio (average) diario. Todos los instrumentos de medición empleados eran transmisores en línea de nivel, temperatura, presión, apertura de las válvulas y flujo dependiendo del parámetro que se deseaba medir. Los puntos monitoreados se presentan en la tabla que se muestra a continuación.

Tabla 3.3. Equipos y válvulas monitoreados en la planta para realizar el estudio.

Unidad	TAG	Descripción	Unidades
	PV-1043	Apertura de la válvula del venteo de vapor LS	%
	LV-1035A	Apertura de la válvula de agua demi entrando al V-110	%
	LV-1035B	Apertura de la válvula de agua demi saliendo del V-110	%
	LV-1013A	Apertura de la válvula de condensado entrando al E-105	%
	LV-1013B	Apertura de la válvula de condensado saliendo del E-105	%
	TV-1075	Apertura de la válvula de condensado entrando al V-110	%
	LV-1018	Apertura de la válvula de condensado entrando al E-105	%
11	LV-1009B	Apertura de la válvula de condensado hacia el E-105	%
	FI-1020	Flujo de vapor LS hacia el sistema de distribución	ton/h
	FI-1035	Flujo de vapor LS hacia el E-103	ton/h
	FI-1036	Flujo de vapor LS hacia el E-114	ton/h
	FI-1037	Flujo de vapor LS hacia el L-137	ton/h
	FI-1038	Flujo de vapor LS hacia el L-136	ton/h
	FI-1025	Flujo de vapor LS hacia la TK-101	ton/h
	FIC-1012	Flujo de condensado de vapor entrando al C-103	ton/h
	FIC-1014	Flujo de condensado de vapor entrando al C-104	ton/h

Tabla 3.3. Equipos y válvulas monitoreados en la planta para realizar el estudio. (continuación).

Unidad	TAG	Descripción	Unidades
11	PIC-1041	Presión en el V-110	kgf/cm ²
	TIC-1075	Temperatura en el V-110	°C
	LIC-1035	Control de nivel del V-110	%
18	TIC-1821	Temperatura a la entrada del E-154	°C
	TIC-1805	Temperatura en el E-150 A/B/C	°C
	TIC-1814	Temperatura en el T-153	°C
	TIC-1815	Temperatura a la entrada del L-151	°C
	TIC-1822	Temperatura a la salida del L-159	°C
	TIC-1821	Apertura de la válvula de vapor LS saliendo del E-105	%
	TIC-1805	Apertura de la válvula de vapor LS saliendo del E-105	%
	TIC-1814	Apertura de la válvula de vapor LS saliendo del E-105	%
25	LIC-5741	Control de nivel del V-325	%
	LIC-5741	Apertura de la válvula de condensado de vapor del V-325	%

3.2.3 Balance de materia y energía del vapor LS para las condiciones de diseño, empleando una hoja de cálculo en Microsof Excel

Una vez ubicados en la planta los equipos que se encuentran asociados al sistema de vapor LS, mencionados en la tabla 3.1 y 3.2, se procedió a realizar el balance de materia y energía del vapor LS a partir de las condiciones de diseño.

Primero se ubicaron las hojas de diseño “Data sheets” de cada equipo descrito anteriormente, para tomar los datos correspondientes a:

- Especificaciones de las corrientes de salida o de entrada del vapor LS.
- Temperaturas y presiones de diseño de los equipos.
- Capacidad volumétrica de los equipos.

- Aperturas de las válvulas.
- Diagramas de flujo de proceso o PFD.

Luego se realizó una hoja de cálculo en Microsoft Excel (anexo B), empleando los datos de las tablas 3.4 y 3.5, según el diagrama de proceso mostrado en la figura 3.2, empleando la ecuación 2.12.

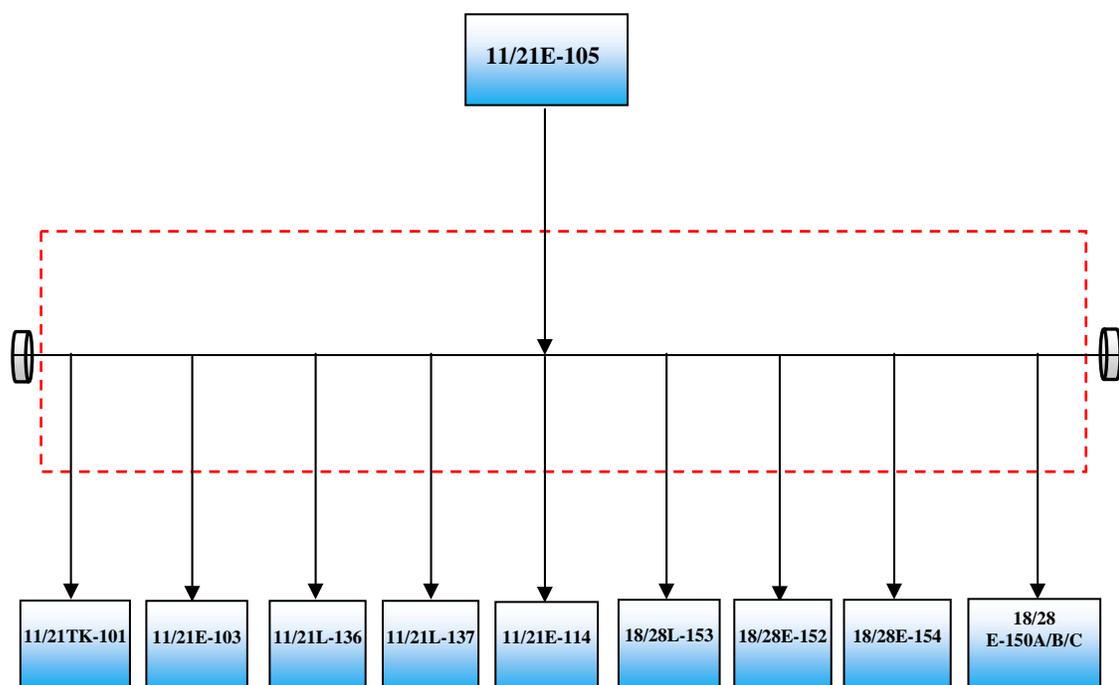


Figura 3.2 Diagrama de proceso del sistema de vapor LS según las condiciones de diseño.

Tabla 3.4. Flujo del vapor LS generado de acuerdo a los datos de diseño.

Equipo	Unidad	F (ton/h)
E-105	11 y 21	63,250

Tabla 3.5. Flujo del vapor LS consumido de acuerdo a los datos de diseño.

Equipo	Unidad	F (ton/h)
TK-101	11 y 21	16
E-103	11 y 21	9,25
L-136	11 y 21	0,74
L-137	11 y 21	0,4
E-114	11 y 21	20
L-153	18 y 28	1,6
E-152	18 y 28	2
E-154	18 y 28	1,13
E-150 A/B/C	18 y 28	9,6

Donde:

F=flujo de vapor LS de cada equipo.

El vapor LS según las condiciones de diseño tiene una presión de 3,5 kgf/cm², y una temperatura de 147 °C, y al calcular la temperatura de saturación a estas condiciones tiene un valor igual a 147,8 °C la cual fue leída de las tablas termodinámicas^[7], implicando que el vapor LS se encuentra saturado.

Del simulador Aspen Plus 11.1, se leyó la entalpía a las condiciones de diseño cuyo valor es de 2.114,6 kJ/kg.

Al ingresar estos valores de presión, temperatura y entalpía en la hoja de cálculo, se realizó el balance de energía (anexo B), empleando la ecuación 2.18 y manipulando las válvulas de control de la red de distribución de vapor de baja presión que se presenta en la tabla 3.6. Cabe destacar que este sistema es abierto, no hay producción ni suministro de trabajo (W), y se asumió que no hay pérdidas de calor (Q) en el sistema.

Una vez ensamblada la hoja de cálculo se realizó el balance de masa y energía en la hoja de cálculo, empleando las ecuaciones 2.12 y 2.18. Para calcular la cantidad

de vapor venteado se sumaron los consumos de cada uno de los usuarios dados en la tabla 3.5 y se comparó con el flujo másico de vapor producido de baja presión.

$$\text{Masa de salida} = (16.000 + 9.250 + 739 + 396 + 20.000 + 1.600 + 2.000 + 1.130 + 9.600) \text{ kg/h} = 60.715 \text{ kg/h}$$

$$\text{Masa de entrada} = 63.250 \text{ kg/h}$$

$$\text{Masa de salida} + \text{Masa que se ventea} = \text{Masa de entrada}$$

$$60.715 \text{ kg/h} + 2.535 \text{ kg/h} = 63.250 \text{ kg/h}$$

La condición del vapor de baja presión dentro del cabezal LS se muestra en la tabla siguiente.

Tabla 3.6. Condiciones del vapor LS según los datos del diseño.

T (°C)	P (kg-f/cm ²)	h (kJ/kg)
147	3,5	2.114,600

Igualmente se realizó el balance de energía aplicando la ecuación 2.18 y los datos de la tabla 3.6, obteniendo lo siguiente:

$$\begin{aligned} \text{Energía de salida} &= (16.000 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (9.250 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) \\ &+ (739 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (396 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (20.000 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) \\ &+ (1.600 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (2.000 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (1.130 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) \\ &+ (9.600 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) = 128.387.939 \text{ kJ/h.} \end{aligned}$$

$$\text{Energía de entrada} = 63.250 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg} = 133.748.450 \text{ kJ/h.}$$

$$\text{Energía de salida} + \text{Energía que se pierde} = \text{Energía de entrada}$$

$$128.387.939 \text{ kJ/h} + 5.360.511 \text{ kJ/h} = 133.748.450 \text{ kJ/h.}$$

3.2.4 Balance de materia y energía del vapor LS para las condiciones de operación, empleando una hoja de cálculo en Microsoft Excel

Para realizar el balance de masa, se recopiló la data histórica de varias secciones de la planta donde se maneja el vapor de baja presión, durante un periodo de 26 días, y se calcularon promedios de cada variable empleando la ecuación 3.1.

$$\text{promedio} = \frac{\sum_{n=1}^n \text{valores de la variable}}{n^{\circ} \text{ datos recogidos}} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

El promedio del consumo de vapor de baja en el periodo evaluado se muestra en la tabla 3.7.

Tabla 3.7. Equipos consumidores del vapor LS según las condiciones de operación.

Equipo	Unidad	F (ton/h)	Flujo estimado por:
TK-101	11 y 21	21,559	Indicador en sala de control
E-103	11 y 21	5,788	Indicador en sala de control
L-136	11 y 21	0,662	Indicador en sala de control
L-137	11 y 21	0,435	Indicador en sala de control
E-114	11 y 21	21,813	Indicador en sala de control
L-153	18 y 28	0,5141	% apertura de la válvula
E-152	18 y 28	0	% apertura de la válvula
E-154	18 y 28	0	% apertura de la válvula
E-150 A/B/C	18 y 28	1,133	% apertura de la válvula

Para calcular el flujo promedio del vapor de baja presión suministrado por el E-105, se promediaron las lecturas del FI-1020 de la tabla A.1 (anexo A), en el período

comprendido del 20/02/2008 hasta el 17/03/2008, en intervalos de tiempo en que la planta se encuentra en operación normal, usándose la ecuación 3.1. El resultado se resume en la tabla 3.8.

$$promedio (FI-1020) = \frac{\sum_{17/03/2008}^{20/02/2008} FI-1020i}{27}$$

$$promedio (FI-1020) = 73,644 \text{ ton/h}$$

Tabla 3.8. Equipo productor del vapor LS según las condiciones de operación.

Equipo	Unidad	F (ton/h)	Flujo estimado por:
E-105	11 y 21	73,644	Indicador en sala de control

Este procedimiento se repite para el resto de las variables, tomando los datos de las tablas A.1 a la A.6. Los resultados se encuentran reportados en esas mismas tablas.

Para realizar el balance de energía, se parte de la consideración que el vapor LS a las condiciones de operación tiene la misma presión y temperatura que las condiciones de diseño implicando que el vapor LS se encuentra igualmente saturado.

Del simulador Aspen Plus 11.1, se leyó la entalpía a las condiciones de operación cuyo valor es de 2.114,6 kJ/kg.

Al ingresar estos valores de presión, temperatura y entalpía en la hoja de cálculo, se realizó el balance de energía (anexo C), empleando la ecuación 2.18. Cabe destacar que este sistema es abierto, no hay producción ni suministro de trabajo (W), y se asumió que no hay pérdidas de calor (Q) en el sistema.

A continuación se muestra el procedimiento seguido para la realización del balance de masa y energía a las condiciones de operación según el entorno mostrado en la figura 3.1.

Utilizando los datos de las tablas 3.7 y 3.8, y aplicando la ecuación 2.12 de balance de masa se tiene que:

$$\text{Masa de salida} = (21.559 + 5.788 + 662 + 435 + 21.813 + 514 + 0 + 0 + 1.133) \text{ kg/h} = 51.904 \text{ kg/h.}$$

$$\text{Masa de entrada} = 73.644 \text{ kg/h.}$$

$$\text{Masa de salida} + \text{Masa que se ventea} = \text{Masa de entrada}$$

$$51.904 \text{ kg/h} + 21.740 \text{ kg/h} = 73.644 \text{ kg/h.}$$

Tabla 3.9. Condiciones del vapor LS según los datos de operación.

T (°C)	P (kg-f/cm ²)	h (kJ/kg)
150	3,55	2.114,600

Aplicando la ecuación 2.18 de balance de energía, se tiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} \text{Energía de salida} = & (21.559 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (5.788 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \\ & \text{kJ/kg}) + (662 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (435 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (21.813 \text{ kg/h} \times \\ & 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (514 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (0 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (0 \text{ kg/h} \times \\ & 2.114,6 \text{ kJ/kg}) + (1.133 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg}) = 109.756.410 \text{ kJ/h.} \end{aligned}$$

$$\text{Energía de entrada} = 73.644 \text{ kg/h} \times 2.114,6 \text{ kJ/kg} = 155.727.602 \text{ kJ/h.}$$

$$\text{Energía de salida} + \text{Energía que se pierde} = \text{Energía de entrada}$$

$$109.756.410 \text{ kJ/h} + 45.971.192,5 \text{ kJ/h} = 155.727.602 \text{ kJ/h.}$$

3.2.5 Estimación de flujos desconocidos en el sistema de vapor de baja presión

Como se puede ver en la tabla 3.7, algunos flujos del vapor LS no eran conocidos y tuvieron que ser determinados por la apertura de las válvulas de control de flujo ubicadas en las líneas, para el cálculo se manejaron las ecuaciones empíricas que involucran el coeficiente de flujo (C_v) de las válvulas de control, el cual depende del tipo de válvula y del diámetro de la misma, las cuales se definieron en la sección 2.10 del capítulo 2. Estas válvulas se muestran en la figura 3.3. Esto se debe a que en la planta no se encuentran medidores de flujo en todas las líneas del sistema de vapor de baja presión.

Por ejemplo la válvula de control de presión PV-1043 es una válvula de globo y de característica lineal, lo cual se refiere a que la capacidad de flujo es directamente proporcional a la carrera del tapón. Es una característica inherente que idealmente puede ser representada en una línea recta al graficar el coeficiente de flujo contra el porcentaje de carrera, es decir, a iguales incrementos de flujo se tiene caída de presión constante.

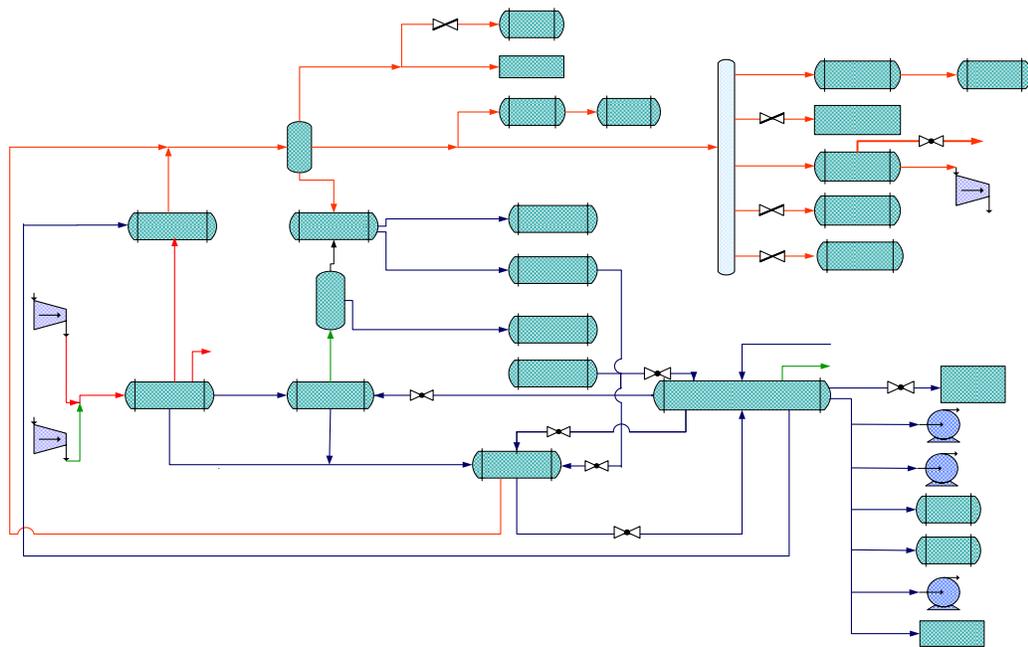


Figura 3.3. Sistema de distribución del vapor de baja presión con las válvulas en estudio.

Para determinar el flujo volumétrico (Q) se utilizaron las ecuaciones 2.7 y 2.8, a las cuales se les despejó Q . Este resultado corresponde al caudal de vapor LS que pasa por la válvula cuando está parcialmente abierta, es por ello, que se multiplica por el %OP, que representa el porcentaje de carrera (apertura de la válvula) y se obtiene de la curva característica de la válvula, en este caso lineal (figura 3.4). El resultado pertenece al caudal de diseño que está pasando por la válvula de control de presión PV-1043 a las condiciones de diseño.

De los registros históricos del DCS se conoció que la apertura promedio de la válvula en un periodo de 27 días fue de 18,833%, sin embargo se calculó el flujo de la corriente en estudio a una apertura de 34%, ya que generalmente cuando la planta se para solo queda la turbina de vapor TK-101 en servicio y el resto del vapor se ventea, lo que equivale a esa apertura. De manera que los sistemas propuestos cubran cualquier perturbación adicional debida a que cuando se para la planta es mayor el flujo de vapor LS que se ventea.

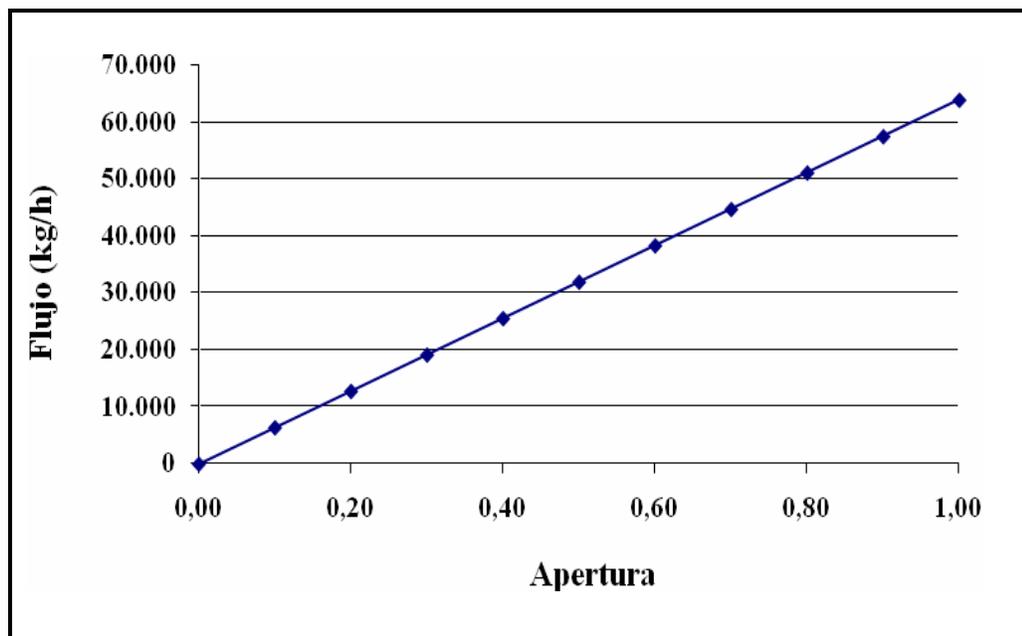


Figura 3.4. Curva de la característica de flujo de tipo lineal de una válvula de control ^[13].

Para el cálculo se realizó una hoja de cálculos en Microsoft Excel (anexo D), donde se determinó el flujo volumétrico de las líneas en estudio que no presentan medidores de flujo, los resultados de las aperturas de las válvulas en estudio se presentan en el anexo A.3.

Para calcular los flujos mediante las características de las válvulas fue necesario introducir en la hoja de cálculo en Microsoft Excel los datos que se muestran en la tabla a continuación:

Tabla 3.10. Datos ingresados para el cálculo de flujos, através de las características de las válvulas.

Datos	Unidades
Peso molecular	kg/kgmol
Presión arriba	kgf/cm ² (g)
Presión abajo	kgf/cm ² (g)
Factor compresibilidad	Adimensional
Temperatura	°C
Coefficiente Cf.	Adimensional
Coefficiente de flujo Cv.	Adimensional
Apertura de la válvula	%
x_T - Factor relación presión diferencial	Adimensional
γ - Relación de calores específicos	Adimensional
Diámetro nominal de la válvula	pulg
Diámetro interno de tubo aguas arriba de válvula	pulg
Diámetro interno de tubo aguas abajo de válvula	pulg

En la siguiente tabla se muestran los tipos de válvula de control, diámetros y el coeficiente de flujo (Cv) de las mismas.

Tabla 3.11. Parámetros de las válvulas de control.

Válvula de control	Tipo	Característica	Diámetro (pulg)	Cv total (gal/min)
11/21-PV-1043	Globo	Lineal	12	1.561
11/21-LV-1035A	Globo	Igual porcentaje	2	10
11/21-LV-1035B	Globo	Igual porcentaje	4	1.080
11/21-LV-1013A	Globo	Igual porcentaje	3	0,91
11/21-LV-1013B	Globo	Lineal	3	165
11/21-TV-1075	Globo	Lineal	3	49
11/21-LV-1018	Globo	Igual porcentaje	6	125
11/21-LV-1009B	Globo	Lineal	6	3,42
18/28-TV-1805	Mariposa	Lineal	6	547
18/28-TV-1814	Mariposa	Lineal	4	76
18/28-TV-1815	Mariposa	Lineal	6	120
18/28-TV-1821	Mariposa	Lineal	2	81
25-LV-5741	Globo	Igual porcentaje	3	352,5

3.3 Alternativas para el diseño del intercambiador de calor que condensará el vapor de baja presión LS

Luego de realizar los análisis y comparaciones respectivas de las variables operacionales, condiciones de proceso y de evaluar el funcionamiento de los equipos más importantes, se propusieron dos alternativas para condensar el vapor LS y dos alternativas para la recolección del condensado de dicho vapor de baja presión.

3.3.1 Propuesta A: condensación con agua de enfriamiento

Esta propuesta consiste en el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza, en el cual el vapor de baja presión condensará en la carcasa mediante una transferencia de calor entre el vapor y el agua de enfriamiento que se encuentra a 39

°C aproximadamente. El diseño de esta unidad de intercambio de calor se realizó suponiendo que no existen pérdidas al ambiente y opera en contracorriente, con un paso por la carcasa y un paso por los tubos, ya que son los más comunes en la industria petroquímica y petrolera.

Para el diseño del intercambiador de calor fue necesario calcular la cantidad de refrigerante disponible para el servicio, en este caso agua de enfriamiento disponible en la planta. Para ello se muestrearon las condiciones a la salida del fluido frío de cuatro intercambiadores de calor, para tomar de allí la corriente de agua de enfriamiento que se utilizará para condensar el vapor LS, y con ello conocer si el flujo es suficiente y la temperatura adecuada para alcanzar una condensación total; estos flujos fueron medidos con la ayuda de un medidor portátil llamado Panametrics. En las tablas a continuación se muestran los intercambiadores evaluados durante tres días de operación estable de la planta:

Tabla 3.12. Flujos y temperaturas de las posibles fuentes de agua de enfriamiento para la condensación del vapor LS.

Fecha: 22/05/09	Puntos muestreados		Puntos muestreados	
	Unidad 11		Unidad 21	
Equipos	F (ton/h)	T (°C)	F (ton/h)	T (°C)
E-108	1.650	38	1.923,44	38,8
E-110	128,2	43,8	101,16	42,1
E-122	340	40,2	381,04	40,3
E-123	118	42,5	510,57	39,8

Fecha: 02/06/09	Puntos muestreados		Puntos muestreados	
	Unidad 11		Unidad 21	
Equipos	F (ton/h)	T (°C)	F (ton/h)	T (°C)
E-108	1.220	39,5	1.826,43	38,7
E-110	202,9	45,6	187,65	36,2
E-122	240	40,8	465,12	40,3
E-123	205	42,8	480,09	39,9

Tabla 3.12. Flujos y temperaturas de las posibles fuentes de agua de enfriamiento para la condensación del vapor LS. (continuación).

Fecha: 04/06/09	Puntos muestreados		Puntos muestreados	
	Unidad 11		Unidad 21	
Equipos	F (ton/h)	T (°C)	F (ton/h)	T (°C)
E-108	1.956,24	38,4	2.094,24	38,8
E-110	153,36	45	422,07	36,2
E-122	452,33	40,7	584,37	40,3
E-123	262,57	42,6	475,78	39,8

Para la evaluación de esta alternativa, se utilizó la herramienta Aspen Plus para diseñar y simular el equipo propuesto, que consiste en un condensador en donde la condensación será prácticamente total.

3.3.1.1 Elaboración de los esquemas de simulación para el diseño

En el esquema de simulación realizado para el diseño se tomaron las siguientes consideraciones en concordancia con las herramientas de simulación empleadas (ASPEN PLUS, BJAC HETRAN y BJAC AEROTRAM).

En la simulación del intercambiador de calor de tubo y carcasa se realizaron ocho corridas (anexo F.4) donde los factores determinantes para seleccionar el diseño más adecuado a la necesidad del servicio fueron la caída de presión dentro de los tubos y el costo del equipo.

Se introdujeron como datos en el ASPEN PLUS 11.1 las variables para cada corriente de proceso (caliente y fría) que se presentan a continuación.

Tabla 3.13. Datos de las corrientes de proceso que ingresan y egresan del intercambiador de calor.

Datos	Lado caliente (vapor LS)		Lado frío (agua de enfriamiento)	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida
Flujo másico total (kg/h)	21.740	21.740	1.950.000	1.950.000
Temperatura (°C)	147	120	39	-
Presión de operación (kgf/cm ² abs)	2,11	-	4,5	-
Caída de presión (psi)	2	-	5	-
Resistencia de ensuciamiento (m ² h°C/kcal)	0,00041	-	0,00041	-

El equipo diseñado es un intercambiador de calor tipo BEM (clasificación de los intercambiadores de calor de tubo y coraza según la “Asociación de fabricantes de intercambiadores de tubo y coraza” o TEMA de sus siglas en inglés, anexo E). Este intercambiador se encarga de condensar todo el vapor LS que se pierde al ambiente para retornarlo a un recolector de condensados de la planta ya sea el V-110 en la unidad de urea o el V-325 en la unidad de amoníaco.

En la simulación se evaluó, en primer lugar, el desempeño del intercambiador de calor manteniendo dentro de los rangos la presión y temperatura de salida del condensado del vapor LS; y en segundo lugar garantizar la disponibilidad del agua de enfriamiento en la planta para el servicio de condensación.

Tomadas todas las consideraciones del caso se procedió a correr el modelo del diseño del equipo en cuestión, quedando estructurado el intercambiador de la manera mostrada en los anexos F.

3.3.2 Propuesta B: condensación con enfriador por aire

En el diseño del enfriador por aire existe una gama más amplia de parámetros a ser evaluados que en los intercambiadores de tubo y carcasa. Los enfriadores por aire están sujetos a una gran variedad de cambios en las condiciones climáticas que suponen problemas de control en el proceso; estos problemas no se presentan en los intercambiadores de tubo y carcasa. El diseño de enfriadores por aire debe lograr un

equilibrio desde el punto de vista económico entre el costo del gasto eléctrico de los ventiladores y la inversión inicial del equipo. Además debe tomar en cuenta las condiciones ambientales promedio en las cuales va a operar dicho equipo.

3.3.2.1 Elaboración de los esquemas de simulación para el diseño

Para la simulación del enfriador por aire se utilizó la opción AEROTRAM de la extensión BJAC donde se realizaron diecisiete corridas (anexo G.5) donde los factores determinantes para seleccionar el diseño más adecuado a la necesidad del servicio fueron la caída de presión dentro de los tubos, el costo del equipo y el espacio físico para su instalación.

En cuanto a los datos requeridos para la simulación de este tipo de equipo se cuentan con los datos referentes a las corrientes de intercambio de calor (corriente caliente y fría). En este apartado se introdujeron los datos de la corriente de vapor LS (corriente caliente), como los de el aire utilizado para la condensación (corriente fría). La temperatura del aire se midió mediante un termómetro durante tres días, la cual se tomó como la temperatura media ambiente, y para la temperatura de salida se tomo como referencia la temperatura del aire a la salida de un enfriador por aire que se encuentra en la unidad de amoníaco.

Para determinar las propiedades de cada componente se utilizó la herramienta ASPEN PROPERTIES en donde se generó un archivo, en el cual se especificaba el componente involucrado en el sistema para que el simulador, luego de vincular dicho archivo, remitiese los resultados obtenidos del banco de datos a AEROTRAM al correr la simulación.

Los datos ingresados al simulador para cada corriente de proceso (caliente y frío) se presentan a continuación.

Tabla 3.14. Datos de las corrientes de proceso que ingresan y egresan del enfriador por aire.

Datos	Lado caliente (proceso)		Lado frío (aire)	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida
Flujo másico total (kg/h)	21.740	21.740	-	-
Temperatura (°C)	147	120	38	72
Presión de operación (kgf/cm ² abs)	2,11	-	1,036	-

De esta forma se completaron los datos fundamentales requeridos para diseñar el enfriador con aire y luego de condensar todo el vapor LS enviarlo al recolector de condensados ya sea V-110 o V-325, para luego ser bombeado al tanque de almacenamiento de agua desmineralizada T-701 en la unidad de servicios industriales a una presión de 4,5 kgf/cm² abs.

Tomadas todas las consideraciones del caso se procedió a correr el modelo del diseño del equipo en cuestión, quedando estructurado el enfriador de la manera mostrada en los anexos G.

3.3.3 Alternativas para la recolección del condensado del vapor de baja presión LS

A continuación se presentan las alternativas consideradas para disponer el condensado del vapor de baja presión.

3.3.3.1 Envío del condensado del vapor de baja presión al V-110

Esta alternativa consiste en enviar el condensado del vapor LS al acumulador de condensado de vapor V-110 en la unidad de urea, el cual se le estará añadiendo un flujo adicional de 21,740 ton/h de condensado del vapor LS. Este tambor recolecta los condensados que vienen del E-105, E-103, E-114, traceado y de la unidad de granulación.

El condensado almacenado en el acumulador V-110, se envía nuevamente al tanque T-701 de agua desmineralizada de la unidad 31, por medio de la bomba centrífuga P-113 A/B. En la figura 3.5 se representa el acumulador con todas sus corrientes de entrada y salidas incluyendo el flujo de condensado del vapor LS.

El V-110 opera a una temperatura de 120 °C, una presión de 1 kgf/cm² (g) y maneja un flujo de 38,71 ton/h, el cual fue calculado mediante un balance de masa en el equipo. El nivel del acumulador se mantiene en 59,68% (tabla A.2) mediante la inyección de agua desmineralizada y la apertura de la válvula LV1035A (tabla A.6); normalmente esta última se encuentra cerrada debido a escasos de agua desmineralizada en la planta. En la tabla 3.15 se presentan las corrientes de entrada y salida para el balance del V-110.

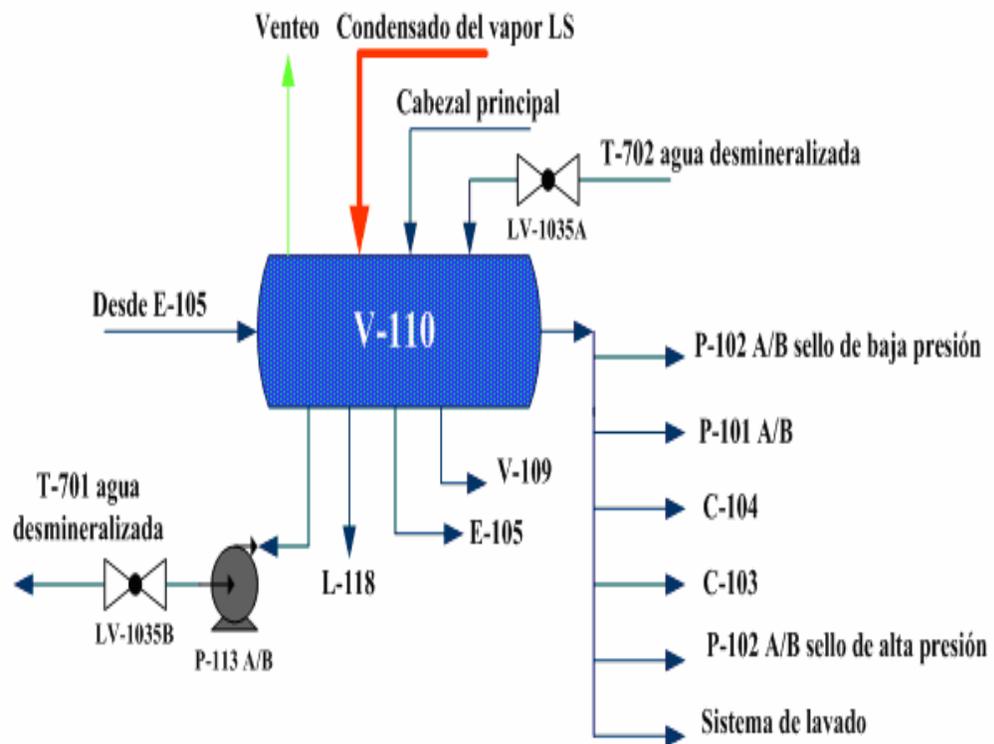


Figura 3.5. Representación del acumulador de condensados de vapor V-110.

Tabla 3.15. Balance del acumulador V-110 en operación.

Equipo	TAG	Tipo	F (ton/h)
11-V-109	11LIC1009B		0
11-E-105	11LIC1013A		0
11-L-118	11TIC1075		0
P-102 A/B	-		1,47
T-701	11LIC1035B		19,759
Venteo	11PIC1041	Salida	0
P-101 A/B	-		0,000833
11-C-103	11FIC1012		0,788
11-C-104	11FIC1014		0,9825
11-P-102 A/B	-		1,14
Sistema de lavado	11PIC1042		14,57
Cabezal principal	-		31,873
T-702	11LIC1035A	Entrada	0
11-E-105	11LIC1013B		6,84

Normalmente, el volumen se expresa en términos del tiempo necesario para llenar la mitad del volumen total del tambor. Para muchos servicios, se estima un tiempo entre 5- 10 minutos para llenar el tambor a la mitad de su volumen.

Para evaluar rápidamente dicho acumulador, se utilizó la ecuación 2.6 que proporcionó el volumen, y con este valor y el nuevo flujo de entrada al V-110 se determinó el tiempo de llenado. Igualmente se calculó la relación de longitud y diámetro con los datos de la tabla que se presenta a continuación. Los resultados se encuentran reportados en la tabla 4.9.

Tabla 3.16. Datos para el cálculo del tiempo de llenado del acumulador V-110.

Diámetro (mm)	3.000
Longitud (mm)	8.000
Volumen (m ³)	28,26
Nuevo flujo de entrada (ton/h)	60,45

3.3.3.2 Envío del condensado del vapor de baja presión al V-325

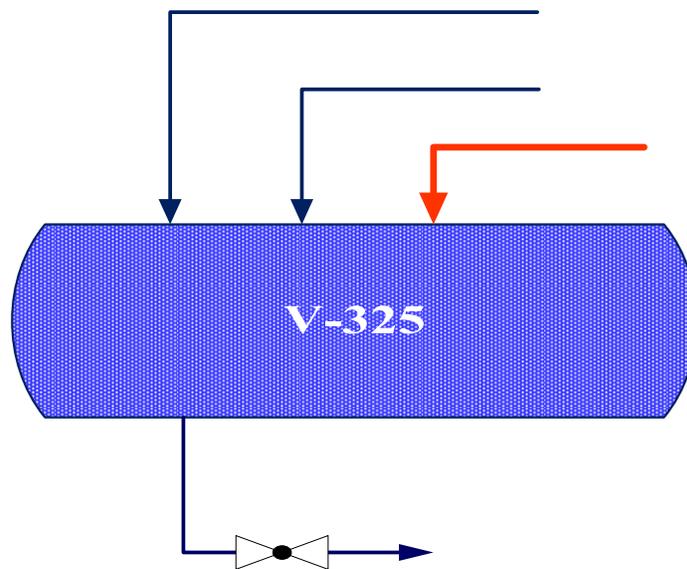
Esta alternativa consiste en enviar el condensado del vapor LS al recolector de condensado de vapor V-325 en la unidad de amoniaco, el cual se le estará añadiendo a este equipo un flujo adicional de 21,740 ton/h de condensado del vapor LS.

En operación normal el V-325 trabaja a una temperatura de 140 °C, a presión atmosférica y maneja un flujo de 15,65 ton/h, el cual fue calculado mediante un balance de masa en el equipo, manteniendo el nivel del recolector en 35,22% con la apertura de la válvula LIC5741 en 10,433 % de apertura en promedio (tabla A.5). En la tabla a continuación se presentan las corrientes de entrada y salida para el balance del V-325.

Tabla 3.17. Balance del acumulador V-325 en operación.

Descripción	Tipo	F (ton/h)
Condensado de alta presión	Entrada	0
Condensado de baja presión	Entrada	15,650
V-603	Salida	15,650

En la figura 3.6 se representa el acumulador con todas sus corrientes de entrada y salidas incluyendo el flujo de condensado del vapor LS.



Condensa

C

Figura 3.6. Representación del acumulador de condensados de vapor V-325.

Igualmente para evaluar dicho acumulador, se utilizó la ecuación 2.6 que proporcionó el volumen, y con este valor y el nuevo flujo de entrada al V-325 se determinó el tiempo de llenado. Igualmente se calculó la relación de longitud y diámetro. En la tabla a continuación se presentan los datos para dichos cálculos. Los resultados se encuentran reportados en la tabla 4.9.

Tabla 3.18. Datos para el cálculo del tiempo de llenado del acumulador V-325.

Diámetro (mm)	1.300
Longitud (mm)	3.200
Volumen (m ³)	2,21
Nuevo flujo de entrada (ton/h)	37,39

LIC-5741

3.4 Estudio de la factibilidad económica para la reutilización del vapor LS

La selección entre enfriadores por aire o intercambiadores convencionales de tubos y carcasa, depende del balance económico, el cual debe considerar en la inversión inicial, los costos de las facilidades requeridas dentro y fuera del área, para la instalación de los equipos y los costos de operación de los mismos.

Para determinar el costo preliminar de las propuestas planteadas, inicialmente se le solicito a la empresa The Alstrom Corporation, cotizar el intercambiador de tubos y carcasa con las dimensiones requeridas, dicha cotización se encuentra en el anexo H y en la tabla 3.19 se reporta el costo total de este intercambiador. Esta información fue recolectada del departamento de Ingeniería de Procesos en FertiNitro. En relación al enfriador por aire no fue posible obtener cotizaciones por parte de los fabricantes.

Tabla 3.19. Cotización de intercambiadores de calor.

Equipo	Área (pie ²)	The Alstrom Corporation \$ US FOB
Intercambiador tubos y carcasa	1.735	31.821

3.4.1 Costo del equipo

El costo total de los equipos se suele utilizar como costo base. Hay que tener cuidado con los costos del equipo, que puede estar cotizado como instalado (INST), entregado en el sitio (DEL) o a bordo del vehículo para transporte en el lugar del fabricante o en otro lugar especificado (FOB). Para el cálculo del costo del intercambiador de tubos y carcasa y del enfriador por aire, se aplicó la ecuación 2.19 y 2.20 respectivamente, explicada anteriormente en el capítulo 2.

Sustituyendo el área de transferencia de calor de los equipos en estudio reportadas en la tabla 3.20, se calcularon los precios FOB de los intercambiadores; estos valores se presentan en la tabla 3.21.

Tabla 3.20. Áreas de transferencia de calor de los equipos en estudio.

Equipo	Área (pie ²)
Intercambiador de tubos y carcasa	1.735
Enfriador por aire	63.000

Para intercambiadores de calor de tubos y carcasa se utiliza la ecuación 2.19:

$$C = f_d \cdot f_m \cdot f_p \cdot C_b$$

$$f_d = \exp[-1,1156 + 0,0906 \ln(A)]$$

$$f_m = 1$$

$$f_p = 0,7771 + 0,04981 \ln(A)$$

$$C_b = \exp[8,821 - 0,30863 \ln(A) + 0,0681 \ln(A^2)]$$

Donde:

C: costo del equipo (\$).

f_d: factor discontinuo.

f_m: factor del material.

f_p: factor de presión.

C_b: costo base.

A: área del equipo (pie²).

Sustituyendo el valor del área de la tabla 3.20 se tiene:

$$f_d = \exp[-1,1156 + 0,0906 \ln(1.735)] = 0,6441$$

$$f_m = 1$$

$$f_p = 0,7771 + 0,04981 \ln(1.735) = 1,1491$$

$$C_b = \exp[8,821 - 0,30863 \ln(1.735) + 0,0681 \ln(1.735^2)] = 29.950,466$$

$$C = 22.166,667 \text{ \$ US}$$

Para enfriadores por aire se utiliza la ecuación 2.20:

$$C = 24,6 A^{0,40}$$

Donde:

A: área (miles pie²)

C= costo del equipo (miles \$)

Sustituyendo el valor del área de la tabla 3.20 se tiene:

$$C = 24,6 \ 63^{0,40}$$

$$C = 129,024 \text{ miles } \$ = 129.024,25 \ \$ \text{ US}$$

Tabla 3.21. Costo de los equipos en estudio.

Equipo	Costo \$ US FOB
Intercambiador de tubos y carcasa	22.166,667
Enfriador por aire	129.024,25

Los costos presentados en la tabla 3.21 corresponden al año 1985 por lo tanto es necesario realizar un escalamiento de dicho año al año actual, ya que el valor del dinero cambia debido a la inflación y a la deflación. Por ello, los datos de costos sólo pueden ser exactos en el momento en que se obtienen y pronto pueden ser inadecuados. Los datos de costos de equipos en el pasado se pueden convertir a valor presente mediante un índice de costo. Para encontrar el costo presente de un equipo se multiplica su costo histórico por la relación del índice de costos presente dividido por el índice aplicable en la fecha original; esta relación se presenta en el capítulo 2 ecuación 2.21. La mayor parte de los índices de costos son promedios nacionales y los valores locales pueden variar mucho. En la tabla 3.22 se presenta la información de algunos índices de costos en Estados Unidos.

Tabla 3.22. Índice de costos para Estados Unidos.

Año	Promedio anual
1985	107,6
1986	109,6
1987	113,6
1988	118,3
1989	124
1990	130,7
1991	136,2
1992	140,3
1993	144,5
1994	148,2
1995	152,4
1996	156,9
1997	160,5
1998	163
1999	166,6
2000	172,2
2001	177,1
2002	179,9
2003	184
2004	188,9
2005	195,3
2006	201,6
2007	207,34
2008	215,3
2009	215,351

La ecuación general para el cálculo del costo del equipo actual viene dada por la ecuación 2.21.

$$C_P = C_H \left(\frac{I_H}{I_P} \right)$$

Donde:

C_p : Costo actual del equipo (\$).

C_H : Costo del equipo base de comparación (\$).

I_p : Índice de costo para el año base.

I_H : Índice de costo para el año actual.

Sustituyendo los valores de los índices de costos presentados en la tabla 3.22 y el costo del intercambiador de tubos y carcasa reportados en la tabla 3.21 se tiene:

$$C_p = 22.166,667 \$ \left(\frac{215,351}{107,6} \right)$$

$$C_p = 44.364,441 \$ US$$

Este procedimiento de cálculo se repite para el enfriador por aire, y los resultados son reportados en la tabla 3.23, correspondiente al costo de los equipos en el año actual.

Tabla 3.23. Costo de los equipos en el año 2009.

Equipo	Costo \$ US FOB
Intercambiador de tubos y carcasa	44.364,441
Enfriador por aire	258.229,565

En la tabla 3.23 puede apreciarse que el costo FOB para el año 2009 del intercambiador de tubos y carcasa es relativamente cercano al costo obtenido por el fabricante el cual se muestra en la tabla 3.19, por lo que se decidió tomar para los posteriores cálculos el costo obtenido por el fabricante ya que es más confiable y preciso que el obtenido por las ecuaciones empíricas.

Para una estimación de orden de magnitud, el costo de los equipos entregado en el sitio (DEL) se consideró 1,36 veces el costo FOB, ya que es el factor que le corresponde a sur América; este valor se encuentra en la tabla 3.24. Esto se debe a que muchas veces los equipos de comparación y los equipos actuales, se encuentran en distintas ubicaciones, por lo que se hace necesario multiplicar el valor de inversión inicial obtenido por un factor de localización para tener un estimado del costo de la planta en el sitio de interés. Esto es conocido comúnmente como **tropicalización**.

En la tabla 3.24, se muestran algunos de dichos factores de localización o de tropicalización para distintos países en comparación con equipos construidos en Estados Unidos.

Tabla 3.24. Factores de localización relativos a Estados Unidos. ^[12]

Localización	Factor (Estados Unidos =1)
Australia	1,04
Austria	0,85
Bélgica	0,7
Canadá	1,14
África Central	1,51
América central	1,2
Dinamarca	0,85
Finlandia	0,88
Francia	0,73
Alemania	0,76
Grecia	0,8
Irlanda	0,7
Italia	0,79
Japón	1,46
Malasia	0,42
Noruega	0,92
Portugal	1
Sur América	1,36
España	0,83

A continuación se presentan el costo de los equipos tropicalizados en Sur América para el año 2009.

Tabla 3.25. Costo de los equipos en Sur América en el año 2009.

Equipo	Costo \$ US
Intercambiador de tubos y carcasa	60.335,640
Enfriador por aire	351.192,209

En la tabla 3.26 se presentan los factores de instalación para calcular el costo del equipo ya instalado, donde se multiplica el precio del equipo entregado en el sitio (DEL) por el factor.

Tabla 3.26. Factores de instalación. ^[30]

Equipo	Multiplicador
Intercambiador tubos y carcasa	2,1
Enfriador por aire	2,5

A continuación se presentan el costo de los equipos evaluados ya instalados (INST). Los resultados finales se reportan en la tabla 4.10.

Tabla 3.27. Costo total de los equipos instalados en el año 2009 en Sur América.

Equipo	Costo \$ US	Costo Bs.F
Intercambiador de tubos y carcasa	126.704,85	272.415,43
Enfriador por aire	877.980,52	1.887.658,12

A fin de evaluar las alternativas planteadas anteriormente, se realizó una matriz de selección tal como se expuso en la sección 2.16.1 del capítulo 2, la cual se presenta en la tabla 3.28.

Tabla 3.28. Matriz empleada en la selección del equipo a utilizar.

Criterios deseables	100%	Intercambiador tubo y carcasa	Enfriador por aire
Inversión inicial	35	4	2
Instalación	15	3	2
Mantenimiento	20	2	4
Costos de operación	20	3	2
Espacio físico	10	4	2
Total		3,25	2,4

CAPÍTULO IV

DISCUSIÓN DE RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Identificación de los equipos generadores y consumidores de la red del vapor LS

Para la evaluación de la red del vapor LS, fue necesario identificar cada uno de los equipos vinculados a la misma, ubicarlos en la unidad a la cual pertenecen y la función que cumplen dentro de la planta, tanto en las condiciones de diseño como en operación actual.

La única fuente de generación del vapor de baja presión (LS) es el condensador de carbamato (E-105), presente en ambas unidades de urea. La cantidad de vapor de baja producido es superior al consumido y por lo tanto hay que ventear el exceso.

Por otra parte en la tabla 3.2, se mencionan los equipos consumidores del vapor LS, su ubicación dentro de la planta, y su descripción. Al observar esta tabla, es importante destacar que se encuentran en operación los siguientes equipos: la turbina de vapor (TK-101), el descomponedor de baja presión (E-103), los eyectores de vapor del sistema de vacío (L-136 y L-137), el concentrador de vacío (E-114); todos estos equipos de la unidad 11 y 21. El eyector de vapor al tanque de solución de urea (L-153) y los calentadores de aire de fluidización (E-150A/B/C) son de la unidad 18 y 28. En esta tabla, se puede ver que los únicos equipos que no están consumiendo vapor LS son el intercambiador de calor para atemperar el aire ambiente (E-152) y el precalentador de aire de fluidización (E-154), a los cuales esporádicamente se les ha suministrado vapor LS ya que su función es mantener la temperatura del aire en 40 °C, que es normalmente la temperatura promedio del aire a las condiciones ambientales en la zona; y aunque existe por diseño esta línea de inyección del vapor LS, esto trae como consecuencia el problema de distribución del vapor LS en la planta.

4.2 Cálculo de la cantidad de vapor LS venteado mediante balances de materia y energía en la red del vapor LS

Se realizaron balances de masa y energía en el sistema de generación y distribución del vapor LS, tanto en las condiciones de diseño como en la de operación actual. Para este último caso se usaron valores promedios de flujo en un período de 27 días.

Los resultados se muestran en la tabla 4.1.

Tabla 4.1. Flujo venteado del vapor LS.

Flujo de Diseño (kg/h)	Flujo de operación (kg/h)
2.535	21.740

Puede apreciarse que en operación actual se pierde una cantidad muy superior a lo contemplado en el diseño original de la planta.

Esto se debe tanto a una mayor generación del vapor como a la disminución del consumo del vapor LS. En la tabla 4.2 y 4.3 se compara el suministro del vapor de baja presión y los flujos de consumo en la condición de diseño y en la operación actual.

Tabla 4.2. Equipo productor del vapor LS según las condiciones de diseño y operación.

Equipo	Flujo de diseño (kg/h)	Flujo de operación (kg/h)
E-105	63.250	73.644

Tabla 4.3. Equipos consumidores del vapor LS según las condiciones de diseño y operación.

Equipo	Flujo de diseño (kg/h)	Flujo de operación (kg/h)
TK-101	16.000	21.559
E-103	9.250	5.788
L-136	740	662
L-137	400	435
E-114	20.000	21.813
L-153	1.600	514
E-152	2.000	0
E-154	1.130	0
E-150		1.133
A/B/C	9.600	

4.2.1 Desviaciones encontradas en la red del vapor LS al comparar las condiciones de diseño con las de operación

Para detectar cuales equipos estaban funcionando fuera de las condiciones de diseño, se determinó el porcentaje de desviación (d), empleando la ecuación 4.1.

$$\% d = \left(\frac{\text{valor de operación} - \text{valor de diseño}}{\text{valor de diseño}} \right) \times 100 \quad (\text{Ec. 4.1})$$

Se aplicó la ecuación anterior para el condensador de carbamato (E-105), el cual es el único equipo generador del vapor LS. De las tablas 3.4 y 4.2 se extrajeron los valores de diseño y operación para la generación de vapor LS.

$$\% d = \left(\frac{(73.644 - 63.250) \text{ kg/h}}{63.250 \text{ kg/h}} \right) \times 100 = 16,43\%$$

En la figura 4.1, se muestra la generación del vapor LS en el condensador de carbamato, a las condiciones de diseño y operación (en un periodo de 27 días). Se observa que este equipo está operando por encima de las condiciones de diseño

con una desviación de 16,43 %; esto se debe al intercambio de calor que se produce entre la solución de carbamato la cual tiene una temperatura de diseño de 180 °C y opera a 188 °C en contracorriente con el condensado de vapor.

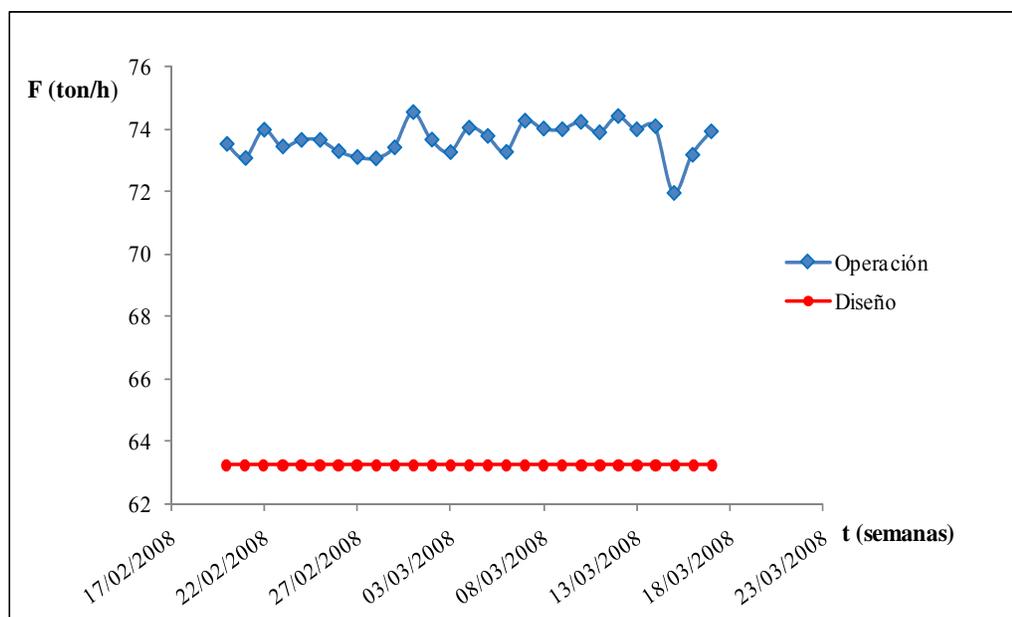


Figura 4.1 Producción de vapor LS en el equipo E-105 a las condiciones de diseño y operación.

Tabla 4.4. Porcentaje de desviación del funcionamiento del equipo productor del vapor LS.

Equipo	Descripción	d (%)
E-105	Condensador de carbamato	16,43

De la misma forma se determinó el porcentaje de desviación (d), para cada uno de los equipos consumidores del vapor LS, con la ayuda de las tablas 3.5 y 3.7, arrojando los siguientes resultados.

Tabla 4.5. Porcentaje de desviación de los funcionamientos de los equipos consumidores del vapor LS.

Equipo	Descripción	d (%)
TK-101	Turbina de vapor	34,74
E-103	Descomponedor de baja presión	-37,42
L-136	Eyectores de vapor del sistema de vacío	10,42
L-137	Eyectores de vapor del sistema de vacío	8,75
E-114	Concentrador de vacío	9,065
L-153	Eyector de vapor al tanque de solución de urea	-67,87
E-152	Intercambiador de calor para atemperar el aire ambiente	-
E-154	Pre calentador de aire de fluidización	-
E-150 A/B/C	Calentadores de aire de fluidización	-88,2

Un valor positivo significa que se está consumiendo una mayor cantidad de lo contemplado en el diseño y un valor negativo significa un consumo por debajo de lo previsto en el diseño.

En la tabla 4.5, se observa que los equipos que presentan el mayor porcentaje de desviación son los calentadores de aire de fluidización (E-150 A/B/C), el eyector de vapor al tanque de solución de urea (L-153), y el descomponedor de baja presión (E-103), y esto se debe a que estos equipos consumen vapor LS solo en condiciones específicas de acuerdo a los requerimientos de transferencia de calor.

Igualmente la turbina de vapor (TK-101) es uno de los principales equipos consumidores del vapor LS el cual presenta una gran desviación debido a que se encuentra operando por encima de las condiciones de diseño; esto se debe principalmente a la necesidad de ahorrar vapor de muy alta presión (KS) por su dificultad para generarlo, ya que por cada 4 ton/h del vapor LS se deja de consumir 1 ton/h de vapor KS. Es importante destacar que a pesar de que el consumo del vapor LS es superior, el vacío se encuentra en condiciones estables y muy por debajo del punto de disparo, por lo que la cantidad de vapor LS que actualmente consumen las turbinas no ha afectado su desempeño normal, sin olvidar que el exceso del vapor LS

reinyectado en la turbina aumenta la presión de vacío, la cual debe mantenerse por debajo de $0,4 \text{ kg-f/cm}^2$ (g) para evitar la parada de la planta (figura 4.2). Mientras que los eyectores del sistema de vacío (L-136 y L-137) y el concentrador de vacío (E-114) están operando correctamente.

En la siguiente figura se observa el consumo del vapor LS en la turbina de vapor TK-101, en el periodo de toma de datos los cuales se presentan en el anexo A.1.

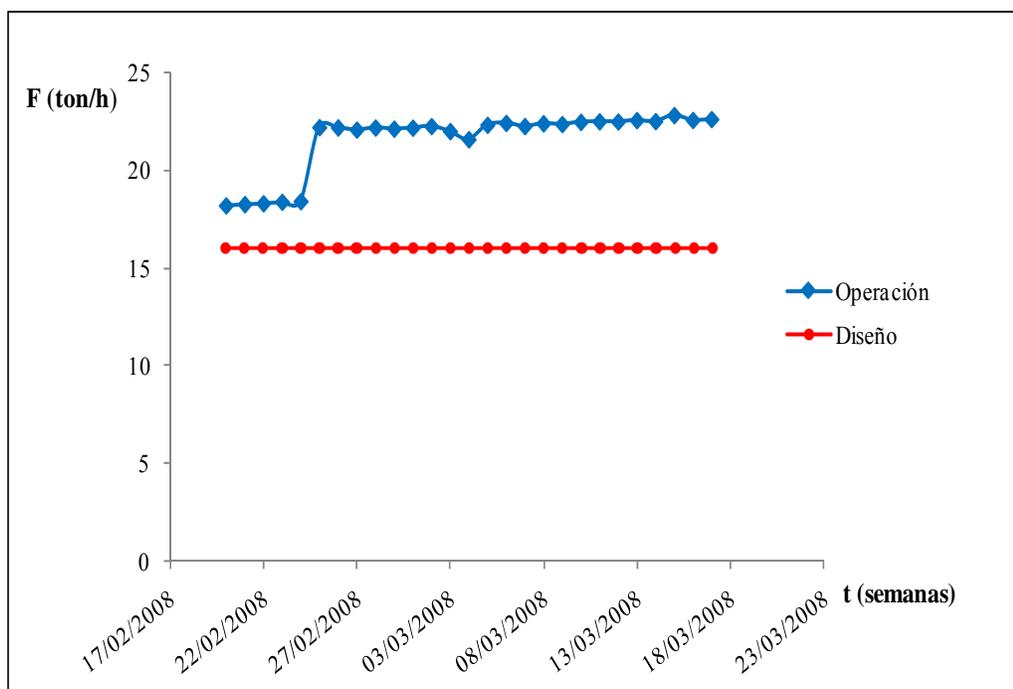


Figura 4.2. Consumo de vapor LS en el equipo TK-101 a las condiciones de diseño y operación.

Con respecto al descomponedor de baja presión (E-103) su función es calentar la solución de urea con el vapor LS, pero como dicha solución está entrando al descomponedor a $159 \text{ }^\circ\text{C}$, cuando su temperatura de diseño a la entrada es de $128 \text{ }^\circ\text{C}$, por ende el E-103 consume menor cantidad del vapor LS, lo cual genera el alto porcentaje de desviación mostrado en la tabla 4.5. En la siguiente figura se observa el

consumo del vapor LS en este usuario, en el periodo de toma de datos, los cuales se presentan en el anexo A.1.

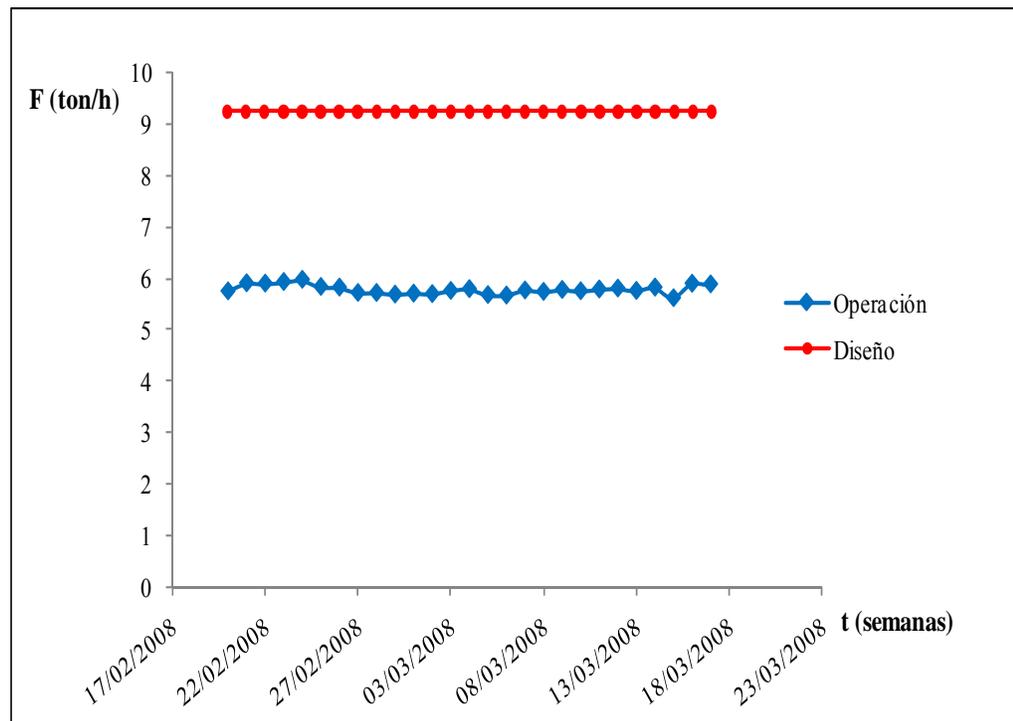


Figura 4.3. Consumo de vapor LS en el equipo E-103 a las condiciones de diseño y operación.

En tanto el eyector del vapor LS al tanque de solución de urea (L-153), es el encargado de mantener la temperatura adecuada en el tanque para que la urea no se solidifique, opera generalmente con la válvula TIC1814 cerrada, la cual es la que permite la entrada del vapor LS al tanque (anexo A.3). Esta válvula se abre cuando aumenta el reciclo de urea hacia el tanque provocando la disminución de la temperatura y por ende la solidificación de la urea. Tal como se observa en la figura 4.4, el equipo L-153 está operando por debajo de las condiciones de diseño.

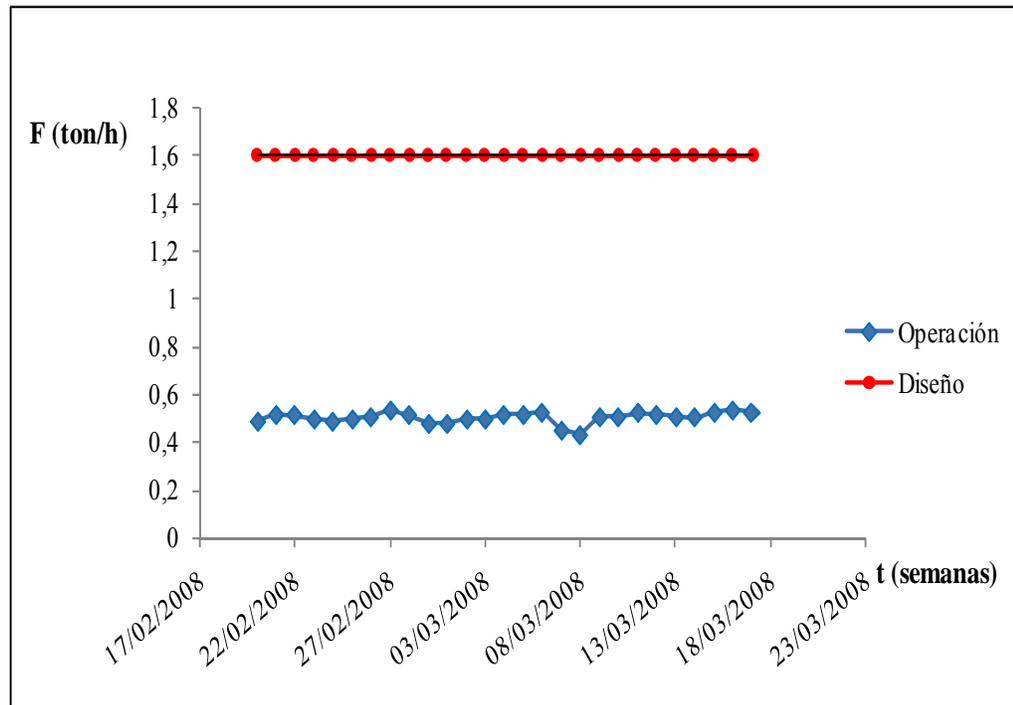


Figura 4.4. Consumo de vapor LS en el equipo L-153 a las condiciones de diseño y operación.

Los calentadores de aire de fluidización (E-150 A/B/C) consumen una menor cantidad del vapor LS, lo cual genera el alto porcentaje de desviación mostrado en la tabla 4.5. Esto se debe a que el aire de atomización está entrando a mayor temperatura al granulador a 135 °C y la urea líquida se encuentra a 159 °C; por ende disminuye el calentamiento del aire de fluidización a 53 °C, 48 °C y 59 °C correspondientes al E-150 A/B/C ya que con ello se mantiene el balance de energía en el granulador. En la siguiente figura se observa el consumo de vapor LS en este usuario, en el periodo de toma de datos, los cuales se presentan en el anexo A.3.

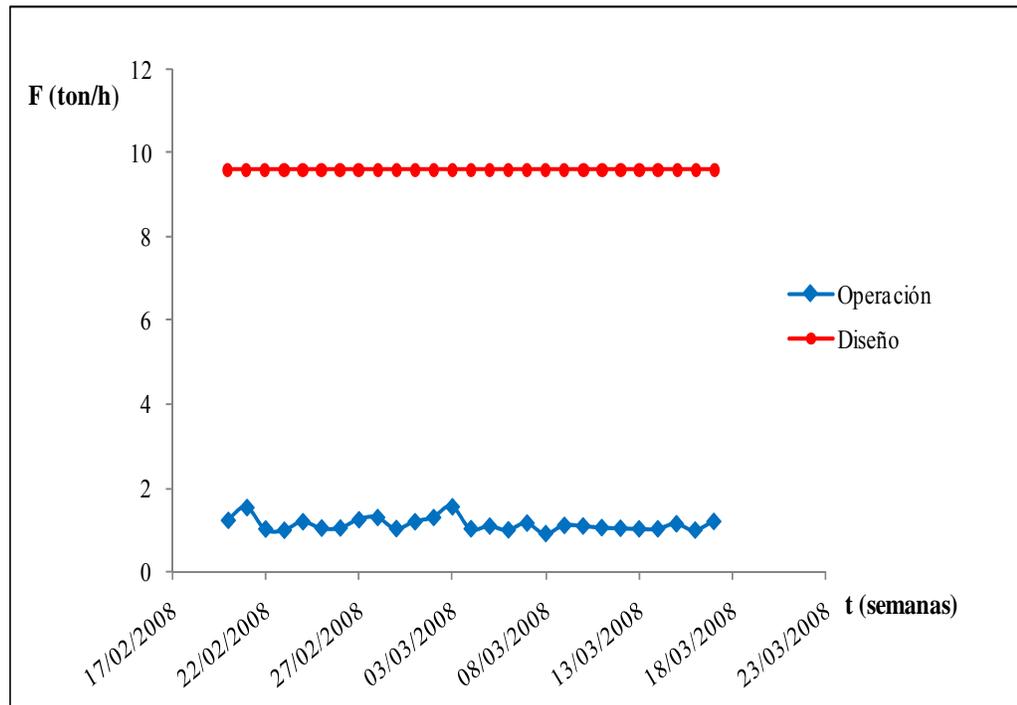


Figura 4.5. Consumo de vapor LS en el equipo E-150 A/B/C a las condiciones de diseño y operación.

4.3 Opciones para la reutilización del vapor de baja presión

En concordancia con la metodología explicada en el capítulo anterior, el análisis y discusión de los resultados se estructurará desde la base de los modelos elaborados para cada alternativa. En función de esto se presenta la validación de los diseños.

4.3.1 Diseño de los equipos principales para la condensación del vapor LS

En el diseño de los equipos, se está aprovechando el vapor LS que se pierde al ambiente, para así condensar 21.740 kg/h de este vapor y a su vez disminuir la pérdida de energía. Los equipos principales considerados para la reutilización del vapor de baja presión son:

4.3.1.1 Intercambiador de calor de tubo y carcasa

El diseño final del intercambiador de calor de tubo y carcasa para la condensación del vapor venteado se logro gracias al empleo del software B-JAC. En el anexo F se encuentra el diseño detallado y a continuación se muestran las características más relevantes:

- ❖ Intercambiador horizontal.
- ❖ Un paso por la carcasa y un paso por los tubos.
- ❖ Área efectiva: 161,2 m².
- ❖ Longitud de los tubos: 2,5 m.
- ❖ Diámetro externo de los tubos: 0,787”.
- ❖ Acero al carbono.
- ❖ Arreglo triangular.
- ❖ Diámetro externo de la carcasa: 37,4”.
- ❖ Factor de ensuciamiento: 0,002 $\frac{\text{pies}^2 \cdot ^\circ\text{F}\cdot\text{h}}{\text{BTU}}$.

BTU

En la tabla 4.6 se muestra un resumen de las variables de operación más importantes del intercambiador de calor, obtenido del resultado de la simulación.

Tabla 4.6. Variables principales de las corrientes de proceso que ingresan y egresan del intercambiador de calor obtenidas en la simulación.

Datos	Lado caliente (vapor LS)		Lado frío (agua de enfriamiento)	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida
Flujo másico total (kg/h)	21.740	21.740	1.950.000	1.950.000
Temperatura (°C)	147	120	39	44,94
Presión de operación (kgf/cm ² abs)	2,11	-	4,5	-
Caída de presión (psi)	2	1,469	5	1,646
Resistencia de ensuciamiento (m ² h°C/kcal)	0,00041	-	0,00041	-

Para evitar corrosión e incrustaciones alrededor de la carcasa, además de altas caídas de presión se escogió que el paso por la carcasa sea el vapor LS y por los tubos el agua de enfriamiento; ya que para el diseño es recomendable colocar la corriente de mayor presión en los tubos y así necesitar menos componentes de alta presión, lo cual se traduce en una reducción de costos. Las caídas de presión calculadas en el intercambiador para los tubos y la carcasa son de 1,646 y 1,469 psi respectivamente (tabla 4.6); por ser estos menores a 5 psi y por tratarse de un vapor de baja presión, el intercambiador de calor no agrega una significativa caída de presión ni al cabezal de baja presión ni a la corriente de agua de enfriamiento.

Colocar el fluido con menor tasa de flujo en la carcasa, usualmente resulta un diseño más económico. La razón de ello radica en el hecho que en la carcasa el fluido experimenta una mayor turbulencia a menor velocidad que en el tubo, por ende los vapores condensables son normalmente colocados en la carcasa. En el caso de la corrosión y el ensuciamiento que genere el proceso de intercambio de calor es más sencillo controlarlo en los tubos, ya que colocar el fluido más corrosivo en los tubos resulta más económico, pues los costos por requerimientos de aleaciones y revestimientos son menores. La localización en los tubos del fluido con mayor tendencia a la formación de depósitos se traduce en una reducción del ensuciamiento del área de transferencia. Los tubos rectos se pueden limpiar mecánicamente sin remover el haz de tubos y la limpieza química normalmente es mejor en el lado de los tubos.

4.3.1.2 Enfriador por aire

El diseño de un enfriador por aire para el servicio de condensación es un caso muy complejo en la que es difícil obtener cálculos precisos debido a la cantidad de suposiciones que tienen que hacerse. Para el equipo diseñado se asume que la temperatura de película se aproxima a la temperatura promedio en la zona

(temperatura de rocío y temperatura de burbuja). Esto es posible debido a que las propiedades del líquido y vapor no varían notablemente. Para efectos del diseño se asumió condensación total del vapor LS. En el anexo G.4 se muestra el análisis por zona reportado por el simulador BJAC.

El material de las aletas seleccionado fue aluminio. El tipo de tiro del ventilador es tiro forzado, el tipo de arreglo de tubos utilizado es el triangular (recomendado en las normas PDVSA) y el material de los tubos es acero al carbono (uno de los más económicos).

Los enfriadores por aire ocupan un área relativamente grande; en la planta de FertiNitro estas unidades se instalan encima de los tendidos de líneas y de los equipos de proceso, tales como tambores e intercambiadores; en la actualidad ambas unidades de la planta carecen de espacio físico para la ubicación del enfriador por aire seleccionado.

En la tabla 4.7 se muestran las dimensiones finales del intercambiador y en la tabla 4.8 se indican las variables de operación del enfriador por aire propuesto.

Tabla 4.7. Dimensiones relevantes del enfriador por aire obtenidas en la simulación.

Número de bahías	3
Área efectiva (m ²)	5.852,9
Longitud de los tubos (m)	6
Diámetro del ventilador (m)	4,26
Diámetro externo del tubo (mm)	30
Espesor de la pared del tubo (mm)	1,65
Caballo de potencia del ventilador (hp)	36,31

Tabla 4.8. Variables principales de las corrientes de proceso que ingresan y egresan del enfriador por aire obtenidas en la simulación.

Datos	Lado caliente (proceso)		Lado frío (aire)	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida
Flujo másico total (kg/h)	21.740	21.740	1.431.547	1.431.547
Temperatura (°C)	147	120	38	72
Presión de operación (kgf/cm ² abs)	2,11	-	1,036	-

4.4 Selección de la alternativa más adecuada de acuerdo a su factibilidad técnica y económica

La selección del equipo que condensará el vapor LS se determinó por su factibilidad económica, ya que ambas opciones son técnicamente factibles para el servicio deseado. Mientras que la selección del acumulador que recibirá el condensado del vapor LS se determinó por su factibilidad técnica, debido a que los equipos en estudio se encuentran en la planta y están en operación.

4.4.1 Factibilidad técnica

Para determinar la factibilidad técnica de los acumuladores se consideró la relación entre la longitud y el diámetro de los equipos en estudio, los cuales deben estar en el rango de 2,5 a 5 dada la dependencia que existe entre dicha relación y la presión de almacenamiento, ya que ambos equipos operan entre 0 – 17,58 kgf/cm².

Otro parámetro importante para determinar la factibilidad técnica es el tiempo de llenado, ya que al adicionarle el nuevo flujo del condensado del vapor LS a los acumuladores deben cumplir un tiempo de llenado de 5 a 10 minutos para asegurar el

funcionamiento operacional ya que en caso de una contingencia en la planta, el operador disponga del tiempo necesario para tomar las medidas de seguridad pertinentes.

Por lo tanto el equipo que cumple con las exigencias técnicas operacionales de acuerdo al tiempo de llenado y la relación L/D es el V-110, como se reporta en la tabla 4.9. En consecuencia al aumento de condensado entrando a dicho equipo se evaluó las posibles alteraciones del flujo a la salida, determinándose que la válvula LV1035B que envía los condensados hacia el sistema de agua desmineralizada debe aumentar su apertura a 66,7%, garantizando el nivel del acumulador en 60%; esta evaluación se realizó con la ayuda de la hoja de cálculo en Microsoft Excel (anexo D.2), mientras que las salidas hacia las bombas P-101 y P-102 se mantienen constante.

Contrariamente el acumulador V-325 no cumple con el parámetro del tiempo de llenado, razón por la cual se descarta esta alternativa para enviar el condensado del vapor LS.

Tabla 4.9. Resultados de la relación L/D y tiempo de llenado de los acumuladores.

Equipo	L/D	Tiempo de llenado (min)
V-110	2,667	28,05
V-325	2,462	3,54

4.4.2 Factibilidad económica

A fin de evaluar la factibilidad económica de los equipos que condensarán el vapor LS, se realizó una matriz de selección, la cual se hizo bajo los criterios y conocimientos de los ingenieros de procesos en conjunto con el departamento de proyectos de FertiNitro.

Los resultados dieron a la alternativa de condensar el vapor LS a través de un intercambiador de calor de tubos y carcasa como la propuesta más viable, ya que cumple con los requerimientos técnicos y económicos.

En la tabla 4.10 se reporta el costo de los equipos, el cual incluye el capital fijo de inversión que comprende la cantidad de dinero a invertir en la adquisición e instalación de los equipos requeridos para el servicio en estudio. Igualmente estos costos se encuentran tropicalizados y escalados al año actual.

Tabla 4.10. Estimación final del costo total de los equipos.

Equipo	Costo \$ US	Costo Bs.F
Intercambiador de tubos y carcasa	126.704,85	272.415,43
Enfriador por aire	877.980,52	1.887.658,12

La decisión de invertir en un nuevo proyecto o mejora, como es el caso en estudio, está sujeta a los siguientes parámetros:

- Tiempo en el cual se para la producción en la planta a causa de una parada no planificada, ocasionada por un problema recurrente, cuya solución sea el proyecto en estudio.

En este caso, el venteo a través de la válvula PV-1043 no ocasiona paradas de plantas no planificadas.

- La inversión a realizar debe generar un mínimo de ganancia.

Analizando los datos obtenidos si se realizara la inversión para recircular el condensado del vapor de baja presión LS al sistema, se incrementaría el nivel del tanque T-701 que recoge los condensados de vapor en la unidad de servicios industriales de la planta, brindando de esta forma una mayor holgura en la disponibilidad de agua desmineralizada que podría ser de gran utilidad en una parada

de planta no programada de las unidades de amoníaco y urea o algún problema en la unidad de servicios industriales; ya que entre las dos unidades de urea (11 y 21) se estarían retornando cerca de 42 ton/h de agua desmineralizada. Lo que representa un aporte significativo para el balance de agua de toda la planta.

- Posibles daños al ambiente que se evitaría con la aplicación del proyecto.

Aún cuando en Venezuela no existen regulaciones en cuanto a la presencia de vapor en la atmosfera, con la implantación de esta propuesta, se reducirá considerablemente la cantidad de vapor venteado a la atmosfera, y por otra parte, también se vería disminuida la adición de químicos para el tratamiento de agua cruda, favoreciendo la disminución de los costos operacionales.

Conocido lo anteriormente expuesto, se puede asegurar que la propuesta seleccionada resulta técnica y económicamente factible, ya que esta cumple con los requerimientos establecidos por la empresa, lo que permite asegurar que es viable llevar a cabo un estudio de la propuesta a un nivel superior de ingeniería de diseño, en este caso a nivel de ingeniería de detalle.

4.5 Ubicación del área a instalar el equipo

Para tal fin, se realizó un recorrido por las instalaciones de los dos trenes de producción de la planta de urea, además se recopilaron los planos para estudiar la ubicación y el espacio disponible para instalar el equipo. Se ubicó un espacio en el límite de batería de la planta justo a 35 metros del acumulador V-110, y tomando en cuenta la cercanía de las corrientes de entrada al proceso, tales como el vapor de baja presión LS y el agua de enfriamiento proveniente del intercambiador de calor E-108.

En la figura 4.6 se muestra de forma general la ubicación dentro de la planta del intercambiador de calor de tubo y carcasa seleccionado. Al igual que en el anexo K se

presenta un plano desde una vista aérea de todas las unidades que conforman la planta de FertiNitro en detalle.

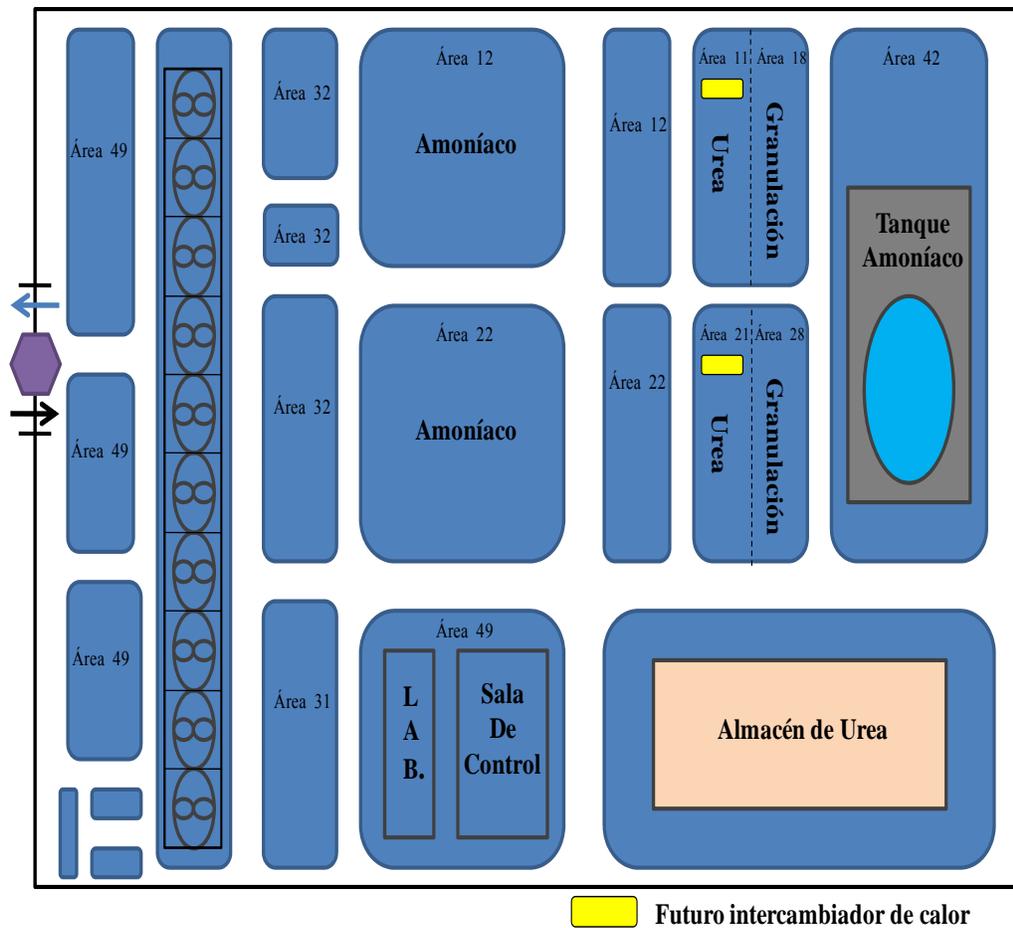


Figura 4.6. Esquema de la ubicación del intercambiador de calor de tubo y carcasa en la planta.

4.6 Conclusiones

1. La cantidad del vapor LS venteado a las condiciones de diseño es de 2.535 kg/h y a las condiciones de operación fue de 21.740 kg/h.

2. Las propuestas para la reutilización del vapor de baja presión son: a) Condensación con agua de enfriamiento y b) Condensación con enfriador por aire.
3. El calor que se pierde en el sistema del vapor LS en las condiciones de diseño, calculado mediante el balance de energía es igual 5.360.511 kJ/h, y a las condiciones de operación es 45.971.192,5 kJ/h.
4. El consumo de agua de enfriamiento necesaria para el servicio de la propuesta A es de 1.950.000 kg/h y con una temperatura de salida dentro del rango establecido, permaneciendo el balance de agua de enfriamiento estable.
5. Los equipos TK-101, E-103, L-153 y E-150A/B/C, presentan una desviación en el consumo del vapor LS igual a 34,74 %, -37,42%, -67,87% y -88,20%, respectivamente en relación al diseño original de la planta.
6. El recolector seleccionado para recibir el condensado del vapor LS fue el V-110, presentando un tiempo de llenado de 28,5 min y una relación L/D de 2,66.
7. El costo de la inversión para la implantación de la propuesta A es 126.704,84 US \$.
8. La propuesta de condensar el vapor LS a través de un intercambiador de calor de tubos y carcasa y enviarlo al acumulador V-110, es factible tanto técnica como económicamente.

4.7 Recomendaciones

1. Realizar una evaluación económica más detallada para el diseño del equipo de la propuesta seleccionada.

2. Calibrar cada cierto tiempo los medidores de flujo, presión y temperatura, para evitar leer medidas erróneas.
3. Llevar el proyecto a un estudio de ingeniería conceptual, debido a que los valores que se presentan tienen un margen de error no mayor a un 30% por ser un estudio preliminar.
4. Calibrar la válvula 11-LV-1035B, ya que totalmente cerrada presenta un pase de flujo de 15 ton/h.

BIBLIOGRAFÍA

1. Moreno L. **“Evaluación de la red de vapor de baja presión de una planta productora de amoníaco”**. Tesis de Grado. Departamento de Ingeniería Química. Universidad de Oriente. Puerto la Cruz. (2009).
2. Gaspard E. **“Evaluación técnica y económica para la disposición de la corriente gaseosa liberada al ambiente en la sección de baja presión en una planta de producción de urea”**. Tesis de Grado. Departamento de Ingeniería Química. Universidad de Oriente. Puerto la Cruz. (2004).
3. Casanova C. **“Sistemas de generación de vapor y recuperación de condensados”**. Tesis de Grado. Universidad Simón Bolívar. Sartenejal. (2002).
4. Austin G. **“Manual de Procesos Químicos”**. Editorial McGraw-Hill. 5^{ta} edición. México. (1998).
5. INVAP. 2003. **“Ammonia Absorption Units at ENSI”**. 10 de Junio de 2009. En línea. Disponible: <http://www.invap.net/indus/amoniaco/descrip-e.html>.
6. BASF Aktiengesellschaft. 2003. **“Ammonium Salts”**. 15 de mayo 2009. En línea. Disponible: <http://www.basf.de/en/produkte/chemikalien/anorganika/ammonium>.
7. R.M. Technologies. 2003. **“Aqua Ammonia Properties”**. 10 de junio 2009. En línea. Disponible: <http://www.rmtech.net/Aqua%20Ammonia.htm>.
8. Rodríguez M. 2000. **“La Fabricación de la Urea”**. 15 de Junio de 2009. En línea. Disponible: <http://www.diquimia.upm.es/docencia/tqi/urea/index.htm>.

9. VHC Verlagsgesellschaft. **“Ullmann’s Encyclopedia of Industrial Chemistry”**. Volumen A 27. 5^{ta} edición. Editorial Advisory Board. Alemania. (1996).
10. **“Manual de Operación”**. Planta de urea unidades 11 & 21. FertiNitro. Venezuela. (1999).
11. Levenspiel O. **“Ingeniería de las Reacciones Químicas”**. Editorial Reverté. 2^{da} edición. España. (1987).
12. Perry R. **“Manual del Ingeniero Químico”**. Volumen III. 7^{ma} edición. Editorial McGraw–Hill. México. (2001).
13. Geankoplis C. **“Procesos de transporte y operaciones unitarias”**. Editorial CECSA. 3^{ra} edición. México. (1999).
14. Mc. Cabe W. **“Operaciones Unitarias en Ingeniería Química”**. Editorial McGraw-Hill. 4^{ta} edición. España. (1991).
15. API Standard 661. **“Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services”**. 4^{ta} Edición. Noviembre. (1997).
16. Murherjee R. **“Effectively Design Air Cooled Heat Exchangers”**. Chemical Engineering Progress. Volumen 93. Número 2, págs 26-47. Febrero. (1997).
17. Manual de Diseño de Procesos. **“Enfriadores por Aire”**. PDVSA. (1995).
18. GPSA. **“Engineering Data Book”**. Volumen I. Sección 10. (1987).

19. Kern D. **“Procesos de Transferencia de Calor”**. Compañía Editorial Continental. Ciudad de México. (1997).
20. Exxon Research and Engineering Company – Design Practices. **“Condensation”**. Sección 9-F. USA. (1981).
21. Incropera F. **“Fundamentos de Transferencia de Calor”**. 4^{ta} Edición. Editorial Prentice Hall. New York. (1999).
22. Manual de Diseño de Procesos. **“Intercambiadores de calor: Principios Básicos”**. PDVSA. (1995).
23. Crane. **“Flujo de fluidos”**. Editorial Mc Graw Hill. México. (1992).
24. Pigorini A. **“Program Simplifies CLMTD Calculations”**. Hydrocarbon Processing. Volumen 61. Número 11. Noviembre. (1982).
25. Normas ANSI/ISA - 75.01.01. **“Flow Equations for Sizing Control Valves”**. Segunda modificación. USA. (2005).
26. Cengel, Y. **“Termodinámica”**. Tomo I y II. Segunda Edición. Editorial McGraw-Hill. México DF. (1996).
27. Felder, R. **“Principios elementales de los procesos químicos”**. Segunda Edición. Editorial ALHAMBRA. México DF. (1991).
28. **“Manual de SIMSCI”**. PIPEPHASE 9.0. Estados Unidos. (2001).

29. Walas S. **“Chemical Process Equipment”**. Editorial Howard Brenner. Estados Unidos. (1990).

30. Process Engineering, **“Estimate Cost With PREDICT Indices”**. Estados Unidos. Febrero (1999).

ANEXOS

ANEXOS A

DATA RECOLECTADA EN LOS PUNTOS

MONITOREADOS

Tabla A.1. Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección de baja presión.

		FERTILIZANTES NITROGENADOS DE VENEZUELA. FertiNitro, C.E.C.				
Fecha	Puntos Monitoreados					
	Medidores de flujo de la unidad 11					
Timestamp	FI1036.PV	FI1037.PV	FI1038.PV	FI1035.PV	FI1025.PV	FI1020.PV
20/02/2008	21,441	0,435	0,662	5,755	18,174	73,513
21/02/2008	21,156	0,435	0,662	5,908	18,239	73,063
22/02/2008	21,34	0,434	0,662	5,903	18,281	73,966
23/02/2008	21,192	0,435	0,663	5,934	18,357	73,431
24/02/2008	21,329	0,435	0,663	5,974	18,387	73,641
25/02/2008	21,304	0,435	0,661	5,84	22,181	73,642
26/02/2008	21,779	0,435	0,662	5,827	22,168	73,282
27/02/2008	23,177	0,434	0,662	5,725	22,055	73,094
28/02/2008	21,796	0,434	0,663	5,723	22,163	73,053
29/02/2008	22,047	0,435	0,664	5,694	22,106	73,402
01/03/2008	22,099	0,435	0,663	5,712	22,155	74,529
02/03/2008	21,652	0,435	0,663	5,702	22,234	73,652
03/03/2008	21,633	0,435	0,662	5,764	21,98	73,25
04/03/2008	21,768	0,435	0,662	5,797	21,565	74,032
05/03/2008	22,269	0,435	0,662	5,683	22,301	73,768
06/03/2008	22,455	0,435	0,662	5,674	22,401	73,257
07/03/2008	22,04	0,435	0,661	5,771	22,238	74,256
08/03/2008	21,591	0,434	0,662	5,744	22,38	74,004
09/03/2008	21,66	0,435	0,663	5,782	22,342	73,98
10/03/2008	21,821	0,435	0,662	5,757	22,452	74,218
11/03/2008	21,663	0,435	0,662	5,79	22,48	73,882
12/03/2008	21,918	0,435	0,662	5,808	22,473	74,402
13/03/2008	21,623	0,435	0,662	5,764	22,542	73,979
14/03/2008	21,882	0,435	0,662	5,826	22,492	74,079
15/03/2008	22,404	0,435	0,662	5,625	22,8	71,946
16/03/2008	22,138	0,435	0,662	5,901	22,551	73,165
17/03/2008	21,774	0,435	0,663	5,888	22,593	73,914
Promedio	21,813	0,435	0,662	5,788	21,559	73,644

Tabla A.2. Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección de baja presión y de granulación.

		FERTILIZANTES NITROGENADOS DE VENEZUELA. FertiNitro, C.E.C.				
		Puntos Monitoreados				
Fecha	Medidores de nivel, presión y temperatura de la unidad 11 y 18					
Timestamp	11LIC1035.PV	11TIC1075.PV	11PIC1041.PV	18TIC1805.PV	18TIC1814.PV	18TIC1815.PV
20/02/2008	60,001	120,415	0,837	41,201	45,26	38,492
21/02/2008	60,002	119,377	0,773	41,401	44,781	41,71
22/02/2008	59,955	120,663	0,854	41,755	43,243	40,738
23/02/2008	59,727	120,997	0,874	41,591	43,713	40,605
24/02/2008	59,651	120,996	0,874	41,64	43,633	40,776
25/02/2008	59,647	121,01	0,875	42,917	43,2	40,791
26/02/2008	59,655	120,999	0,876	43,604	43,38	40,266
27/02/2008	59,65	120,299	0,832	43,128	43,431	38,514
28/02/2008	59,653	120,002	0,814	41,888	42,589	40,375
29/02/2008	59,651	120,152	0,822	41,429	40,913	42
01/03/2008	59,652	120,837	0,864	40,724	40,87	40,824
02/03/2008	59,648	121,008	0,876	40,474	42,106	40,999
03/03/2008	59,649	120,993	0,875	40,413	42,134	40,999
04/03/2008	59,652	120,998	0,875	40,419	41,929	41,001
05/03/2008	59,65	121,004	0,876	46,081	42,303	39,693
06/03/2008	59,663	121,443	0,906	41,494	42,867	39,359
07/03/2008	59,871	122,133	0,951	40,957	43,972	40,606
08/03/2008	59,874	120,398	0,879	40,918	43,468	40,327
09/03/2008	59,571	120,588	0,889	40,509	42,573	40,769
10/03/2008	59,568	120,024	0,854	40,617	42,845	40,395
11/03/2008	59,572	119,997	0,848	41,02	43,094	41,001
12/03/2008	59,569	119,987	0,853	40,437	42,928	40,777
13/03/2008	59,569	120,021	0,85	40,534	43,069	39,525
14/03/2008	59,572	119,993	0,849	40,705	43,57	40
15/03/2008	59,561	119,909	0,853	45,088	44,136	37,529
16/03/2008	59,571	119,634	0,841	42,465	45,719	39,706
17/03/2008	59,555	119,389	0,827	43,12	42,761	40,157
Promedio	59,68	120,491	0,859	41,723	43,129	40,294

Tabla A.3. Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección de granulación.

		FERTILIZANTES NITROGENADOS DE VENEZUELA. FertiNitro, C.E.C.				
		Puntos Monitoreados				
Fecha	Medidores de temperatura y apertura de las válvulas de la unidad 18					
Timestamp	TIC1822.PV	TIC1821.PV	TIC1805.OP	TIC1814.OP	TIC1815.OP	TIC1821.OP
20/02/2008	44,852	28,79	-6,791	-5,175	15,668	-6,9
21/02/2008	44,754	27,381	-6,9	-5,85	19,431	20,57
22/02/2008	42,865	23,549	-6,9	-5,73	18,893	24,638
23/02/2008	41,999	22,454	-6,9	-6,9	17,88	22,074
24/02/2008	42,003	22,519	-6,9	-6,9	18,189	22,742
25/02/2008	41,71	22,765	-6,467	-6,9	18,06	23,064
26/02/2008	41,998	23,228	-6,9	-6,9	18,62	22,254
27/02/2008	42,041	21,531	-6,9	-6,9	15,694	19,812
28/02/2008	41,999	22,891	-6,363	-6,9	16,84	20,778
29/02/2008	41,994	20,648	-6,816	-4,031	19,149	19,127
01/03/2008	42,637	21,259	-6,9	-4,949	17,194	12,001
02/03/2008	46,287	29,122	-6,9	-6,9	18,011	-6,875
03/03/2008	41,109	20,178	-6,9	-6,9	17,884	15,455
04/03/2008	41,672	20,759	-6,9	-5,525	18,337	20,058
05/03/2008	41,117	20,846	-2,915	-6,692	17,487	31,66
06/03/2008	41,715	18,834	-6,9	-4,648	16,385	15,891
07/03/2008	41,669	19,893	-6,9	-6,349	18,273	16,98
08/03/2008	41,679	20,157	-6,9	-6,895	17,618	17,67
09/03/2008	41,976	20,154	-6,836	-6,899	18,218	18,193
10/03/2008	43,255	23,378	-3,833	-6,892	17,245	30,141
11/03/2008	44,415	25,511	-4,397	-6,9	17,49	32,364
12/03/2008	41,938	20,085	-6,9	-5,019	17,851	20,861
13/03/2008	45,275	27,521	-6,9	-6,755	16,501	14,14
14/03/2008	46,921	29,49	-6,9	-6,9	16,697	-6,9
15/03/2008	46,557	29,31	-1,582	-6,9	14,605	-6,9
16/03/2008	47,097	29,641	-6,9	-2,768	16,436	-6,9
17/03/2008	47,497	29,951	-6,9	-4,407	16,559	-6,9
Promedio	43,298	23,772	-6,304	-6,092	17,452	14,781

Tabla A.4. Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección de síntesis.

Fecha		Puntos Monitoreados			
		Medidores de flujo y aperturas de las válvulas a la salida del V-110 de la unidad 11			
Timestamp	FIC1012.PV	FIC1014.PV	LV1013B.OP	LV1035B.OP	
20/02/2008	0,8	0,772	94,25	9,777	
21/02/2008	0,8	0,799	95,75	10,148	
22/02/2008	0,8	0,68	94,571	9,564	
23/02/2008	0,8	0,293	93,983	9,915	
24/02/2008	0,8	0,277	94,322	10,128	
25/02/2008	0,8	0,499	93,975	9,411	
26/02/2008	0,8	0,441	97,388	10,858	
27/02/2008	0,8	0,686	98,234	11,9	
28/02/2008	0,8	0,8	97,906	11,504	
29/02/2008	0,8	0,826	95,915	12,433	
01/03/2008	0,8	0,816	91,987	11,785	
02/03/2008	0,8	0,837	94,877	12,375	
03/03/2008	0,8	0,851	95,791	12,799	
04/03/2008	0,8	0,865	94,359	13,044	
05/03/2008	0,8	0,837	93,297	12,754	
06/03/2008	0,8	0,8	75,556	28,751	
07/03/2008	0,8	0,786	55,942	50,853	
08/03/2008	0,8	0,835	80,424	24,456	
09/03/2008	0,8	0,791	96,131	10,297	
10/03/2008	0,8	0,85	95,061	10,999	
11/03/2008	0,8	0,823	95,77	11,215	
12/03/2008	0,8	0,9	94,481	10,072	
13/03/2008	0,8	0,83	93,812	9,275	
14/03/2008	0,8	0,8	93,21	8,995	
15/03/2008	0,8	0,854	96,323	9,302	
16/03/2008	0,8	0,914	96,749	10,404	
17/03/2008	0,8	0,854	93,737	10,134	
Promedio	0,8	0,752	92,363	13,45	

Tabla A.5. Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección de recuperación de hidrogeno.

		FERTILIZANTES NITROGENADOS DE VENEZUELA. FertiNitro, C.E.C.		
		Puntos Monitoreados		
Fecha	Porcentaje de nivel y de apertura de las válvulas del V-325			
Timestamp	25LIC5741.PV	25LIC5741.OP	25LV5741.OP	
20/02/2008	34,533	12,392	12,392	
21/02/2008	34,49	12,527	12,528	
22/02/2008	34,459	11,983	11,982	
23/02/2008	34,501	5,108	5,108	
24/02/2008	34,509	9,345	9,345	
25/02/2008	34,536	10,62	10,621	
26/02/2008	34,512	13,976	13,977	
27/02/2008	34,509	12,676	12,677	
28/02/2008	34,499	11,693	11,693	
29/02/2008	34,528	12,34	12,34	
01/03/2008	34,509	11,99	11,99	
02/03/2008	34,524	12,359	12,359	
03/03/2008	34,503	11,525	11,524	
04/03/2008	34,514	5,912	5,912	
05/03/2008	34,885	6,566	6,566	
06/03/2008	36,095	10,24	10,239	
07/03/2008	36,078	12,807	12,807	
08/03/2008	36,098	11,818	11,819	
09/03/2008	36,053	9,304	9,304	
10/03/2008	36,083	9,941	9,942	
11/03/2008	36,08	9,475	9,474	
12/03/2008	36,07	8,865	8,865	
13/03/2008	36,087	8,441	8,441	
14/03/2008	36,068	8,013	8,013	
15/03/2008	36,107	9,44	9,44	
16/03/2008	36,077	10,96	10,96	
17/03/2008	36,075	11,381	11,381	
Promedio	35,222	12,933	12,933	

Tabla A.6. Valores alcanzados por las variables monitoreadas en la sección de baja presión.

		FERTILIZANTES NITROGENADOS DE VENEZUELA. FertiNitro, C.E.C.				
		Puntos Monitoreados				
Fecha	Porcentaje de apertura de las válvulas de la unidad 11					
Timestamp	PV1043.OP	LV1035A.OP	LV1013A.OP	TV1075.OP	LV1018.OP	LV1009B.OP
20/02/2008	23,135	0,112	1,069	15,706	63,919	49,151
21/02/2008	21,799	0,076	2,438	18,688	63,875	49,025
22/02/2008	21,708	0,169	1,407	18,017	64,651	48,952
23/02/2008	21,94	0,371	3,209	17,382	64,025	48,737
24/02/2008	21,807	1,766	2,734	16,813	65,032	48,854
25/02/2008	17,982	1,507	1,779	17,35	64,938	49,157
26/02/2008	17,01	0,071	4,232	18,125	64,574	48,788
27/02/2008	15,922	0,074	4,324	19,046	64,03	49,164
28/02/2008	17,136	0,029	3,177	18,935	63,991	49,142
29/02/2008	16,926	0,001	2,362	18,805	64,023	49,09
01/03/2008	18,466	0,47	1,168	18,096	64,8	49,127
02/03/2008	17,95	0,634	2,75	18,74	63,943	49,083
03/03/2008	17,61	0,03	2,415	18,562	63,275	49,245
04/03/2008	18,26	0,006	2,262	18,357	63,915	49,016
05/03/2008	16,805	0,347	1,035	18,028	63,764	48,912
06/03/2008	16,89	-0,019	1,864	44,257	63,137	49,045
07/03/2008	18,1	0	-0,22	106,649	64,061	49,18
08/03/2008	19,522	2,775	2,003	46,428	64,025	49,11
09/03/2008	18,926	0,053	2,461	6,553	63,747	49,019
10/03/2008	18,387	0,058	1,636	7,246	64,104	48,919
11/03/2008	17,86	0,001	1,985	7,908	63,99	49,019
12/03/2008	19,219	0,016	1,298	7,399	64,558	49,014
13/03/2008	19,776	0,985	1,26	7,468	63,593	48,987
14/03/2008	20,047	0,877	0,653	7,712	63,794	47,889
15/03/2008	17,643	11,946	2,757	7,908	63,086	46,852
16/03/2008	18,467	0,026	3,605	8,307	63,975	47,262
17/03/2008	19,195	4,927	3,176	8,188	64,412	47,295
Promedio	18,833	1,011	2,179	19,877	64,046	48,779

ANEXO B

HOJA DE CÁLCULO EN MICROSOFT EXCEL DEL
BALANCE DE MASA Y ENERGÍA A LAS CONDICIONES DE
DISEÑO

A		B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1	FERTILIZANTES NITROGENADOS DE VENEZUELA. FertiNitro, C.E.C.											
2	RED DE VAPOR DE BAJA PRESIÓN (LS)											
3	Red de vapor LS según las condiciones de diseño											
4	Equipo	Condiciones del vapor										
5		Tipo	F(kg/hr)	T (°C)	P (Kg-f/cm2)	h (kJ/kg)						
6	11/21-E-105	Entrada	63250	147	3,5	2114,6	Ecuación de balance de masa en estado estacionario					
7	11/21TK-101	Salida	16000	147	4,4	2114,6	Masa de salida = Masa de entrada (Ec. 2.13)					
8	11/21-E-103		9250	147	3,5	2114,6	60.715 = 63.250 kg/hr					
9	11/21L-136		739	143,2	4	2114,6	Vapor LS venteado = 2.535 kg/hr					
10	11/21L-137		396	143,2	4	2114,6	Ecuación de balance de energía en estado estacionario para un sistema abierto					
11	11/21-E-114		20000	147	4,5	2114,6	$\Delta E_{\text{sistema}} = Q$ (Ec. 2.19)					
12	18/28L-153		1600	147	3,5	2114,6	Para el diseño no hay pérdidas al ambiente, por lo tanto $Q = 0$, entonces:					
13	18/28-E-152		2000	145	3,5	2114,6	$\Delta E_{\text{sistema}} = \sum m h_{\text{salida}} = \sum m h_{\text{entrada}} = 0$					
14	18/28-E-154		1130	145	3,5	2114,6	128.387.939 = 133.748.450 kJ/hr					
15	18/28-E-150 A/B/C		9600	145	4,2	2114,6	Energía que se pierde: 5.360.511 kJ/hr					

Figura B. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel del balance de masa y energía del vapor LS, a las condiciones de diseño.

ANEXO C

HOJA DE CÁLCULO EN MICROSOFT EXCEL DEL
BALANCE DE MASA Y ENERGÍA A LAS CONDICIONES DE
OPERACIÓN

RED DE VAPOR DE BAJA PRESIÓN (LS)						
Equipo	Tipo	F(kg/hr)	T (°C)	P (Kg-f/cm ²)	h (kJ/kg)	
11/21-E-105	Entrada	73644	147	3,5	2114,6	
11/21TK-101	Salida	21559	147	4,4	2114,6	
11/21-E-103		5788	147	3,5	2114,6	
11/21L-136		662	143,2	4	2114,6	
11/21L-137		435	143,2	4	2114,6	
11/21-E-114		21813	147	4,5	2114,6	
18/28L-153		514	147	3,5	2114,6	
18/28-E-152		0	145	3,5	2114,6	
18/28-E-154		0	145	3,5	2114,6	
18/28-E-150 A/B/C		1133	145	4,2	2114,6	

Ecuación de balance de masa en estado estacionario	
Masa de salida	= Masa de entrada (Ec. 2.13)
51.904	= 73.644 kg/hr
Vapor LS venteado	= 21.740 kg/hr
Ecuación de balance de energía en estado estacionario para un sistema abierto	
$\Delta E_{\text{sistema}} = Q$	(Ec. 2.19)
Se considera que no hay pérdidas al ambiente, por lo tanto $Q = 0$, entonces:	
$\Delta E_{\text{sistema}} = \sum m \dot{h}_{\text{salida}} = \sum m \dot{h}_{\text{entrada}} = 0$	
109.756.410	= 155.727.602 kJ/hr
Energía que se pierde:	45.971.192,5 kJ/hr

Figura C. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel del balance de masa y energía del vapor LS, a las condiciones de operación.

ANEXO D

HOJA DE CÁLCULO EN MICROSOFT EXCEL PARA
DETERMINAR EL FLUJO VOLUMÉTRICO MEDIANTE EL C_v
DE LAS VÁLVULAS

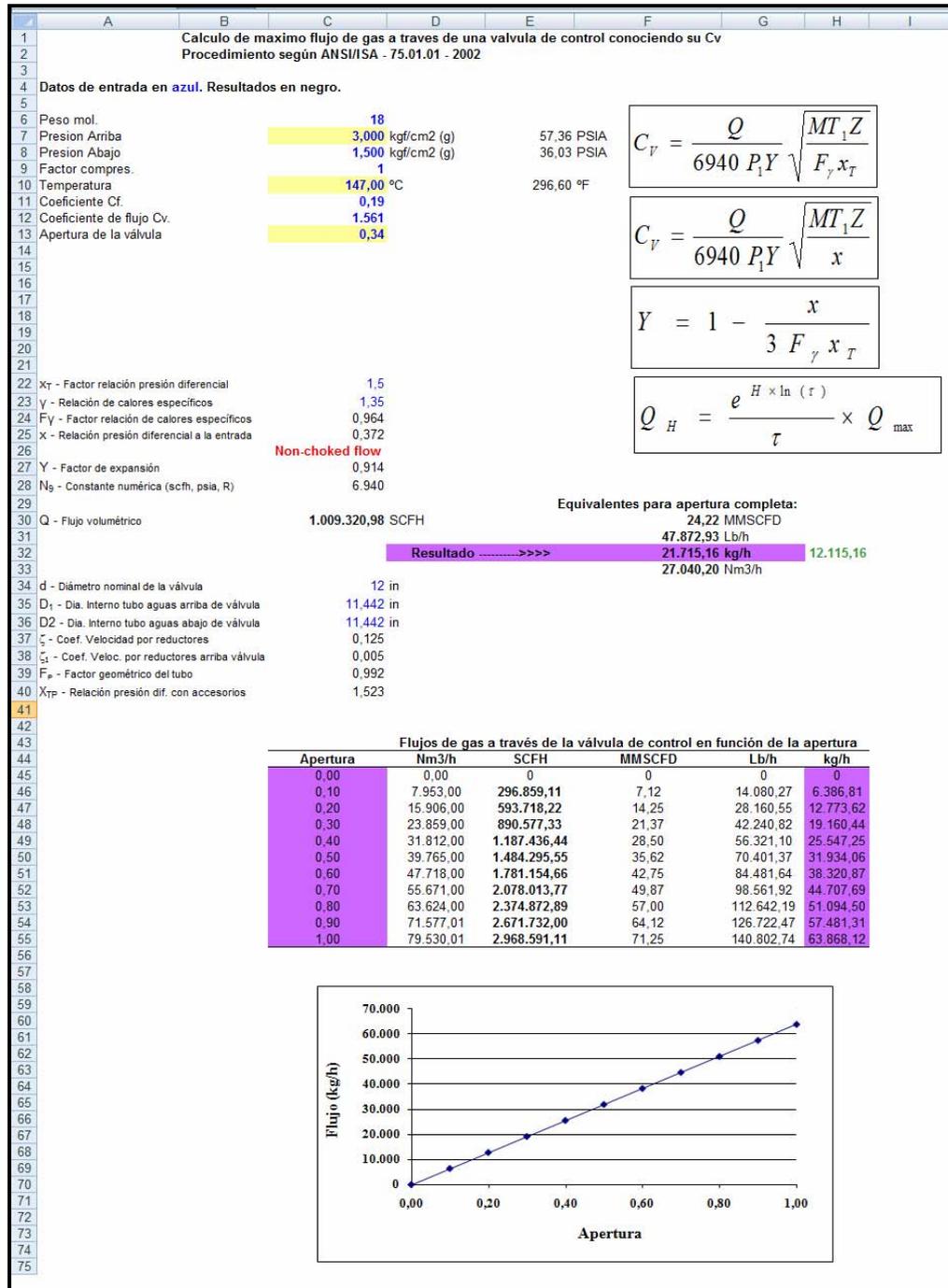


Figura D.1. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 11/21-PV-1043.

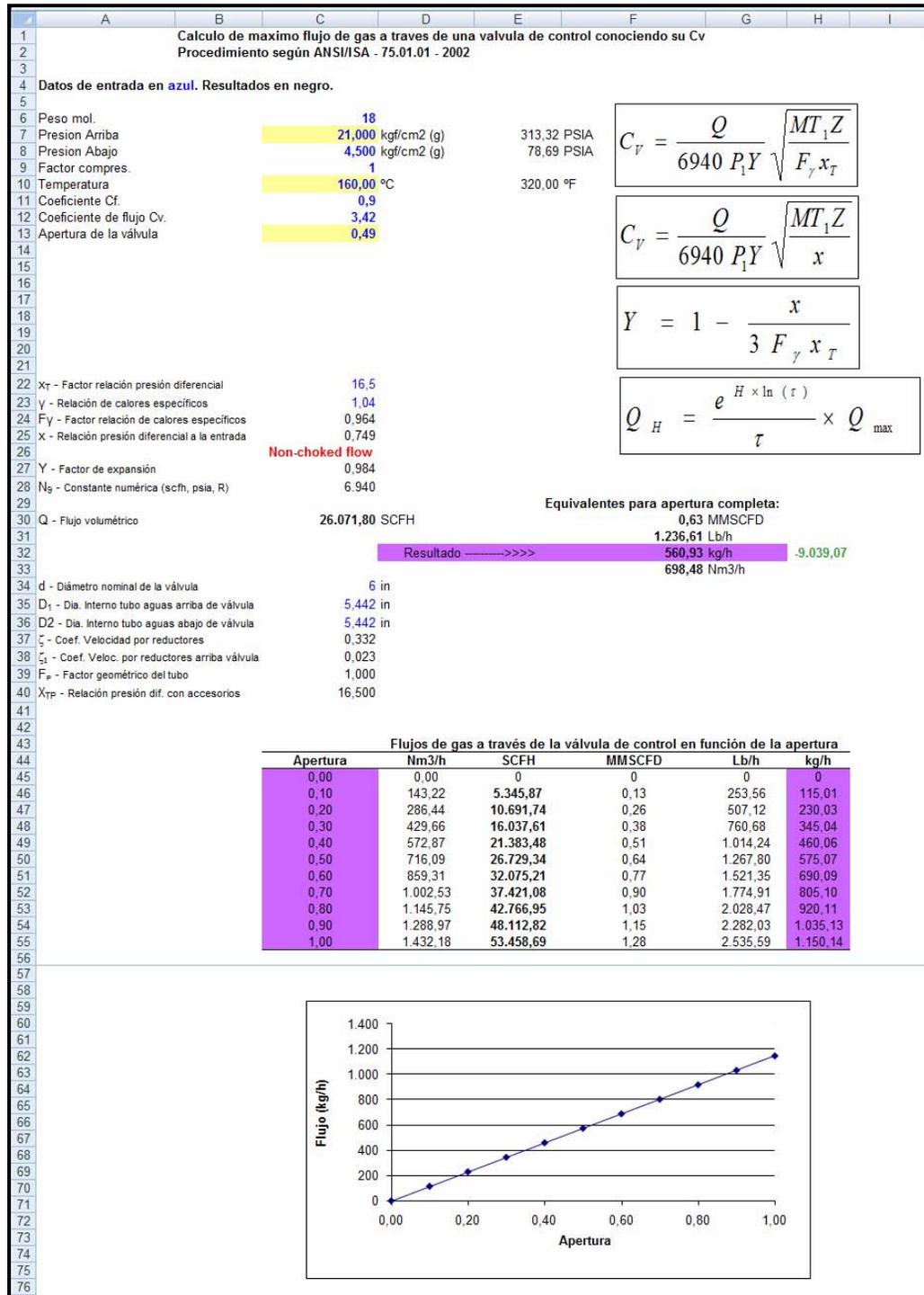


Figura D.2. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 11/21-LV-1009B.

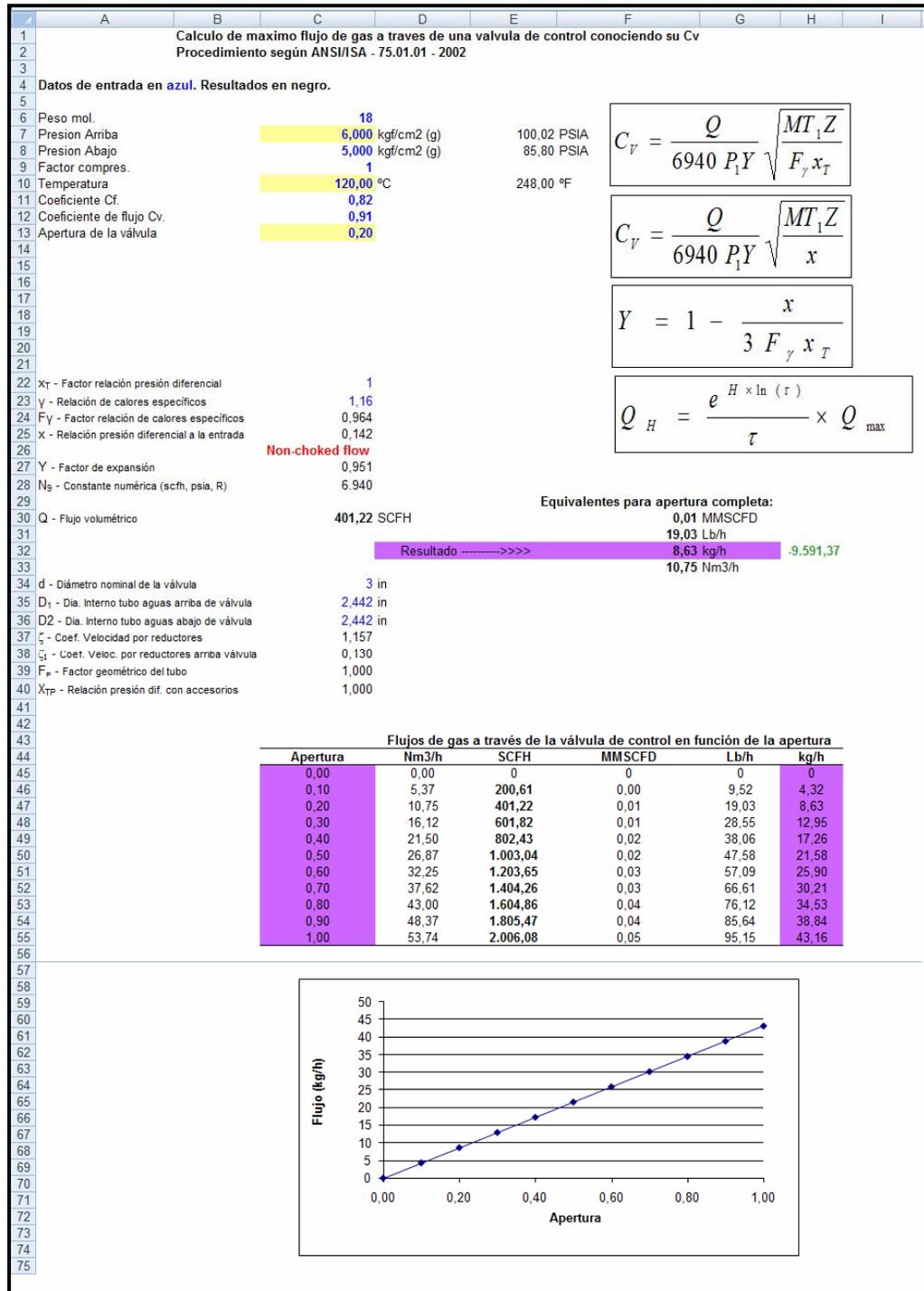


Figura D.3. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 11/21-LV-1013A.

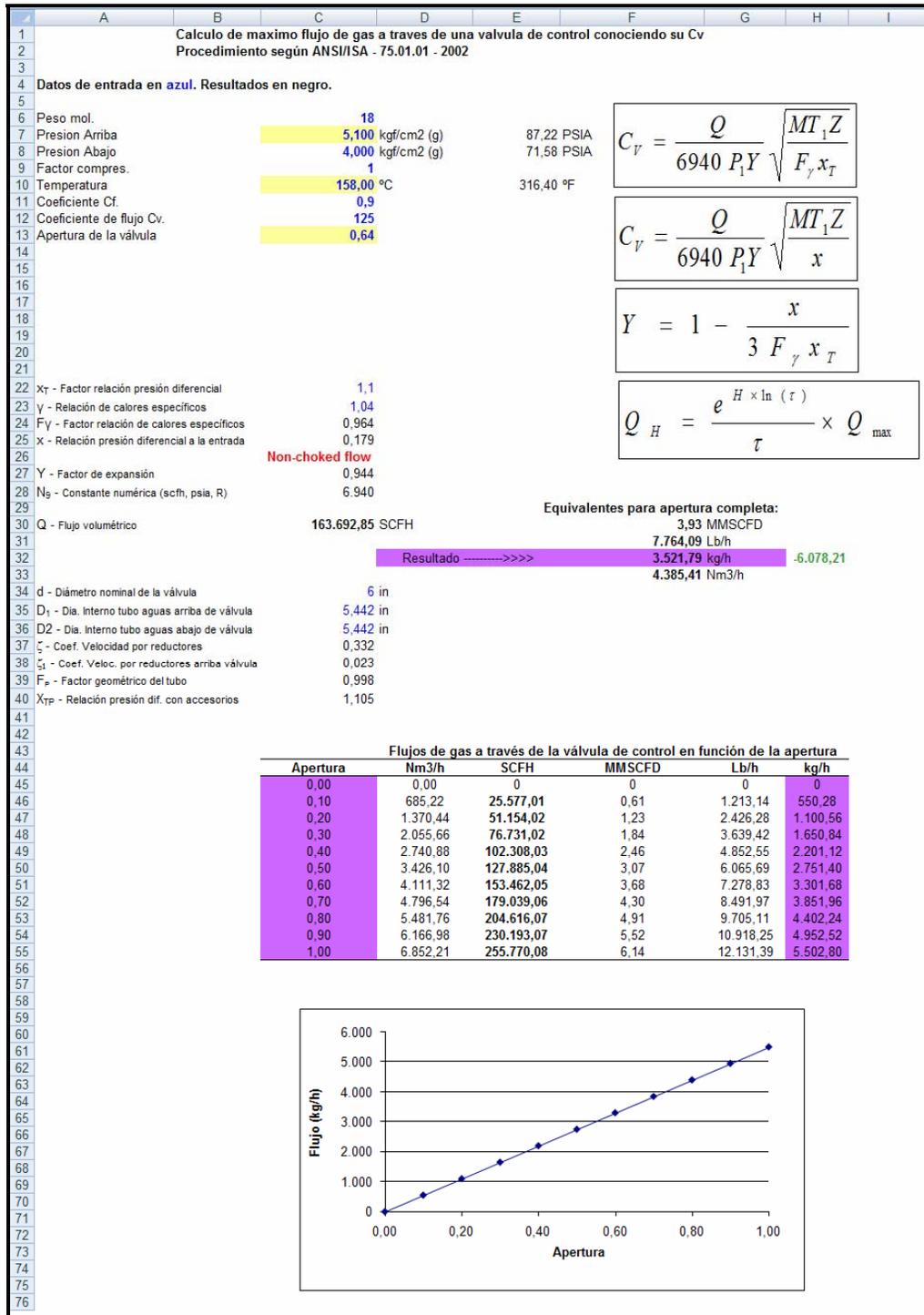


Figura D.5. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 11/21-LV-1018.

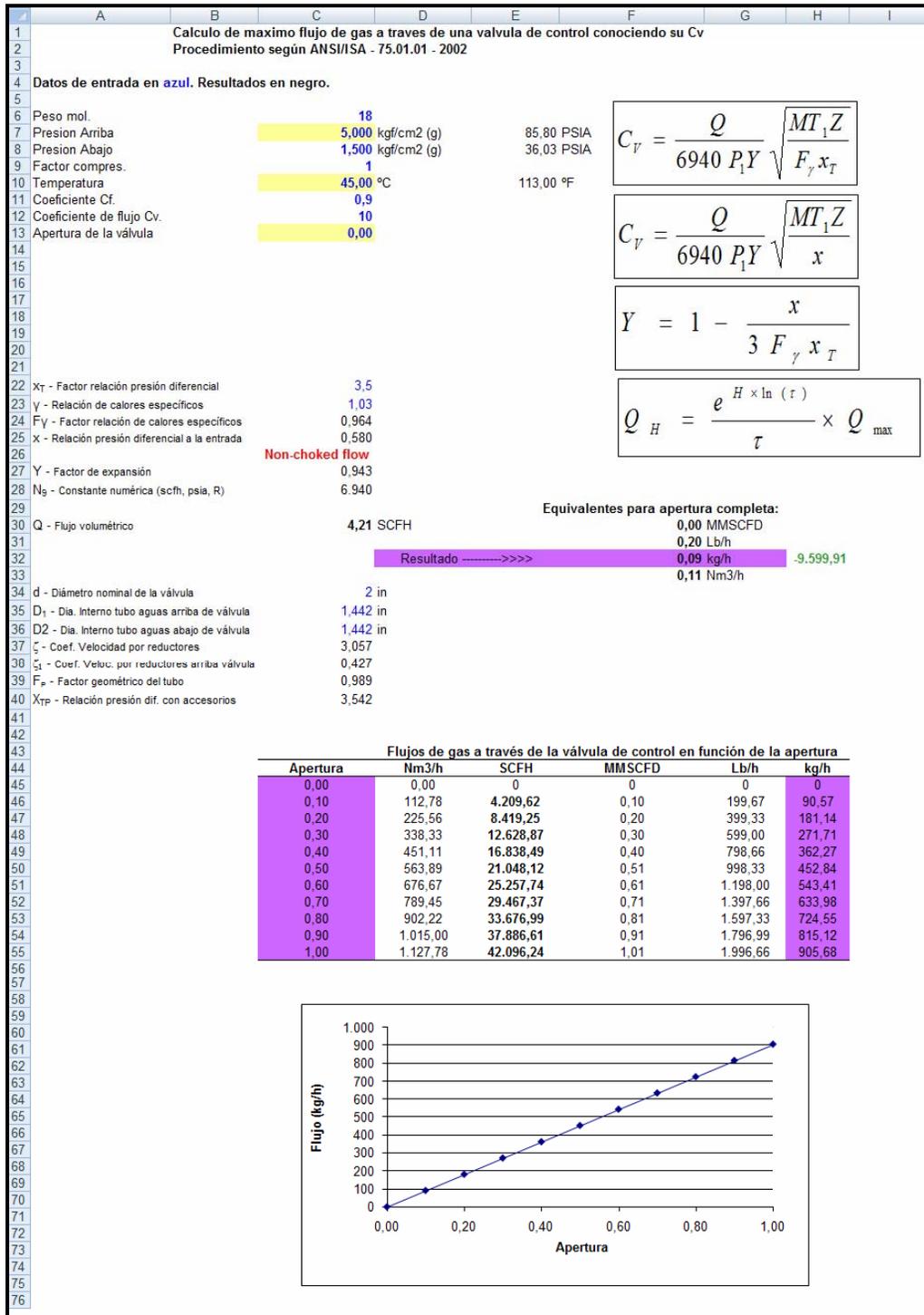


Figura D.6. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 11/21-LV-1035A.

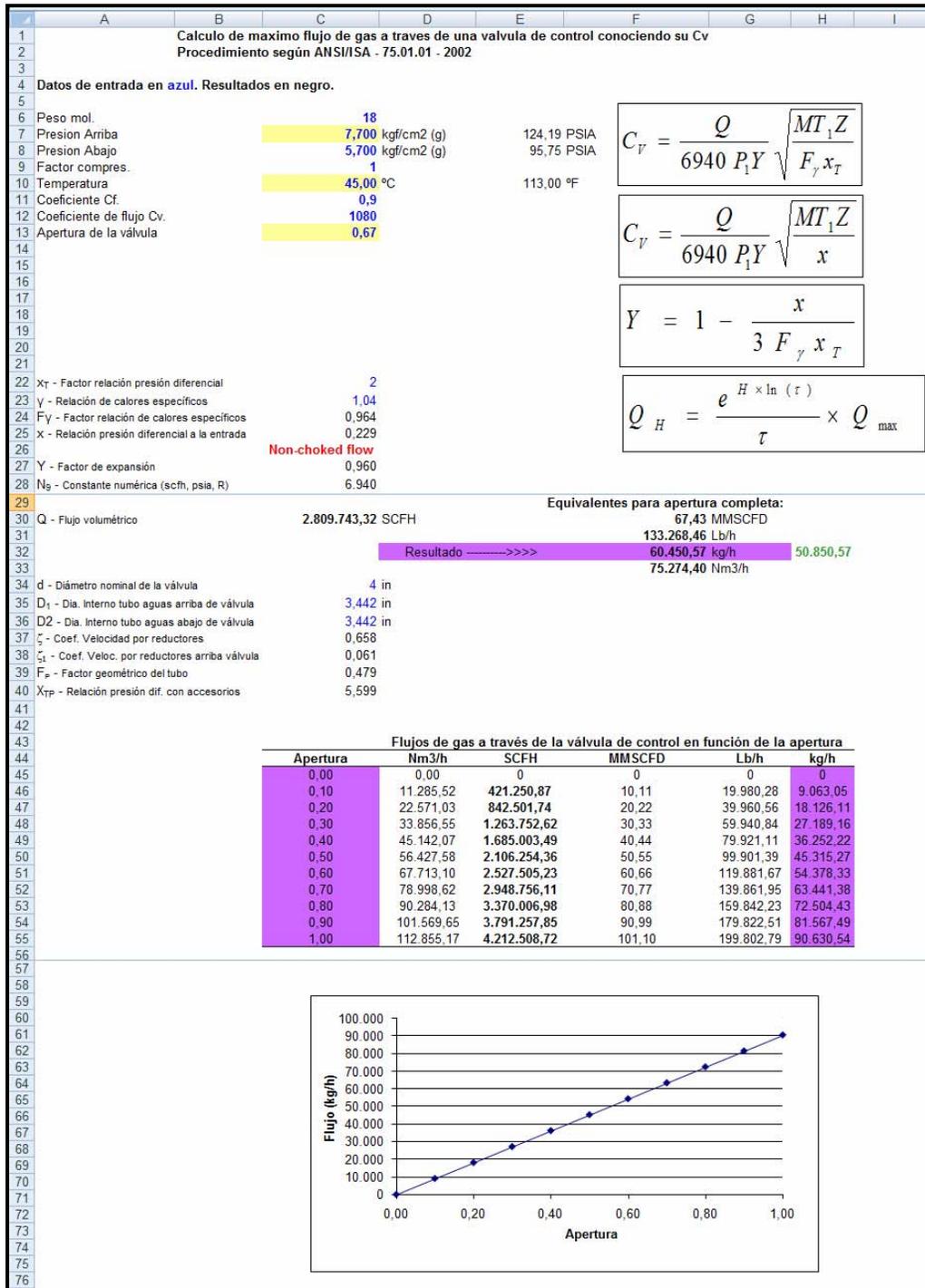


Figura D.7. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo de la apertura de la válvula 11/21-LV-1035B.

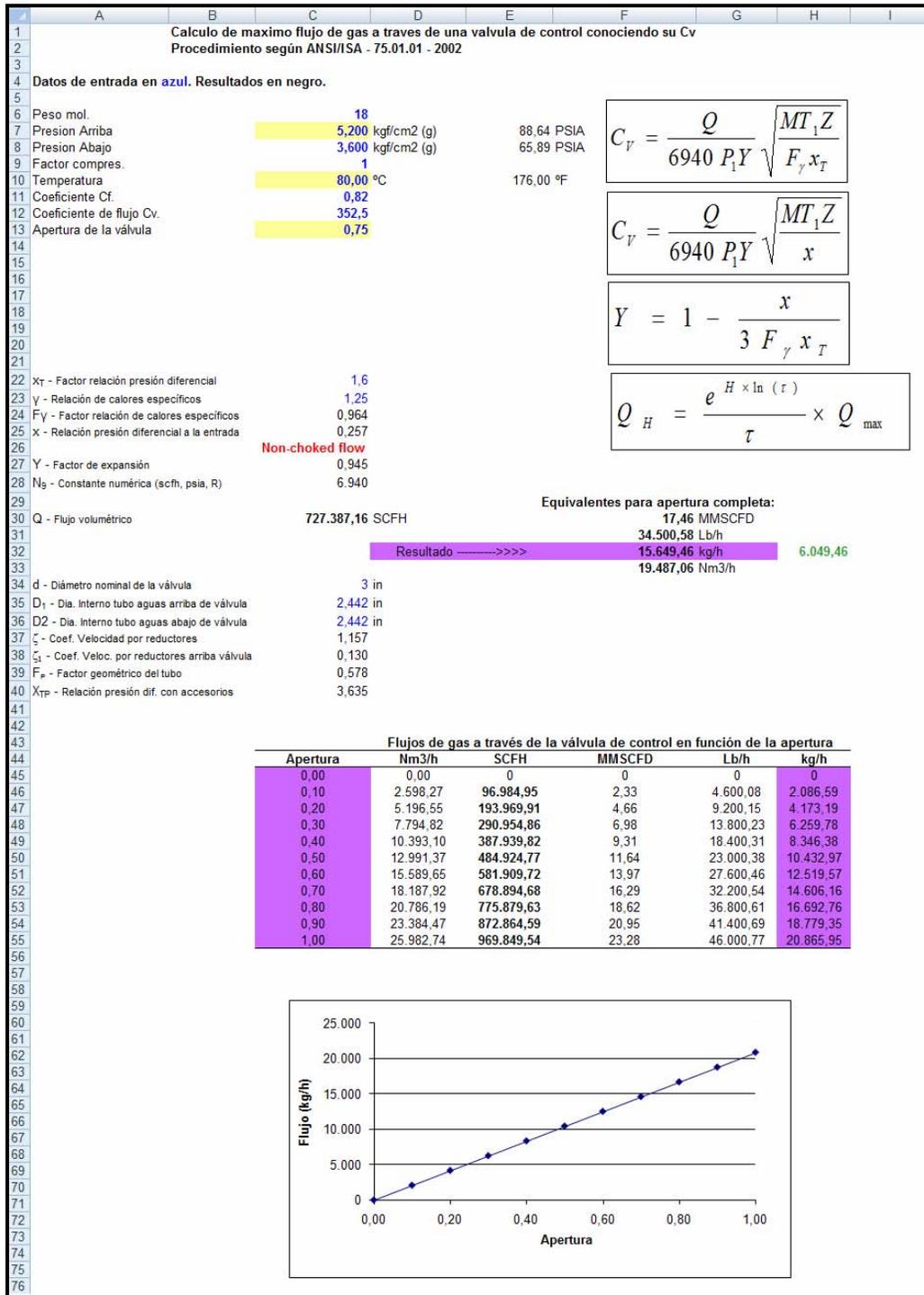


Figura D.8. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 25-LV-5741.

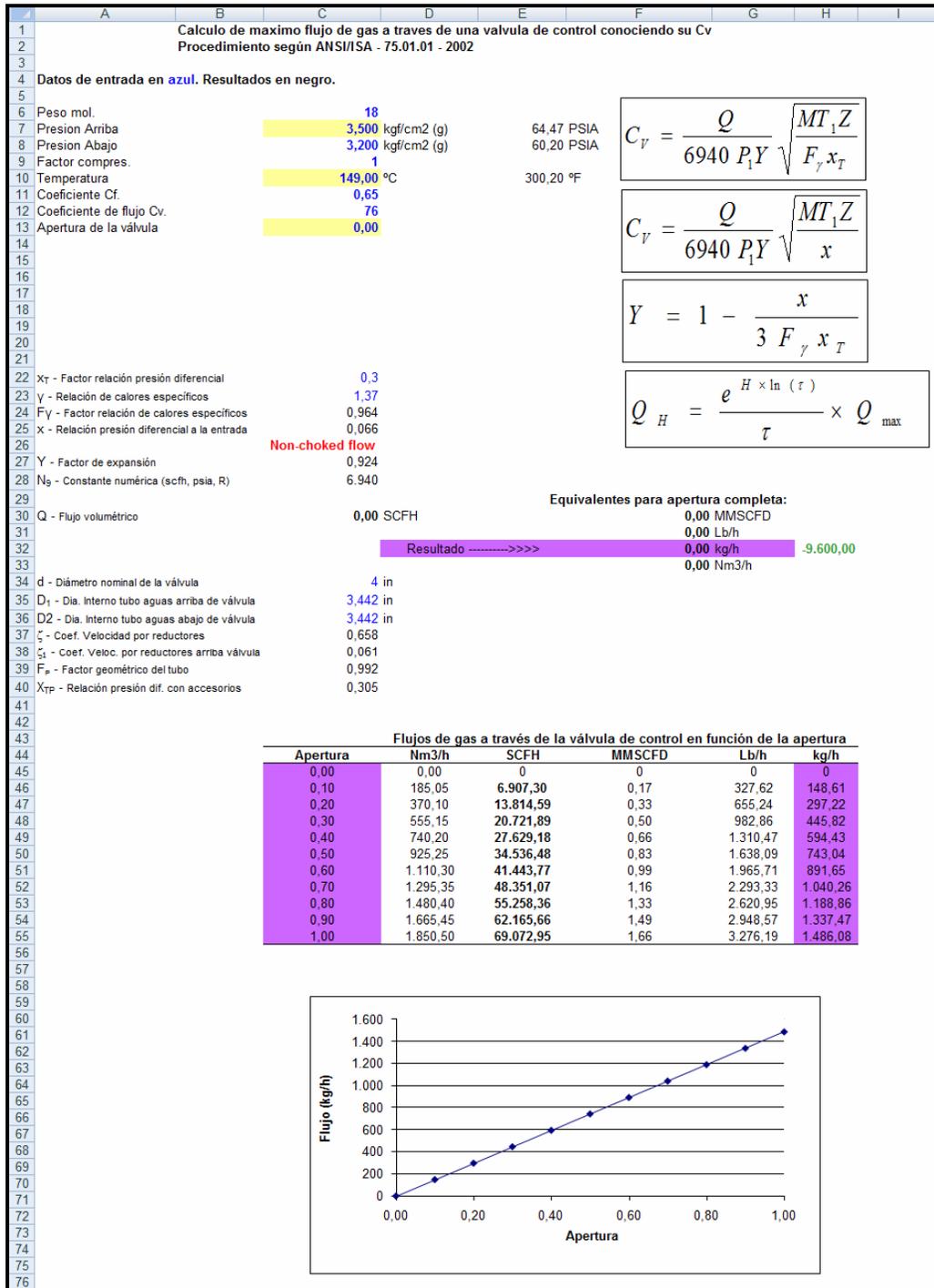


Figura D.10. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 18/28-TV-1814.

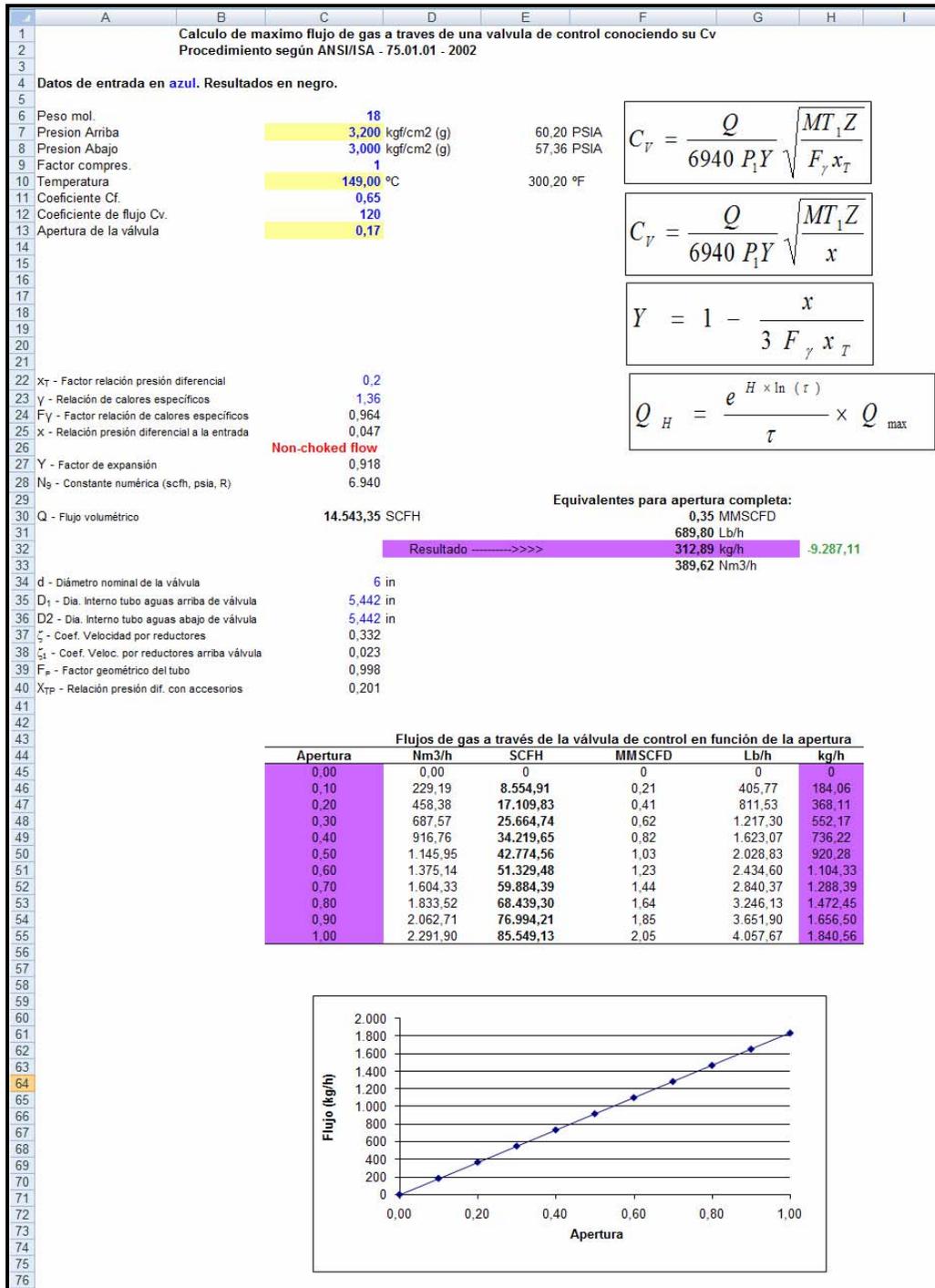


Figura D.11. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 18/28-TV-1815.

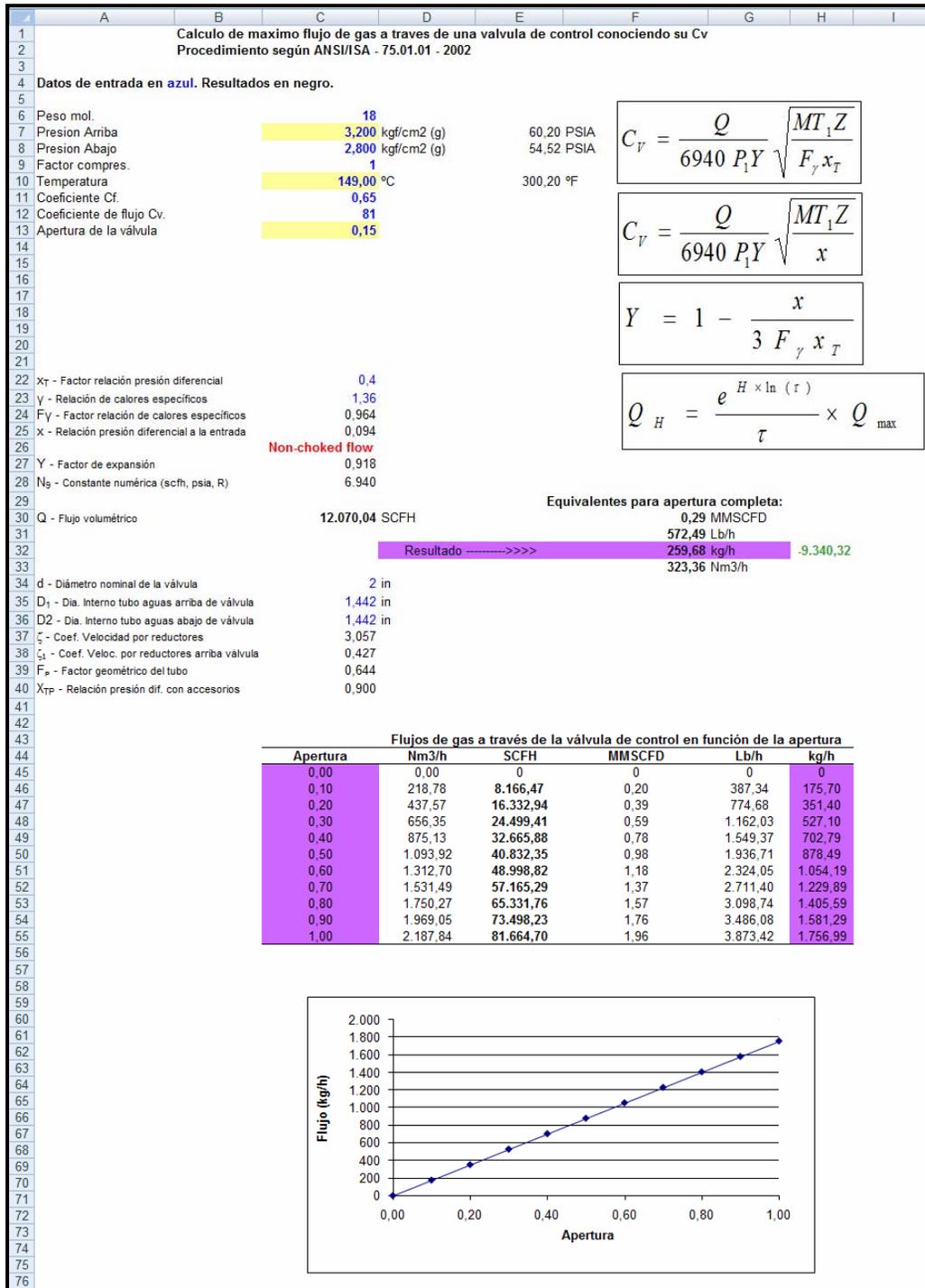


Figura D.12. Hoja de cálculo realizada en Microsoft Excel para el cálculo del flujo volumétrico de la válvula 18/28-TV-1821.

ANEXO E

INTERCAMBIADORES DE CALOR

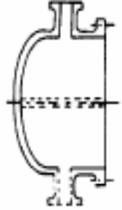
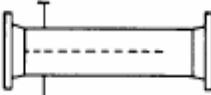
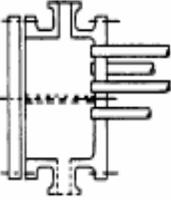
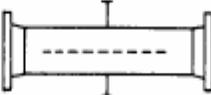
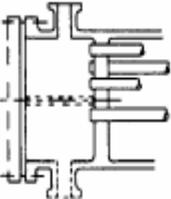
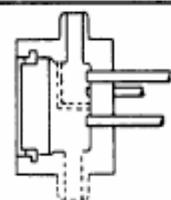
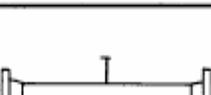
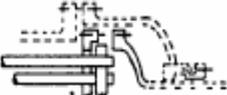
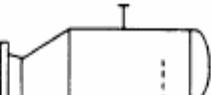
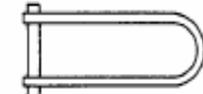
	TIPOS DE CABEZALES FIJO EXTREMIDAD ANTERIOR	TIPOS DE CARCAZAS	TIPOS DE CABEZALES EXTREMIDAD POSTERIOR
A		E UN SOLO PASE 	L 
B		F DOS PASES 	M 
C	 HAZ REMOVIBLE	G FLUJO DIVIDIDO MEDIANTE PANTALLA 	N 
	 PLACA DE TUBO FIJA	H DOBLE FLUJO REMOVIBLE MEDIANTE PANTALLA 	P 
D	 ALTA PRESION	J FLUJO DIVIDIDO NATURALMENTE 	S  ANILLO DIVISORIO
		K RENERVADOR MARNITA 	T  ARRASTRE CONTINUO
			U  HAZ DE TUBO EN "U"
			W 

Figura E. Designación tipo TEMA para intercambiadores de calor de carcasa y tubos.

ANEXOS F

DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS

Y CARCASA

TEMA Sheet		Heat Exchanger Specification Sheet						
1	Company:							
2	Location:							
3	Service of Unit:			Our Reference:				
4	Item No.:			Your Reference:				
5	Date:	Rev No.:	Job No.:					
6	Size	36,6142--98,4252	in	Type BEM	hor	Connected in	1 parallel	1 series
7	Surf/unit(eff.)	161,2	m ²	Shells/unit	1	Surf/shell (eff.)	1735	ft ²
8	PERFORMANCE OF ONE UNIT							
9	Fluid allocation			Shell Side		Tube Side		
10	Fluid name							
11	Fluid quantity, Total			21740		1950000		
12	Vapor (In/Out)			21740				
13	Liquid			21740		1950000		1950000
14	Noncondensable							
15								
16	Temperature (In/Out)			C		147		120
17	Dew / Bubble point			C		122,26		122,26
18	Density			kg/m ³		1,11		938,18
19	Viscosity			mPa*s		0,014		0,254
20	Molecular wt, Vap							
21	Molecular wt, NC							
22	Specific heat			kJ/(kg*K)		2,089		4,227
23	Thermal conductivity			W/(m*K)		0,029		0,672
24	Latent heat			kJ/kg		2115,4		2189,9
25	Pressure			kgf/cm ²		2,19		4,5
26	Velocity			m/s		38,62		2,36
27	Pressure drop, allow./calc.			psi		2		1,469
28	Fouling resist. (min)			m ² *h*C/kcal		0,00041		0,00041
29	Heat exchanged			13461720		W		MTD corrected
30	Transfer rate, Service			801,2		Dirty 997		Clean 4368,3
31	CONSTRUCTION OF ONE SHELL						Sketch	
32				Shell Side		Tube Side		
33	Design/Test pressure			kgf/cm ²		5,273/		/Code
34	Design temperature			C		182,22		82,22
35	Number passes per shell			1				
36	Corrosion allowance			mm		1,59		1,59
37	Connections			In		457,2/150 ANSI		700/150 ANSI
38	Size/rating			Out		101,6/150 ANSI		700/150 ANSI
39	mm/			Intermediate		/150 ANSI		/150 ANSI
40	Tube No. 1053			OD 0,7874		Tks-avg 0,065		in
41	Tube type			Material CS		Length 2500		mm
42	Shell CS			ID OD 37,4016		in		Pitch 0,9843
43	Channel or bonnet CS			Shell cover				
44	Tubesheet-stationary CS			Channel cover				
45	Floating head cover			Tubesheet-floating				
46	Baffle-crossing CS			Type single seg		Cut(%d) 45		vert
47	Baffle-long			Seal type		Spacing: c/c 342,39		mm
48	Supports-tube			U-bend		Type		Inlet 785,88
49	Bypass seal			Tube-tubesheet joint		groove/expand		mm
50	Expansion joint			Type				
51	RhoV ² -Inlet nozzle			1451		Bundle entrance 1110		Bundle exit 60
52	Gaskets - Shell side			Tube Side				
53	Floating head							
54	Code requirements			ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class		B
55	Weight/Shell			4596,3		Filled with water 8236,5		Bundle 2621,7
56	Remarks							
57								
58								

Figura F.1. Características del intercambiador de calor de tubos y carcasa.

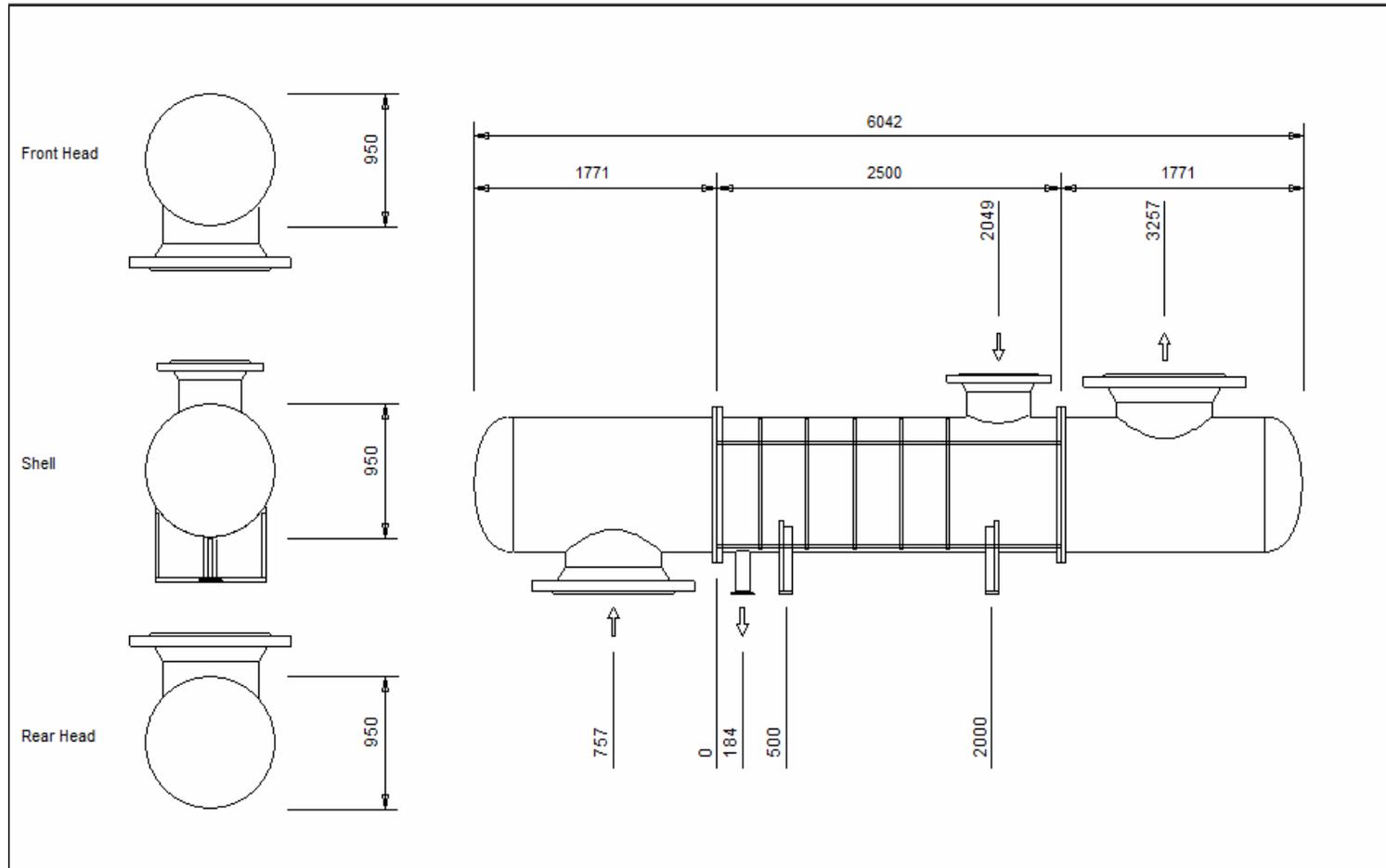


Figura F.2. Dimensiones de la carcasa del intercambiador de calor.

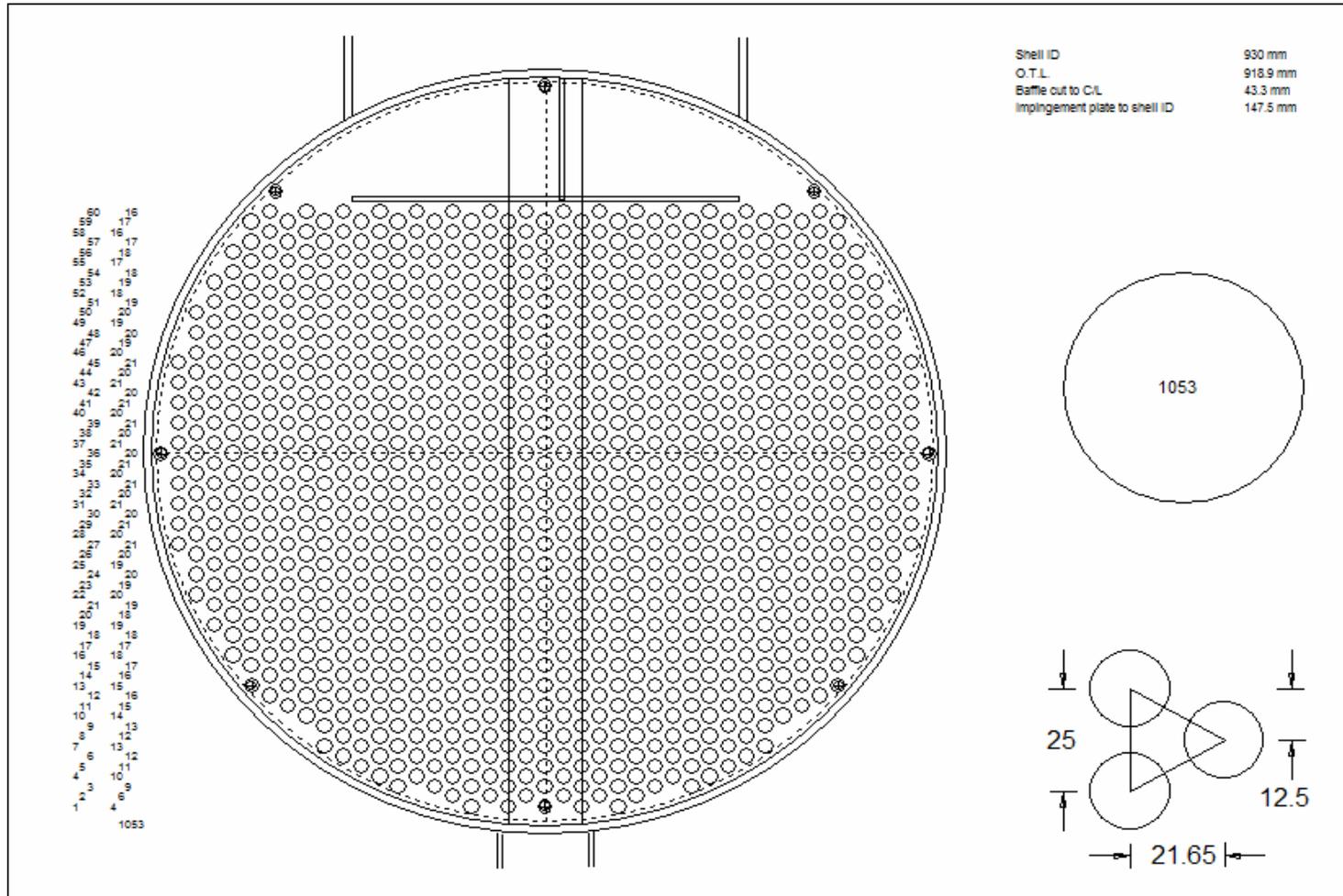


Figura F.3. Dimensiones de los tubos del intercambiador de calor.

Paso de Optimización													
Caso seleccionado: 8											Seleccionar		
	Carcasa		Longitud tubos		Caida de Presión		Deflector		Tubo		Unidades		Total
	Tamaño	Actual	Req.	Carcasa	Tubo	Espacio	No.	Paso	No	P	S	Precio	
	m	m	m	bar	bar	mm						Dollar(US)	
1	0,95	6	2,0163	0,142*	0,219	286,51	18	1	1053	1	1	42270	
2	0,95	5,5	2,0168	0,136	0,204	290,58	16	1	1053	1	1	40860	
3	0,95	5	2,0175	0,131	0,189	297,69	14	1	1053	1	1	39460	
4	0,95	4,5	2,0182	0,124	0,174	305,82	12	1	1053	1	1	38050	
5	0,95	4	2,0167	0,137	0,159	286,51	11	1	1053	1	1	36810	
6	0,95	3,5	2,0176	0,129	0,144	295,66	9	1	1053	1	1	35400	
7	0,95	3	2,0189	0,118	0,129	311,91	7	1	1053	1	1	33990	
8	0,95	2,5	2,0216	0,101	0,114	342,39	5	1	1053	1	1	32710	

Figura F.4. Corridas realizadas para el diseño del intercambiador de calor de tubo y carcasa.

ANEXOS G

DISEÑO DEL ENFRIADOR POR AIRE

API Sheet		Air-Cooled Heat Exchanger Specification Sheet			
1	Company:				
2	Location:				
3	Service of Unit:		Our Reference:		
4	Item No.:		Your Reference:		
5	Date:	Rev No.:	Job No.:		
6	Size & Type	6304.8 / 13707.7	Type	Forced	Number of Bays 3
7	Surf./Unit-Finned Tube	5852.9	m ²	Bare Tube	542.9 m ²
8	Heat exchanged	46402350	BTU/h	MTD, Eff	63.5 C
9	Transfer Rate-Finned	6.44	Bare, Service	69.47	Clean 111.72 BTU/(h*ft ² *F)
10	PERFORMANCE DATA - TUBE SIDE				
11	Fluid Circulated		In/Out		
12	Total Fluid Entering	kg/h	21740	Density, Liq	kg/m ³ 919.32/942.78
13			In/Out	Density, Vap	kg/m ³ 1.11/1.18
14	Temperature	C	147/120	Specific Heat, Liq	kJ/(kg*K) 4.24/4.209
15	Liquid	kg/h	/21740	Specific Heat, Vap	kJ/(kg*K) 2.089/2.173
16	Vapor	kg/s	6.0389/	Therm. Cond. Liq	kcal/(h*m ² *C) 0.594/0.591
17	Noncondensable	kg/s	/	Therm. Cond. Vap	W/(m ² *K) 0.029/0.026
18	Steam	kg/s	/	Freeze Point	C
19	Water	kg/s	/	Bubble / Dew point	C / 122.26
20	Molecular wt, Vap		/	Latent heat	kJ/kg 2192
21	Molecular wt, NC			Inlet pressure (abs)	kgf/cm ² 2.19
22	Viscosity, Liq	mPa*s	0.2/0.242	Pres Drop, Allow/Calc	0.352/ 0.01
23	Viscosity, Vap		0.014/0.013	Fouling Resistance	m ² *K/w 0.00035
24	PERFORMANCE DATA - AIR SIDE				
25	Air Quantity, Total	3155967	lb/h	Altitude	m
26	Air Quantity/Fan	0.02924722	m ³ /h	Temperature In	38 C
27	Static Pressure	0.002	kgf/cm ²	Temperature Out	72 C
28	Face Velocity	4.51	m/s	Bundle velocity	10 kg/s/m ²
29				Design Ambient	32 C
30	DESIGN-MATERIALS-CONSTRUCTION				
30	Design pressure	3.234	kgf/cr	Test Pressure	Code
31				Design temperature	228.89 C
31	TUBE BUNDLE		Header		Tube
32	Size	6304.8	Type	Plug	Material CS
33	Number/bay	2	Material		Specifications Welded
34	Tube Rows	5	Passes	1	OD 0.0984 Min 0.0054 ft
35	Arrangement		Plug Mat.		No./Bun 160 Lng m
36	Bundles	2 par 1 ser	Gasket Mat.		Pitch 0.2242 / 0.1942 Staggered
37	Bays	3 par 1 ser	Corr. Allow.	0.125 in	FIN
38	Bundle frame	Galvanized steel	Inlet Nozzle (2)	101.6 mm	Type Embedded
39	MISCELLANEOUS		Outlet Nozzle (2)	25.4 mm	Material CS
40	Struct. Mount.		Special Nozzles		OD 3.2034 Tks 0.0019 ft
41	Surf. Prep		Rating		No. 197 #/m Des Temp C
42	Louvers		TI PI		Code ASME - American
43	Vibration Switches		Chem Cleaning		Stamp Specs API 661
44	MECHANICAL EQUIPMENT				
45	Fan, Mfr., Model		Driver, Type		Speed Reducer, Type
46	No./Bay	1 RPM 158.13	Mfr.		Mfr. & Model
47	Dia. m	4.2672	Blade(s)	15	No./Bay
48	Pitch	2.08	Angle		Rating hp
49	Blade(s)	.2672	Hub	1.8542	Ratio
50	hp/Fan	36.305	Min Amb		Support
51	Control Action on Air Failure-	None			Louvers
52	Degree Control of Outlet Process Temperature				
53	Recirculation				Steam Coil
54	Plot Area	m ²	Drawing No.	Wt. Bundle	4351.7 Wt. Bay 10291.2 kg
55	Notes:				

Figura G.1. Características del enfriador por aire.

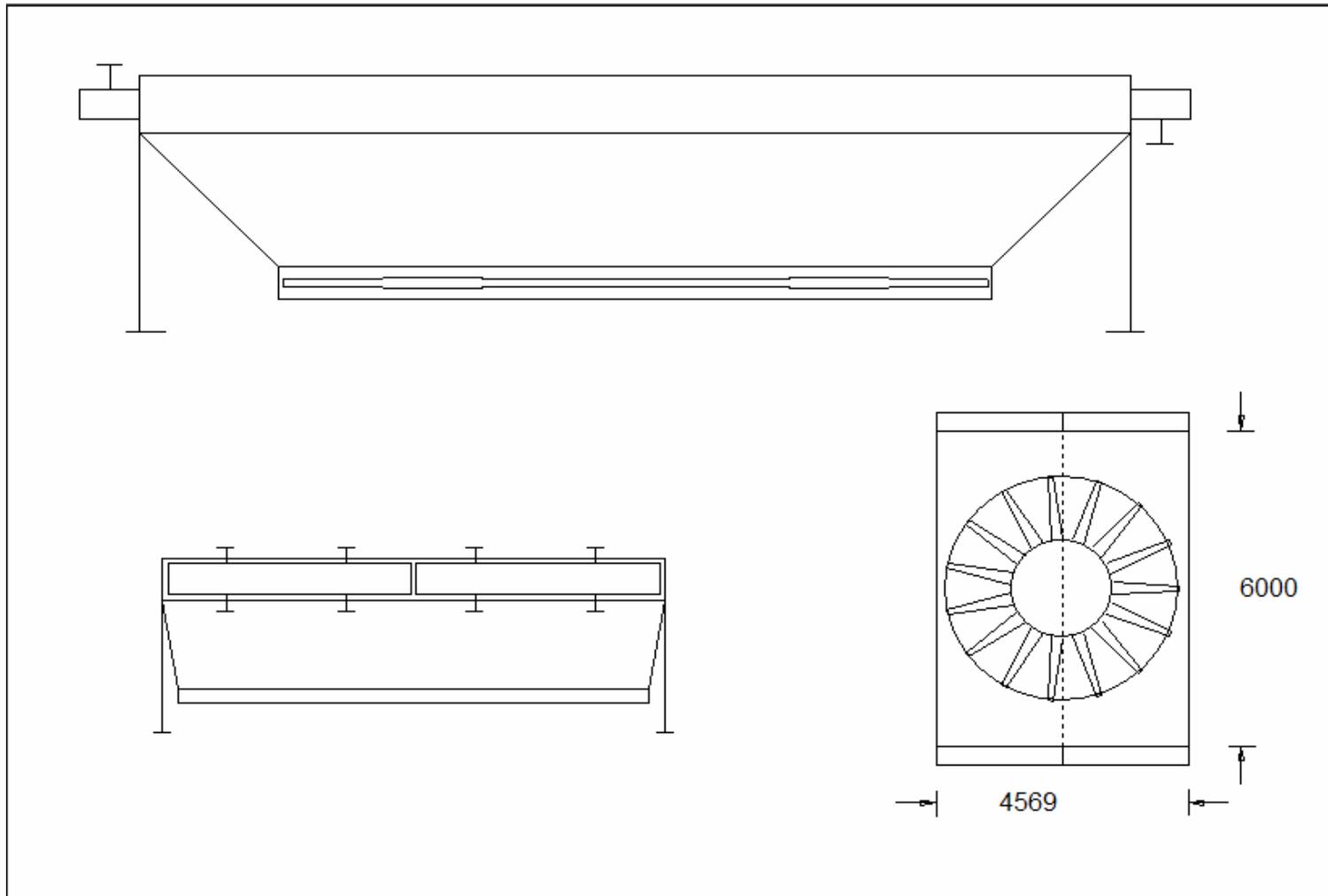


Figura G.2. Dimensiones del enfriador por aire.

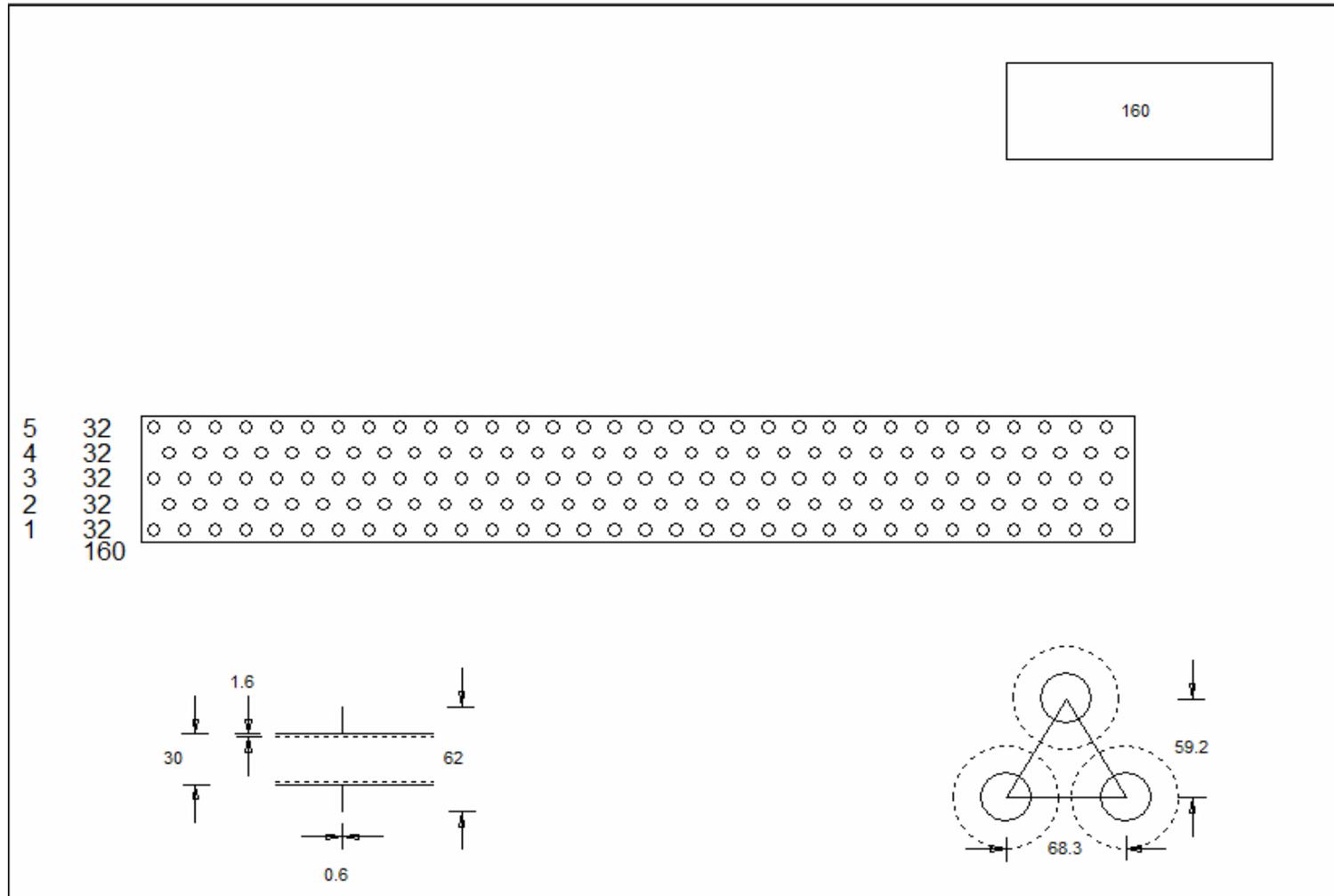


Figura G.3. Dimensiones del haz de tubos del enfriador por aire.

Propiedades L.		Propiedades Vapor		Función	Coficiente Térmico	Carga Térmica
Temp.	Caudal		Sensible heat		Masa	Total
	Vapor	Luido	Vapor	Luido	Intercambiado	Cantidad
C	kg/h	kg/h	BTU/h	BTU/h	BTU/h	BTU/h
147	21740					
122,26	21740		1089369			1089369
122,01	19324	2416	1100023	1253	5011562	6112838
121,76	16909	4831	1109428	4902	10024770	11139100
121,51	14493	7247	1117585	10948	15039810	16168340
121,26	12078	9662	1124495	19389	20056320	21200210
121	9662	12078	1130133	30280	25074530	26234940
120,75	7247	14493	1134499	43622	30094420	31272540
120,5	4831	16909	1137624	59359	35116120	36313130
120,25	2416	19324	1139510	77490	40139340	41356310
120		21740	1140156	98016	45164190	46402360
120		21740	1140156	98016	45164190	46402360

Figura G.4. Zonas del proceso de condensación.

SI 17 25.4 ← → << >> N→													
Paso de Optimización													
Caso seleccionado: 17 Seleccionar													
	Por bahía						Por unidad						
	Cara	Filas	Tubo		Haz		Bahías		Area		Caida de Presión		Total
	Filas	Prof.	Long.	Paso	P	S	P	S	Calc	Actual	Carcasa	Tubo	Precio
			m						m2	ft2	psi	psi	Dollar(US)
1	62	3	6	1	2	1	2	1	3986,9*	24413	0,052*	0,185	120175
2	64	3	6	1	2	1	2	1	4096,4*	25200	0,05*	0,178	124025
3	66	3	6	1	2	1	2	1	4139,2*	25988	0,044*	0,172	127876
4	68	3	6	1	2	1	2	1	4181,4*	26775	0,042*	0,165	131727
5	70	3	6	1	2	1	2	1	4223,1*	27563	0,039*	0,159	135578
6	50	3	6	1	2	1	3	1	4324,8*	29531	0,043*	0,213	145605
7	52	3	6	1	2	1	3	1	4384,3*	30713	0,036	0,207	151381
8	52	4	6	2	2	1	3	1	4179*	40950	0,044*	0,472	177544
9	54	4	6	2	2	1	3	1	4234,9*	42525	0,041*	0,45	184327
10	56	4	6	2	2	1	3	1	4289,1*	44100	0,036*	0,429	191109
11	58	4	6	2	2	1	3	1	4342,4*	45675	0,035	0,405	197892
12	58	5	6	1	2	1	3	1	4401,6	57094	0,042*	0,149	211518
13	60	5	6	1	2	1	3	1	4452	59063	0,039*	0,147	215945
14	62	5	6	1	2	1	3	1	4503,2	61031	0,037*	0,146	220381
15	64	5	6	1	2	1	3	1	4553,6	63000	0,035	0,144	224828
16	64	5	5,5	1	2	1	3	1	4420,8	57750	0,039*	0,144	219519
17	64	5	6	1	2	1	3	1	4553,5	63000	0,035	0,144	224828

Figura G.5. Corridas realizadas para el diseño del enfriador por aire.

ANEXOS H

COTIZACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CARCASA

	1408 Seabury Avenue Bronx, NY 10461 Phon (718) 824-4901 Fax: (718) 409-3605 Web: info@alstromcorp.com	QUOTE No. Q00303.00																									
		PLEASE REFER TO THIS QUOTE NUMBER ON ALL YOUR FUTURE CORRESPONDENCE																									
	To: FertiNitro C.E.C.	Issued: Friday, July 31, 2009																									
	Attn: Mariano Reyes	Expiry Date: Sunday, August 30, 2009																									
Phone 0281-270-3437; Cell 0414-113-9229	Contact: Gregory Mayzelshteyn gm@alstromcorp.com																										
Fax:	Reference: Series "AFX" Shell & Tube Heat Exchanger																										
Email: reyesm@fertinitro.com																											
<p><i>IMPORTANT: The following quotation was prepared from information obtained from the specification, provided by the owner, architect, engineer, or agent their of. Every attempt has been made to include equipment meeting, or exceeding the intent of the specification. Please note carefully the sections of specification that this quotation pertains to. Exceptions are as noted. A careful review of the specification and drawings, especially addenda, if any should be made and is the buyers responsibility.</i></p>																											
Description	Qty	Price	Total																								
Shell & Tube Heat Exchanger(s) AFX-1-32-72 TEMA Type: BEM Number of shell passes: 1 Number of tube passes: 1 Shell diameter: 32" Tube diameter: 0,75" Length: 72" Number of tubes for shell: 850 Type of layout: triangular 30° Tubes material: Steel Carbon	1	\$31,821.00	\$31,821.00																								
<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">Manufactured From:</th> <th colspan="2">Design Pressure / Temperature</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Shell</td> <td>Carbon Steel</td> <td>Tube Side</td> <td>Shell Side</td> </tr> <tr> <td>Head(s)</td> <td>Carbon Steel</td> <td>150 PSIG @ 400 F</td> <td>150 PSIG @ 400 F</td> </tr> <tr> <td>Tubesheet</td> <td>Carbon Steel</td> <td colspan="2">Test Pressure</td> </tr> <tr> <td>Tube</td> <td>Carbon Steel</td> <td>Per Code</td> <td>Per Code</td> </tr> <tr> <td colspan="2">ASME Code:</td> <td colspan="2">Section VIII, Division 1, "U" Stamp</td> </tr> </tbody> </table>		Manufactured From:		Design Pressure / Temperature		Shell	Carbon Steel	Tube Side	Shell Side	Head(s)	Carbon Steel	150 PSIG @ 400 F	150 PSIG @ 400 F	Tubesheet	Carbon Steel	Test Pressure		Tube	Carbon Steel	Per Code	Per Code	ASME Code:		Section VIII, Division 1, "U" Stamp		Total:	\$31,821.00
Manufactured From:		Design Pressure / Temperature																									
Shell	Carbon Steel	Tube Side	Shell Side																								
Head(s)	Carbon Steel	150 PSIG @ 400 F	150 PSIG @ 400 F																								
Tubesheet	Carbon Steel	Test Pressure																									
Tube	Carbon Steel	Per Code	Per Code																								
ASME Code:		Section VIII, Division 1, "U" Stamp																									
Delivery: 6-8 Weeks																											
Shipment: FOB: USA, NY or NJ ports																											
Notes																											
<ol style="list-style-type: none"> Your feedback on price & time of delivery will be appreciated. Certified drawing is provided upon receipt of the order. The performance warranty is based on the data specified in this quote. Alstrom standard Terms, Conditions, and Warranties apply. 																											

Figura H.1. Cotización del intercambiador de calor de tubos y carcasa.

ANEXO I

DATA SHEET ACUMULADOR 11/21-V-110

Snamprogetti	CUSTOMER PEQUIVEN-KOCH-SNAMPROGETTI B.V.-POLAR		JOB 305100	UNIT 11 & 21	
	PLANT LOCATION JOSE- E.DO ANZOATEGUI - VENEZUELA		SPC.N °	RA - E - 6108	
	PROJECT/UNIT FIRST FERTILIZER PROJECT		Sh. / of 1 / 4	Rev. 0	
PRESSURE VESSEL DATA SHEET (SEE NOTE 1)					
SERVICE STEAM CONDENSATE ACCUMULATOR & STEAM RECOVERY TOWER			ITEM V - 110 / C - 106		
D E S I G N D A T A	CODE			SPC TO CONSULT	Rev.
	DESIGN TEMPERATURE	°C	150		
	OPERATING TEMPERATURE	°C	120		
	DESIGN PRESSURE	kg/cm2 (g)	3.0 & F.V.		
	OPERATING PRESSURE	kg/cm2 (g)	1.0		
	FLUID STEAM CONDENSATE				
		SHELL	HEADS	BOOT	
	CORROSION ALLOWANCE (min. thk.)	3 mm	3 mm		
	CLADDING				
	LINING				
	FLUID	STEAM COND.	<input type="checkbox"/> TOXIC	<input type="checkbox"/> CAUSTIC	DENSITY 943 kg/m3 AT OPERATING COND.
	POSTWELD HEAT TREATMENT	PROCESS	<input type="checkbox"/> YES	<input type="checkbox"/> NO	CODE <input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO
	THERMAL INSULATION	<input checked="" type="checkbox"/> YES	<input type="checkbox"/> NO		
	HEADS TYPE	ELL. 2 : 1			
	ELEVATION ABOVE GROUND	5000 mm MINIMUM ABOVE P-113 A/B & P-110 A/B SUCTION NOZZLES			
M A T E R I A L S	SHELL AND HEADS CARBON STEEL				
	INTERNALS CARBON STEEL				
	CLADDING				
	FLANGES	ANSI B-16-5			
	NOZZLES NECK FROM PIPE	ANSI B-36-10			
	NOZZLES NECK FROM PLATE	ANSI B-36-10			
	STUD BOLTS	ANSI B-1-1 2A			
	NUTS	ANSI B-1-1 2B			
	VESSEL SUPPORTS				
	(2) INTERNAL BOLTING				
GASKETS					
	JOINT EFFIC.	X-RAY EXAM.			
SHELL	%				
HEADS	%				
BOOT	%				
	%				
HYDROSTATIC TEST					
WIND			LOADS AT SUPPORT BASE		
EARTHQUAKE			ERECTION	OPERATING	
VOLUME	M	N.m		HYDR. TEST	
EMPTY MASS	T	N			
TO BE TESTED BY	Q	N			
SHELL I.D. (VESSEL/TOWER)	3000 / 1150	mm			
LENGTH T.L. - T.L. (VESSEL/TOWER)	8000 / SEE SH. 3/4	mm			
REMARKS: (1) THIS DATA IS VALID FOR ONE LINE. TWO ITEMS ARE TO BE PROVIDED.					
0	ISSUE		ZAMBIANCO prep'd	SQUERA chk'd	
Rev.	DESCRIPTION		SQUERA appr'd	12/12/97 DATE	

This document is the property of Snamprogetti who will safeguard its rights according to the civil and penal provisions of the law.

Figura I. Datos de diseño del acumulador 11/21-V-110.

Snamprogetti

JOB 305100		UNIT 11 & 21	
SPC.N °		RA - E - 6108	
Sh. / of 2 / 4		Rev. 0	

LIST OF NOZZLES										ITEM	V-110 / C - 106
ITEM	DIAM.	TYPE	RATING	FACING	THICKNESS	ELEVAT.	DISTANCES	DIA. REINF.	THK. REINF.	SERVICE	
N 1	2"		150	RF						POLISHING WATER FROM B.L.	
N 2	10"		150	RF						L.P. CONDENSATE HEADER	
N 3	2"		150	RF						RECYCLE FROM P - 110 A/B	
N 4	3"		150	RF						CONDENSATE FROM P - 113 A/B	
N 5	4"		150	RF						VENT	
N 6	3"		150	RF						STEAM INLET	
N 7	6"		150	RF						CONDENSATE OUTLET	
N 8	4"		150	RF						DRAIN	
N 9	1 1/2"		150	RF						RECYCLE FROM P - 111	
N 10	6"		150	RF						CONDENSATE FROM E - 105	
N 11	2"		150	RF						M.P. CONDENSATE HEADER	
M 1	20"		150	RF						MAN-HOLE	
M 2	16"		150	RF						HAND-HOLE	
M 3	16"		150	RF						HAND-HOLE	
CN 1 A/B										L.T. CONNECTION	
CN 2 A/B										L.G. CONNECTION	
CN 3										T.J. & T.T. CONNECTION	
CN 4										T.I. CONNECTION	
CN 5										P.T. CONNECTION	
CN 6										P.I. CONNECTION	
CN 7										PSV CONNECTION	

D
A
T
A
C
R
I
P
V
S
H
O
2

This document is the property of Snamprogetti who will safeguard its rights according to the civil and penal provisions of the law.

Figura I. Datos de diseño del acumulador 11/21-V-110. (continuación).

Snamprogetti

JOB 305100	UNIT No. 11 & 21
SPC No. RA - E- 6108	
Sh 4 of 4	Rev. 0

NOTES FOR STEAM COND. ACCUMULATOR & STEAM RECOVERY TOWER V-110/C-106

- 2) Do not employ copper or copper alloys.
- 3) The normal temperature for the nozzle N6 is 147°C (L.P. steam).
- 4) Steam distributor header DN 3" (N 6 nozzle) shall be provided with 160 holes Φ 5 mm equispaced and blinded end. The distributor shall be adequately supported allowing the thermal expansion.
- 5) Filling material is AISI 316L pall rings.
 Nominal size 50 x 50 x 20 gauge.
 Volume 1.35 m³
 Weight 520 kg
 Hold-up 120 kg
- 6) Provide retaining grid above the packing.

Figura I. Datos de diseño del acumulador 11/21-V-110. (continuación).

ANEXO J

DATA SHEET ACUMULADOR 25-V-325

PROJECT/UNIT JOSE FIRST FERTILIZER PROJECT		Sh. / of 1 / 2	Rev. 0				
VESSELS							
SERVICE STEAM CONDENSATE RECEIVER		ITEM 25-V-325					
DESIGN DATA	CODE	ASME VIII div. 1 or 2		SPC-STD ENCLOSED	Rev		
	DESIGN TEMPERATURE	150 °C	MIN. DESIGN METAL TEMP.	AT	STD.CR.GEN.7000		
	OPERATING TEMPERATURE	80 °C			05705.EQP.MEC.STD.		
	INTERNAL DESIGN PRESSURE			AT	STD.CR.GEN.7003		
	EXTERNAL DESIGN PRESSURE	ATM			STD.CR.GEN.7025		
	OPERATING PRESSURE	ATM					
		SHELL	HEADS	BOOT			
	CORROSION ALLOWANCE	3	REF'D TO:	YEARS			
	CLADDING						
	CONCRETE LINING						
	FLUID	steam+cond.	<input type="checkbox"/> LETHAL	<input type="checkbox"/> CAUSTIC	DENSITY	970 AT 80 C	
	POSTWELD HEAT TREATMENT	PROCESS	<input type="checkbox"/> YES	<input checked="" type="checkbox"/> NO	CODE	<input type="checkbox"/> YES <input type="checkbox"/> NO	
	THERMAL INSULATION	<input type="checkbox"/> YES	<input checked="" type="checkbox"/> NO				
	HEADS TYPE	Elliptical 2:1					
	ELEVATION ABOVE GROUND	4,000 mm					
MATERIALS	SHELL AND HEADS	C.S.					
	INTERNALS	C.S.					
	CLADDING						
	FLANGES						
	NOZZLES NECK FROM PIPE						
	NOZZLES NECK FROM PLATE						
	STUD BOLTS						
	NUTS						
	VESSEL SUPPORTS						
	INTERNAL BOLTING						
GASKETS							
	JOINT EFFIC.	X-RAY EXAM.					
SHELL	%						
HEADS	%						
BOOT	%						
	%						
	%						
HYDROSTATIC TEST							
WIND				LOADS AT SUPPORT BASE			
EARTHQUAKE				ERECTION	OPERATING	HYDR. TEST	
VOLUME		M	N.m				
EMPTY MASS		T	N				
TO BE TESTED BY		Q	N				
SHELL INTERNAL DIAMETER	1,300 mm						
LENGTH T.L. - T.L	3,200 mm						
25-E-325, Steam condenser, inserted in the vessel							
0	ISSUE			prop'd	chk'd	appr'd	24/04/98
Rev.	DESCRIPTION			PRC			DATE

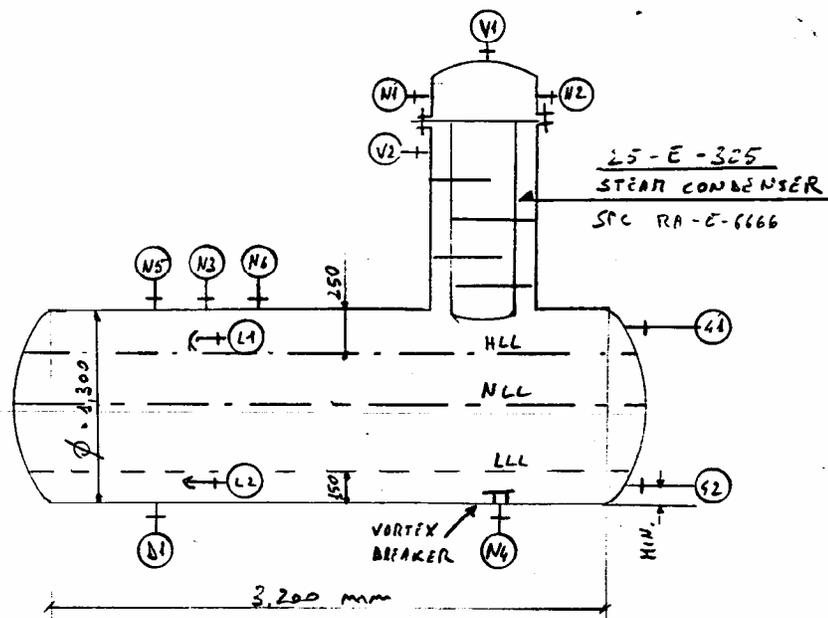
This document is the property of Snamprogetti who will be safeguard its rights according to the civil and penal provisions of the law.

Figura J. Datos de diseño del acumulador 25-V-325.

Sh. / of	rev.
2 / 2	0

LIST OF CONNECTIONS											ITEM 25-V-325
ITEM	DIAM. inches	TYPE	RATING	FACING	THICKNESS	ELEVAT.	DISTANCES	DIA. REINF.	THK. REINF.	SERVICE	
N1	4	RF	150							CW Inlet	
N2	4	RF	150							CW outlet	
N3	2	RF	150							Condensate inlet	
N4	4	RF	150							Condensate outlet	
N5	2	RF	150							Recycle	
N6	2	RF	150							Condensate Inlet	
V1	1 1/2	RF	300							Vent	
V2	4	RF	150							Vent	
G1-2	1 1/2	RF	300							LG connections	
L1-2	1 1/2	RF	300							LT connections	
D1	2	RF	150							Drain	

REMARKS



D A T A C R P V S h o o 2

This document is the property of Snamprogetti who will safeguard its rights according to the civil and penal provisions of the law.

Figura J. Datos de diseño del acumulador 25-V-325.
(continuación).

ANEXO K

VISTA AÉREA DE LA PLANTA

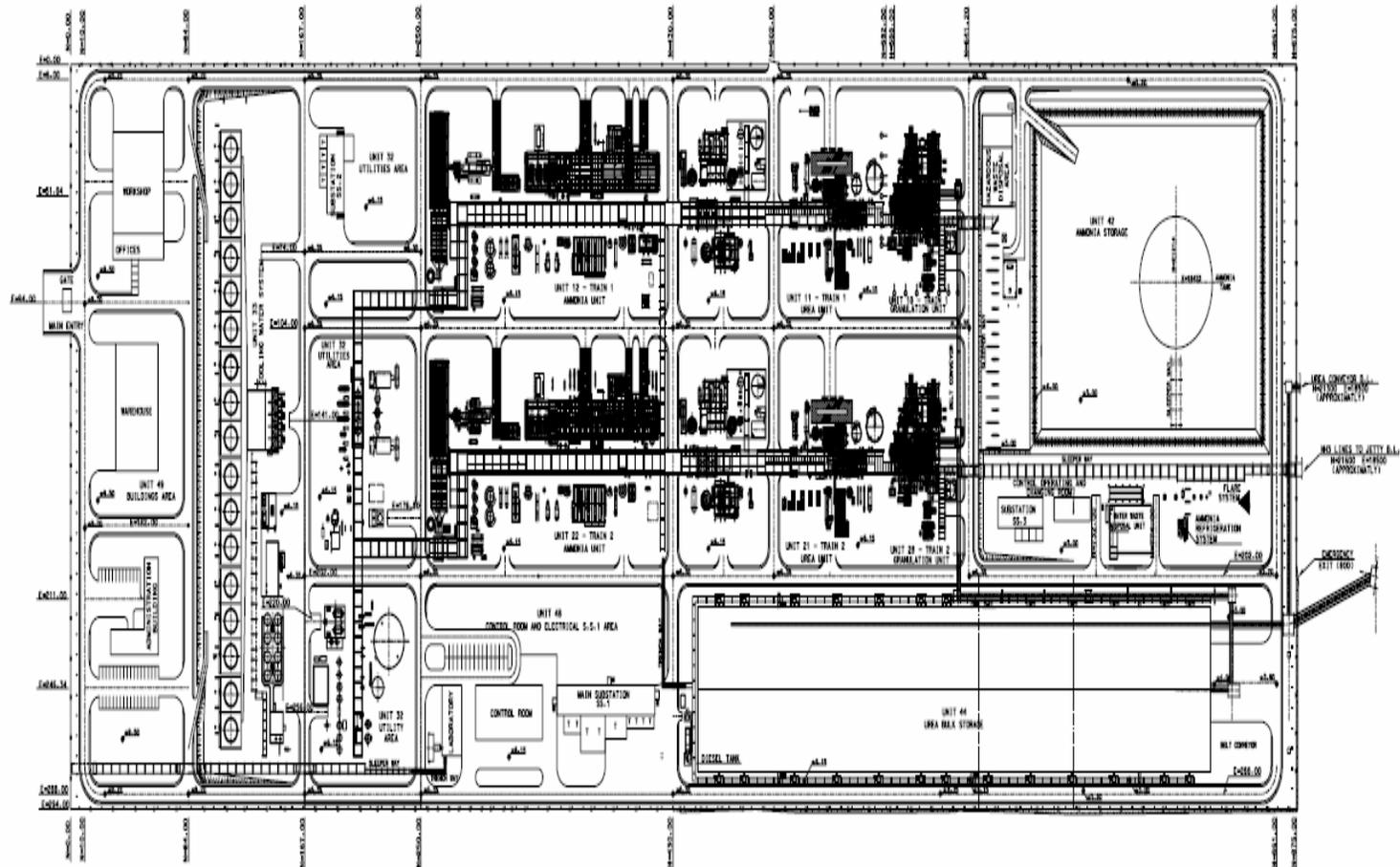


Figura K. Vista aérea de la planta FertiNitro.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y**ASCENSO:**

TÍTULO	EVALUACIÓN DE LA FACTIBILIDAD DE APROVECHAMIENTO DEL VAPOR DE BAJA PRESIÓN LIBERADO AL AMBIENTE EN UNA PLANTA DE PRODUCCIÓN DE UREA.
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
BARRIOS REVILLA ZORIMAR ELINA	CVLAC: 18.238.035 E MAIL: l.zori@hotmail.com
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Vapor

Urea

Red de vapor

Baja presión

Venteo

Aprovechamiento

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
<u>Ingeniería y Ciencias Aplicadas</u>	<u>Ingeniería Química</u>

RESUMEN (ABSTRACT):

Para la evaluación de la reutilización del vapor de baja presión (LS) que se ventea en la planta FertiNitro, se identificaron los equipos consumidores y productores de este vapor, luego se realizaron los balances de masa y energía mediante una hoja de cálculo en Microsoft Excel, a las condiciones de diseño y operación. Comparando los resultados del balance de materia se obtuvo una desviación de 757,59 % y para el balance de energía del 757,59 %, esto se debe al aumento de la temperatura de la solución de carbamato en el equipo generador del vapor LS (E-105). Además, no todos los equipos consumidores del vapor LS por diseño se encuentran en servicio, como es el caso del intercambiador de calor para atemperar el aire ambiente (E-152) y el precalentador de aire de fluidización (E-154); como consecuencia parte del vapor LS generado se ventea. Por tales razones, las primeras acciones fueron encaminadas a cuantificar el vapor LS que se ventea en ambas unidades de urea, posteriormente se evaluó el diseño del equipo para condensar dicho vapor, empleando el simulador de proceso Aspen

Plus. Las alternativas planteadas fueron: a) un intercambiador de calor de tubos y carcasa y b) un enfriador por aire. En el caso de la opción a) se requiere el uso de agua de enfriamiento, y para ello se monitorearon cuatro intercambiadores (E-108, E-110, E-122, E-123), midiéndose el flujo de agua de enfriamiento a la salida de cada uno de los equipos; ya que no se puede tomar una corriente directa del cabezal, alcanzando el mejor resultado el intercambiador E-108. Como punto final se constató que el escenario más factible tanto técnica como económicamente resultó ser la alternativa a) y enviarlo al recolector de condensados de urea V-110, con un costo total del equipo de 126.704,841 \$US.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**ARCHIVO (S):**

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS. Aprovechamiento del vapor.doc	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G
 H I J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r
 s t u v w x y z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: Departamento de Procesos. FERTINITRO (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ 6 meses _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Químico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pre-grado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Ingeniería Química

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente- Núcleo Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**CONTRIBUIDORES:**

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU x	JU
Rodulfo, Arturo	CVLAC:	11.111.111			
	E_MAIL	rodulfo99@hotmail.com			
	E_MAIL				
	E_MAIL				
D ^{ña} Ambrosio, Natalia	ROL	CA	AS x	TU	JU
	CVLAC:	16.180.407			
	E_MAIL	natidm@cantv.net			
	E_MAIL				
Moreno, Luis	ROL	CA	AS	TU	JU x
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				
Moreno, Yuvi	ROL	CA	AS	TU	JU x
	CVLAC:				
	E_MAIL				
	E_MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2009	12	02
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:**DERECHOS**

De acuerdo al artículo 44 del reglamento de trabajo de grado: "Los trabajos de grado son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario."

AUTOR

Zorimar Elina Barrios Revilla

TUTOR

Arturo Rodulfo

JURADO

Luis Moreno

JURADO

Yuvi Moreno

COORDINACIÓN DE LA SUBCOMISIÓN DE TESIS

Yraima Salas