



**DESARROLLO DE UNA AUDITORIA ENERGÉTICA EN LA PLANTA DE ACIDO
NITRICO 2 DE ABONOS COLOMBIANOS S.A.**

INTEGRANTES
ERICK DUNCAN GÓMEZ COD. 0203508
LUIS A. TAMARA ALVAREZ COD. 0703853

DIRECTOR
ING. JUAN FAJARDO

**PROPUESTA PRESENTADA COMO REQUISITO PARA OPTAR AL TITULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TABLA DE CONTENIDO

1	UBICACIÓN DEL PROBLEMA A INVESTIGAR	3
1.1	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	7
2	OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION	9
2.1	OBJETIVO GENERAL	9
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	9
3	JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACION	10
4	MARCO REFERENCIAL	11
4.1	MARCO CONCEPTUAL.....	11
4.1.1	Producción de ácido nítrico	11
4.1.2	Descripción del proceso	11
4.1.3	Descripción paso a paso del proceso.....	11
4.2	ELEMENTOS DE LA PLANTA	13
4.2.1	Convertidor (CO-801).....	13
4.2.2	Catalizador	16
4.2.3	Tren de enfriamiento (E-815, B-801, E-802, E-809, E-801 A/B)	18
4.2.4	Calentador de Aire (E-815)	20
4.2.5	Cámara de reacción	21
4.2.6	Condensadores de superficie.....	23
4.2.7	Intercambiador E-802.....	25
4.2.8	Calentador de gases de cola E-809	25
4.2.9	Sistema de recolección de ácido.....	26
4.2.10	Turbina a vapor (STB-801).....	27
4.2.11	Expansor (TB-802).....	29
5	ASPECTOS METODOLOGICOS	31
6	FUENTES Y TECNICAS PARA LA RECOLECCION DE LA INFORMACION.....	32
7	TEORIA PARA LOS CÁLCULOS	33
7.1	CLASIFICACIÓN SEGÚN LA RELACIÓN TÉRMICA ENTRE LOS FLUIDOS.....	33
7.2	CLASIFICACIÓN SEGÚN LAS CONFIGURACIONES GEOMÉTRICAS DEL FLUJO	35
7.3	COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR GLOBAL.....	39
7.4	FORMAS DE ANÁLISIS	40
7.5	ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR, USO DE LA LMTD (Diferencia de temperatura media logarítmica.)	42
7.5.1	Diferencia entre el método NTU y LMTD	43
7.5.2	Intercambiador de calor flujo paralelo	44
7.5.3	Exergía	47
8	EQUIPOS A ESTUDIAR.....	53
9	CÁLCULOS	54
9.1	FORMULAS	59
9.2	ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR E-802.....	63

9.3	ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR E-815.....	78
9.4	ANÁLISIS DE LA CALDERA B-801.....	89
9.5	ANÁLISIS DEL COMPRESOR C 801.....	95
9.6	ANÁLISIS DEL CONVERTIDOR CO-801.....	99
9.7	ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR EC-802.....	97
9.8	ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR EC-801.....	109
9.9	DISEÑO DEL NUEVO INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	122
9.10	CALCULO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR NUEVO.....	123
10	CALCULOS EXERGETICOS.....	134
11	CONCLUSIONES.....	144
12	RECOMENDACIONES.....	146
13	TABLA DE FIGURAS.....	147
14	INDICE DE TABLAS.....	149
15	ANEXOS.....	151
16	HOJAS DE DATO.....	152
17	DIAGRAMAS DE PROCESO.....	159
18	BIBLIOGRAFIA.....	161

1 UBICACIÓN DEL PROBLEMA A INVESTIGAR

Abonos Colombianos S.A. es una empresa con domicilio en la zona industrial de Mamonal en la ciudad de Cartagena en el departamento de Bolívar. Abocol se dedica a la producción, comercialización y venta de fertilizantes químicos nitrogenados, fertilizantes simples, productos industriales y para la minería, se clasifica como una empresa del sector petroquímico ya que utiliza gas natural como materia prima para la fabricación de Amoníaco el cual es la principal materia prima para todos los otros productos que allí se fabrican. Fue fundada por la EXXON en el año de 1960 como dos plantas separadas Amocar y Abocol, las cuales fueron fusionadas en el año de 1972 para formar el actual complejo industrial que se denomina Abocol. En la actualidad Abocol cuenta con filiales en diferentes partes de Colombia y en países como Perú, Panamá, Costa Rica, Bolivia y Estados Unidos. Entre los productos que se fabrican en Abocol tenemos:

- Amoníaco (117.000 TM/Año)
- Acido Nítrico al 55% (266.000 TM/Año)
- Nitrato de Amonio (240.000 TM/Año)
- Fertilizantes complejos NPK (300.000 TM/Año)
- Nitrato de Calcio (120.000 TM/Año)
- Mezclas físicas (177.000 TM/Año)
- Fertilizantes líquidos (55.000 TM/Año)

En este trabajo de grado trataremos una planta de producción de Acido Nítrico el cual es utilizado para la producción de Nitrato de Amonio, Nitrato de Calcio, Fertilizantes líquidos, fertilizantes complejos NPK, explosivos, para la refinación de metales preciosos, para la fabricación de agua regia entre otros usos menores.

Para fabricar Acido Nítrico se utiliza como materia prima el Amoníaco y el aire comprimido, estos se mezclan y se hacen pasar por un catalizador de platino donde, al reaccionar en presencia de alta temperatura, se genera oxido nitroso y dióxido nitroso los cuales son enfriados y posteriormente absorbidos por agua desmineralizada para formar el Acido Nítrico.

El proceso de producción es el siguiente

1. Preparación
Se vaporiza y sobrecalienta el Amoniacó líquido proveniente de la planta de Amoniacó y se mezcla con aire comprimido lo cual genera una mezcla apropiada para la conversión de esta a gases nitrosos. Ver ítems A de la figura 1.1.1.
2. Conversión
Se convierte la mezcla Amoniacó-aire en gases nitrosos a partir de un reactor que utiliza una gasa de Platino como catalizador. Esto genera una corriente gaseosa rica en óxido nitroso y dióxido nitroso, componentes fundamentales para la fabricación de Acido Nítrico. Ver ítem B de la figura 1.1.1.
3. Recuperación energética
La producción de Acido Nítrico involucra reacciones altamente exotérmicas, lo cual se traduce en temperaturas de alrededor de 1700°F en el reactor. Por ello, se hace necesario efectuar recuperaciones energéticas que permitan la degradación de esta carga térmica con el fin de favorecer la absorción y la eficiencia del proceso. Esta energía es aprovechada en los procesos de generación de vapor y calentamiento de condensados. Ver ítem C de la figura 1.1.1.
4. Absorción
Se inyectan los gases nitrosos por la parte inferior de una torre de absorción, mientras que por la parte superior ingresa agua desmineralizada la cual cae en forma de una lluvia fina y la misma reacciona con los gases nitrosos produciendo ácido en una concentración del 55%. Ver ítem D de la figura 1.1.1.
5. Almacenamiento
Se bombea el ácido al 55% hacia unos tanques de almacenamiento para posteriormente ser comercializado o utilizado en otros procesos productivos. Ver ítem E de la figura 1.1.1

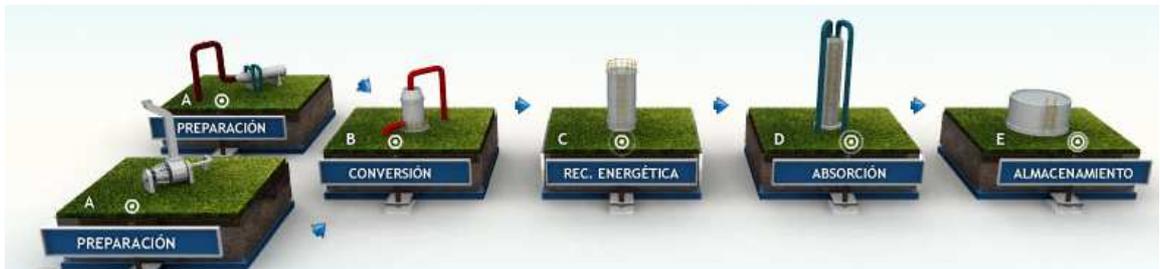


Figura 1.1.1. Proceso de producción

En la actualidad la planta de Acido Nítrico 2 (NAN2), la cual analizaremos en este trabajo de grado, representa el 35% de la producción de HNO₃. Esta planta, la cual es productora de materia prima para la producción de fertilizantes, represento el 6% de los ingresos de Abocol.

La planta de NAN2 fue puesta en funcionamiento en el año 2006 y desde su inauguración no se le ha realizado ningún análisis exergético ni de eficiencia para sus equipos principales, debido a que es una planta relativamente nueva.

PLANTA DE PRODUCCION DE ACIDO NITRICO NAN2

Para la fabricación de ácido nítrico se necesitan grandes cantidades de aire comprimido generado por un compresor centrífugo el cual es conducido por una turbina a vapor en conjunto con un turbo-expansor de gases calientes. Esta turbina a vapor consume aproximadamente 13.000 Lbs/H de Vapor a 250 Psig, lo que representa alrededor de \$200.000 pesos por hora de producción (\$1.550.000.000 al Año), por lo que vemos que es un costo bastante elevado y vale la pena realizar el estudio.

A continuación se muestra el costo unitario de cada elemento involucrado en la producción de una tonelada de HNO₃, tanto en la planta de NAN2 como en la de NAN3 la cual es una planta nueva y se puede tomar como el estándar de eficiencia.

Tabla 1.1.1. Costos unitarios de la producción NAN2

Costos unitarios NAN2	% del costo TM	Valor en pesos por TM
AMONIACO	68%	
PLATINO	16%	
VAPOR	7%	\$ 18.500,00

ELECTRICIDAD	5%	
OTROS	5%	

Tabla 1.1.2. Costos unitarios de la producción NAN3

Costos unitarios NAN3	% del costo TM	Valor en pesos por TM
AMONIACO	66%	
GAS COMBUSTIBLE HORNOS	1%	
PLATINO	14%	
VAPOR	6%	\$ 16.000
ELECTRICIDAD	9%	
OTROS	4%	

Tenemos que tener en cuenta que entre más eficiente sea el proceso, será menor la cantidad de vapor que se tenga que generar en calderas alimentadas por gas natural. El precio promedio de una tonelada de vapor generada por la quema de gas natural es de aproximadamente \$30.000 pesos y el precio de la tonelada de vapor generada con los gases de escape provenientes del proceso cuesta aproximadamente \$6.000 pesos.

En la actualidad la planta de NAN2 genera 22.000 Lb/Hr de vapor con los gases de escape. En caso de que este vapor no se generara representaría anualmente alrededor de \$1.900.000.000 de pesos más.

Para alcanzar los mismos niveles de costo de vapor por tonelada de HNO₃ producido se requiere ahorrar tan solo 185 Lb/Hr de vapor generado por combustión de gas natural, lo que es bastante razonable teniendo en cuenta que eso es tan solo 0.8% del vapor producido por los gases de escape.

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La producción de vapor actualmente es costosa y limitada. Abocol en la actualidad tiene 3 nuevas plantas, una de Acido Nítrico, Nitrato de Amonio y una de Nitrato de Calcio que necesita vapor como fuente de energía lo que hace imprescindible la optimización de los procesos.

La planta NAN 2, debido a la naturaleza exotérmica del proceso, está en capacidad de generar mayor cantidad de vapor a partir del calor residual, lo que reduciría costos y aumentaría la eficiencia traduciéndose en mayor rentabilidad y competitividad. Actualmente la planta consume aproximadamente 13.000Lbs/h de vapor generado a partir de la quema de gas natural.

El mercado mundial de los fertilizantes está en auge debido a la gran producción de productos agrícolas tanto para el consumo humano como para la generación de energía (nuevos combustibles a base de elementos vegetales como el etanol y el biodiesel), esto requiere que los productos fabricados por ABONOS COLOMBIANOS S.A. (básicamente productos para la fertilización de cultivos) sean más competitivos, lo que requiere una máxima eficiencia en los procesos de fabricación.

El mundo globalizado exige que las empresas produzcan productos de una manera más económica para así poder ser competitivas. Esto se consigue haciendo que los procesos sean más eficientes, ya sea aumentando la producción o siendo más eficientes. En este caso buscaremos aumentar la eficiencia del uso de la energía.

ENTIDADES INTERESADAS

- ABONOS COLOMBIANOS S.A.

2 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACION

2.1 OBJETIVO GENERAL

Realizar un estudio energético a la planta de Acido Nítrico 2 de Abonos Colombianos S.A para detectar factores que generen ineficiencias en el proceso, formular soluciones y encontrar nuevos procesos que puedan aprovechar el calor residual

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un diagnostico termoexergetico de todos los equipos que interactúan con el vapor en el proceso
- Realizar el plan de mejoramiento (proponer cambios de equipos de ser necesarios, mejorar aislamientos, etc.) para optimizar la utilización del vapor y/o el calor residual.
- Establecer procesos que podrían beneficiarse de la energía restante en el vapor luego del proceso de fabricación de Ácido Nítrico.
- Establecer la posibilidad de generar más vapor, que el que se produce actualmente, a partir de los gases de cola

3 JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACION

El plan de mejoramiento propuesto busca, mediante la aplicación de la teoría y los conceptos básicos de termodinámica y transferencia de calor (ver punto 7) teoría de el mejoramiento y la optimización de la utilización de los recursos energéticos de los que dispone la planta.

El vapor en un proceso muy pocas veces es utilizado con máxima eficiencia, teniendo en cuenta esto, se le realizara una auditoria energética a la planta de Acido Nítrico 2, en la cual se verificara que se esté aprovechando al máximo toda la energía contenida en el vapor y también que se esté aprovechando toda la energía residual del proceso para optimizar la producción de vapor.

Una eficiencia máxima en la utilización del vapor en los procesos se traduce en un menor costo de producción, precio al consumidor y un mayor margen de ganancia, lo que lo hace más competitivo.

4 MARCO REFERENCIAL

4.1 MARCO CONCEPTUAL

4.1.1 Producción de ácido nítrico

El proceso de producción de Ácido Nítrico tiene como materias primas el Amoníaco, el aire y agua desmineralizada, primero llega el amoníaco líquido a unos tanques de almacenamiento con el fin de poder controlar un flujo hacia los vaporizadores de amoníaco, los cuales funcionan con vapor de 230 psi, después el amoníaco (que se encuentra a 12 atmósferas) se mezcla con aire y después pasa por una gasa de una aleación de rodio y platino, donde la mezcla de aire-amoníaco se incendia y descompone en un gas rico en óxidos nitrosos, para después pasar por una torre de absorción por la cual pasa, a contra flujo, agua desmineralizada, formando ácido nítrico a una concentración de 55%.

4.1.2 Descripción del proceso

La planta para la fabricación de Ácido Nítrico tiene una capacidad de 290 TMD, medidas como Ácido al 100% que se obtiene a una concentración de 55% en peso aproximadamente.

El proceso consiste en mezclar aire comprimido con Amoníaco vaporizado. La mezcla en presencia de un catalizador de Platino Rodio y alta temperatura reacciona produciendo óxidos de Nitrógeno, los cuales son absorbidos por agua desmineralizada, a una presión de aproximadamente 125 psi, de donde resulta el Ácido Nítrico en solución. A continuación se muestran los subsistemas involucrados en el proceso.

4.1.3 Descripción paso a paso del proceso

El proceso de producción de ácido nítrico arranca en el tren de compresión de la planta el cual está compuesto por la turbina de vapor STB-801, el expansor TB-802 y el compresor C-801, en este equipo se comprime el aire hasta 125 psi. El aire comprimido pasa al mezclador donde se mezcla con amoníaco gaseoso que viene de los tanques de almacenamiento, paso seguido la mezcla de amoníaco y aire entra al convertidor CO-801 donde reacciona con el catalizador de Platino-Rodio. Después de que ocurre la reacción y se generan gases nitrosos a una temperatura superior a los 1100 °F los mismos pasan a la parte baja del CO-801 donde se

encuentra el E-803 que lleva por el lado de los tubos los gases de cola que vienen del E-802 y por la coraza lo que viene de la gasa de Platino-Rodio. Después los gases pasan al E-815 donde por el lado de la coraza va el aire que viene del tren de compresión donde el mismo se calienta y a su vez enfría los gases que vienen del convertidor que pasa por los tubos, el gas sigue su recorrido hacia la caldera de recuperación, que es básicamente un intercambiador coraza tubos, aquí se sigue enfriando los gases que vienen del convertidor y a su vez se genera vapor de 230 PSI que es usado en la turbina de vapor. El gas sigue su recorrido hacia el filtro de platino, el cual está compuesto por unas telas de fibra de vidrio en donde se deposita el platino que viene en el flujo de gas. Paso seguido el gas entra al E-802, intercambiador coraza tubos, en donde se encuentra a contraflujo con el gas que viene frío de la torre de absorción. Cuando el gas sale del E-802 sigue su camino hacia la torre de absorción donde se encuentra a contraflujo con agua desmineralizada para generar ácido nítrico. Volviendo a los gases que van por los tubos del E-803 (parte baja del CO-801) salen hacia el expansor TB-802 donde son aprovechados para generar potencia para el tren de compresión, cuando los gases salen del expansor pasan al EC-802 el cual es un sobrecalentador de vapor, finalmente los gases pasan al EC-801 el cual es un economizador donde se termina de aprovechar el calor residual para calentar agua de alimentación a las calderas. Ver figura 4.1.1. y Anexo 1.

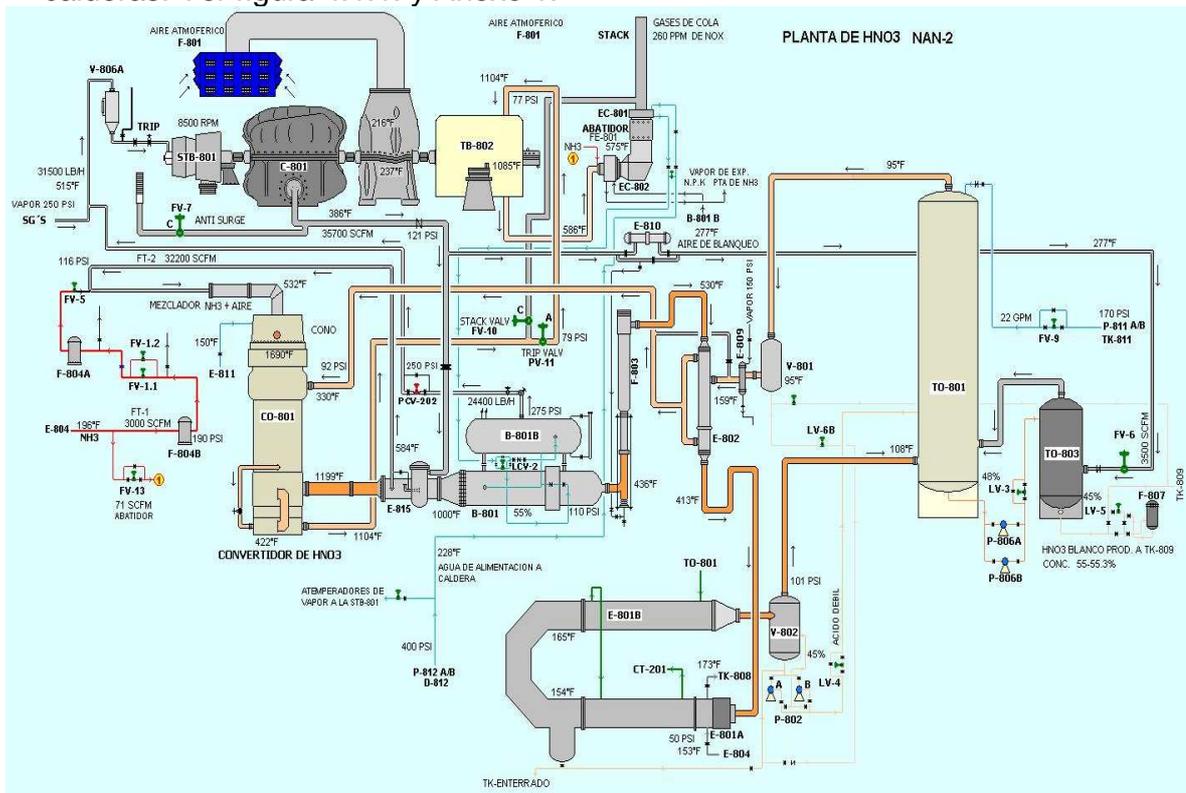


Figura 4.1.1. Esquema de producción de la planta de ácido nítrico NAN2. Ver Anexo 1.

4.2 ELEMENTOS DE LA PLANTA

4.2.1 Convertidor (CO-801)

La mezcla de aire y amoníaco pasa ahora a través del convertidor. Este equipo de forma cónica, tiene en su base una malla de capas múltiples de platino y rodio, donde el amoníaco se incendia y oxida a 1680-1710 °F aprox (Ver Fig. 4.2.1 y 4.2.2). El peso total del catalizador depende del volumen de producción y la máxima conversión deseada. El porcentaje de NH_3 en el aire es fundamental para la adecuada operación, ya que un exceso es peligroso. La malla de platino se encuentra al rojo a una temperatura de 1600 - 1700 °F y la mezcla al pasar a través de esta, se enciende y la reacción produce NO y H_2O . Esta conversión no se realiza en un 100% y la composición de los gases formados es aproximadamente la siguiente:

Nitrógeno	N_2	67.31%
Agua (v)	H_2O	16.42%
Acido nítrico	NO	9.30%
Oxígeno	O_2	5.94%
Oxido nitroso	N_2O	0.18%
Dióxido de carbono	CO_2	0.03%
Helio	He	0.02%

El control de la temperatura en el convertidor, la velocidad de la mezcla amoníaco-aire a través del catalizador (Ver. Fig. 4.2.3 y 4.2.4), el número de capas de catalizador y la falta de oxígeno en determinado momento, determinan principalmente el rendimiento de esta reacción.

Un controlador y registrador de temperatura acciona la válvula que controla el flujo en la línea interrumpiendo el flujo de éste en caso de alta temperatura en el catalizador.

La intensidad del color en la malla, que puede observarse por unos visores existentes en la pared del convertidor, y el control sobre el flujo de amoníaco, son los factores determinantes en esta operación.

La temperatura de oxidación es medida por intermedio de dos termocuplas, ubicadas debajo del catalizador, indicando la temperatura en un controlador que da una alarma y posterior corte de amoníaco si la temperatura llega al nivel de corte.



Figura 4.2.1 Convertidor

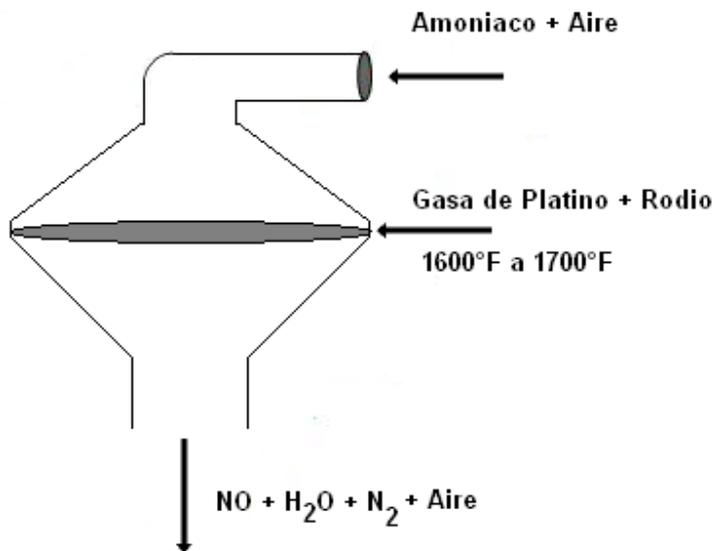


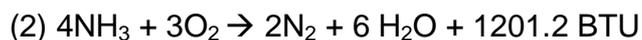
Figura 4.2.2. Esquema del convertidor

Oxidación del amoníaco: Del mecanismo normal de la reacción, se puede decir que al contacto con el catalizador y a la temperatura existente, la mezcla del amoníaco y aire al incendiarse se oxida y nos produce NO, N₂, O₂ y vapor de H₂O.

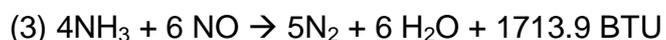
Puesto que el amoníaco y el oxígeno reaccionan para formar diferentes compuestos, es muy importante que se mantengan condiciones ideales para producir los compuestos deseados, sobre los 1680 °F, las reacciones siguientes toman lugar sobre un catalizador adecuado:



Esta es la reacción que mayormente se efectúa a través del catalizador de platino, puesto que el óxido nitroso es el propósito de la reacción. Parte del calor que se libera en esta reacción se usa para calentar el aire que entra al convertidor, para calentar el gas de cola que va hacia el expansor y para generar vapor en un economizador (caldera). El balance está diseminado en el agua de enfriamiento que se usa sobre el condensador enfriador. La pronta remoción de este calor favorece la formación de dióxido de nitrógeno (NO₂) y se desea por consiguiente, enfriar los productos de combustión tan rápido como sea posible. Esto es debido a que el agua sólo absorbe NO₂ para la formación de HNO₃. Desafortunadamente, no todo el amoníaco se convierte de acuerdo con la ecuación (1). A temperaturas superiores a 975°C y cuando hay falta de oxígeno, la reacción siguiente toma lugar en cierta proporción.



Esta reacción se promueve por sobrecalentamiento o exposición prolongada al catalizador y es indeseable, ya que el nitrógeno en la corriente gaseosa no es disponible para la absorción. Cuando la conversión es incompleta y si se usa muy poco catalizador, el amoníaco no se convierte totalmente y reaccionará con el NO formando en la primera reacción de acuerdo a:



Esta es otra condición que debe ser evitada, debido a que el amoníaco degenera en nitrógeno molecular.

Se desea que los gases no enfríen al límite deseado en el tiempo menor posible para que el NO se pueda oxidar y absorber completamente en el condensador y la torre de absorción (TOR-1); entonces el Ácido Nítrico se formaría en dos etapas como se muestra en las siguientes ecuaciones:



Los gases producto de la oxidación a alta temperatura ceden su calor en tres diferentes intercambiadores de calor que en su orden son:

- a) Recalentador de gases de cola (E803)
- b) Calentador de aire (E815)
- c) Intercambiador de calor residual (B801)

Una última cesión de calor se verifica en el enfriador condensador. Cuando las capas de catalizador no están íntimamente en contacto se forma una reacción entre el NO y el NH₃, de allí la importancia de que el catalizador siempre presente una superficie lisa.

4.2.2 Catalizador

La combinación más empleada es 90% Pt - 10% Rh, con la cual comúnmente fabrican un alambre de 0.003" (0,0762 mm) para hacer una malla de apertura 80. La rata a la cual opera la unidad requiere que se usen hasta treinta capas de esa malla (ver Fig 4.2.3 y 4.2.4). El número se determina de acuerdo con la cantidad de amoníaco que ha de quemarse, ya que el máximo de eficiencia ocurre cuando una onza de platino está expuesta al contacto con unas 250 a 300 libras de NH₃ (113,35 a 136,5 Kg) cada 24 horas.

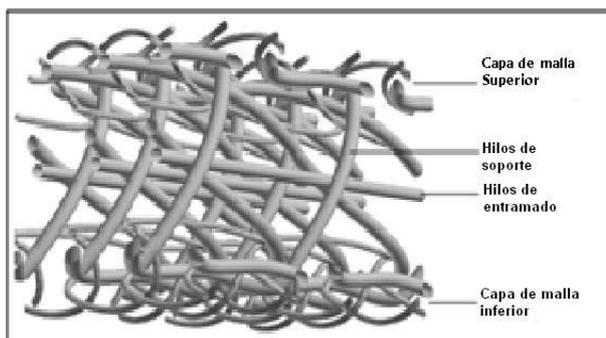


Figura 4.2.1 Catalizador, vista microscópica, corte transversal



Figura 4.2.2. Catalizador, vista real

Es posible conseguir láminas sencillas de catalizador, estas láminas se soldarán en almohadillas de tres o más capas. Es más fácil el manejo de láminas en almohadilla de tres o más capas, ya que la gasa es más rígida y no pierde la forma tan fácilmente. En nuestro caso estas almohadillas están constituidas por tres capas o láminas.

El catalizador se activa calentándose, después de lo cual la mezcla amoníaco-aire que entra, mantendrá la combustión. Una de las teorías sobre esta combustión es la que el amoníaco es absorbido en los poros del catalizador tan rápidamente que se quema dentro del metal.

Esta teoría, en parte se apoya en el hecho de que en la superficie del alambre aparecen brotes, parecidos a volcanes en miniatura cuando se miran bajo un microscopio poderoso. Se necesita que ocurra una reacción violenta bajo la superficie del platino para que el metal se funda y lo haga brotar sobre la superficie normalmente lisa del metal. Parte del metal se vaporiza, o al menos se desprende de la superficie, en una forma ablandada, la cual se deposita en el equipo. Estos depósitos son muy parecidos a las cenizas volátiles en una caldera que quema combustible pulverizado, en el sentido de que ellas se adhieren a las superficies más frías y se acumulan hasta un espesor máximo, después de lo cual la cantidad de depósito aumenta despacio, si acaso aumenta.

Debajo de las mallas catalíticas de platino-rodio, se colocan unas mallas de Paladio cuyo objetivo es el de recuperar entre un 60 a 80% de las pérdidas de platino y rodio. El 20 a 40% restante de las pérdidas pueden ser recuperadas en los filtros de platino.

El polvo que deja la gasa es pobre en rodio con un promedio un poco menor del 3% dejando un porcentaje mayor en el catalizador viejo (algo así como el 13%, cuando el catalizador se ha debilitado hasta el extremo que deberá ser raspado). La pérdida proveniente de polvo y del material de desecho es reemplazada

agregando nuevas láminas, aumentando la fuerza de la almohadilla y permitiendo al catalizador nuevo actuar como un convertidor final para cualquier cantidad de amoníaco que pueda haber pasado a través de las capas superiores.

La gasa es menos activa cuando está nueva, alcanzando la máxima actividad con unas seis semanas de uso, después de lo cual comienza a declinar lentamente. El promedio de vida de una capa individual es de más o menos diez semanas.

La gasa de platino tiene un valor promedio de U\$30 por gramo (840 US\$/oz), por lo tanto deberá recuperarse cualquier pérdida posible. Esto significa que se deberá pesar cuidadosamente antes y después de usarlo, almacenar los repuestos en una caja fuerte y recoger cuidadosamente el polvo de catalizador. La desaparición de polvo del catalizador promedia aproximadamente 0.27 gramos por tonelada de ácido producido. De esta cantidad se podrá recoger entre un 60 a 80% con las mallas recuperadoras de Paladio-níquel si se está usando, sino se recupera en los filtros y el resto de equipos y tanques de almacenamiento.

4.2.3 **Tren de enfriamiento (E-815, B-801, E-802, E-809, E-801 A/B)**

Esta etapa tiene como función llevar a cabo el enfriamiento de los gases para favorecer la reacción: Ver Fig 4.2.5

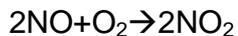




Figura 4.2.3. Tren de enfriamiento

4.2.4 Calentador de Aire (E-815)

Después de pasar por un filtro, la corriente de aire es introducida en un intercambiador de calor o tipo coraza tubo, en el cual los gases provenientes del convertidor ceden calor al aire que entra, elevando su temperatura a más de 500°F. Los gases que salen del convertidor, pasan por la parte externa de los tubos en donde se enfrían de 1200°F (650°C) hasta aproximadamente 950°F (510°C) y el aire circula por dentro de los tubos. El aire calentado pasa por el mezclador. El calentador de aire dispone de un bypass el cual es utilizado para introducir aire frío en los casos en que la temperatura del aire de salida del calentador sea más alta de lo conveniente. Ver Fig. 4.2.6 y 4.2.7



Figura 4.2.4. Calentador de aire E-815

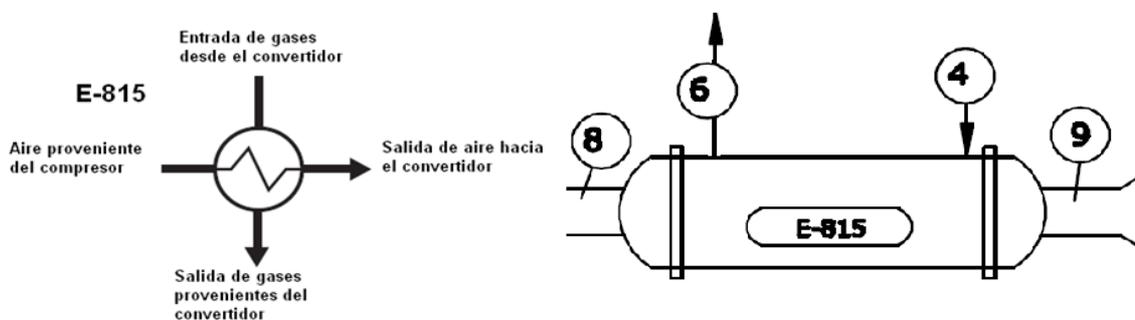


Figura 4.2.5. Esquema del E-815

4.2.5 Cámara de reacción

En ésta se le da mayor tiempo de residencia a los gases para favorecer la reacción de conversión a NO_2 . Debido a que esta reacción es exotérmica y en cilindro de reacción no hay ningún intercambio de calor, la salida aumenta su temperatura hasta los 1000°F o más antes de entrar a las calderas Ver Fig. 4.2.8 y 4.2.9.



Figura 4.2.6. Cámara de reacción.

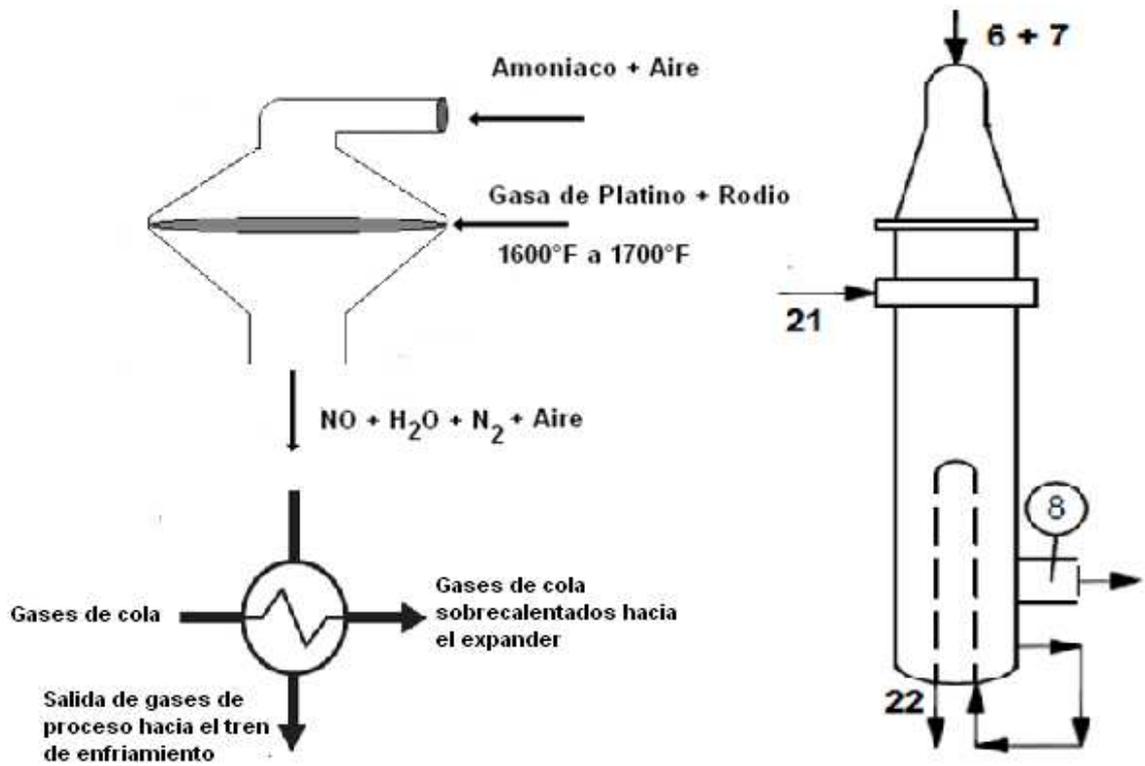


Figura 4.2.7. Esquema de la cámara de reacción.

4.2.6 Condensadores de superficie

Se describió como a través del recalentador, calentador de aire e intercambiador de calor residual se enfriaron los gases hasta 440°F a proximadamente.

Un posterior y último enfriamiento hasta 110°F se presenta en el enfriador condensador de superficie donde los gases pasan por el interior de tubos en forma de U superpuestos (Ver Fig. 4.2.10 y 4.2.11). En la parte superior de los mismos se vierte, por medio de un cabezal distribuidor agua en forma de cascada. Sucede dentro de este condensador enfriador que el NO se oxida a NO₂; al mismo tiempo parte de este se combina con el H₂O proveniente de la condensación de los gases calientes formándose HNO₃ diluido (50% aprox.).

La corriente gaseosa principal después de pasar por el filtro de platino entra a uno de los cabezales distribuidores verticales. El gas no puede circular verticalmente por ese cabezal, sino solamente un tramo, por impedírsele un deflector ahí colocado; entonces se ve forzado a pasar a un segundo cabezal similar al primero, por medio de tubos en colocados horizontalmente en pares. Al llegar a este segundo cabezal, circulan a otro tramo verticalmente, se encuentran con otro deflector y pasan de nuevo por tubos horizontales en U al primer cabezal y así sucesivamente en senda zigzagueante hasta salir por la parte superior del segundo cabezal hacia la torre de absorción. Es importante que los gases se enfríen debajo de 110°F para favorecer la formación de dióxido de nitrógeno (NO₂) a partir del óxido nítrico (NO). Se desea que esta reacción sea de 90% o mayor antes de que los gases entren a la columna de absorción. Hay bastante oxígeno en la corriente gaseosa para esta reacción.



Figura 4.2.8. Coolers condensers (Condensadores de superficie)

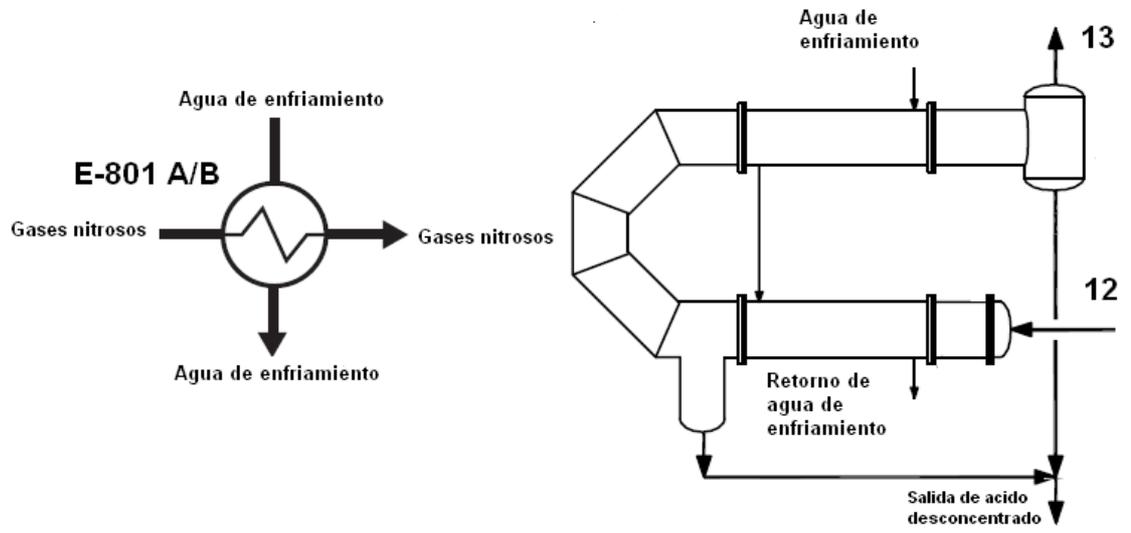


Figura 4.2.9. Esquema del E-801 A/B

4.2.7 Intercambiador E-802

Este intercambiador es un intercambiador coraza tubos que se encuentra ubicado después del F-803 y se encarga de enfriar el gas de proceso antes de su llegada al E-801 A/B. Ver Fig. 4.2.12.

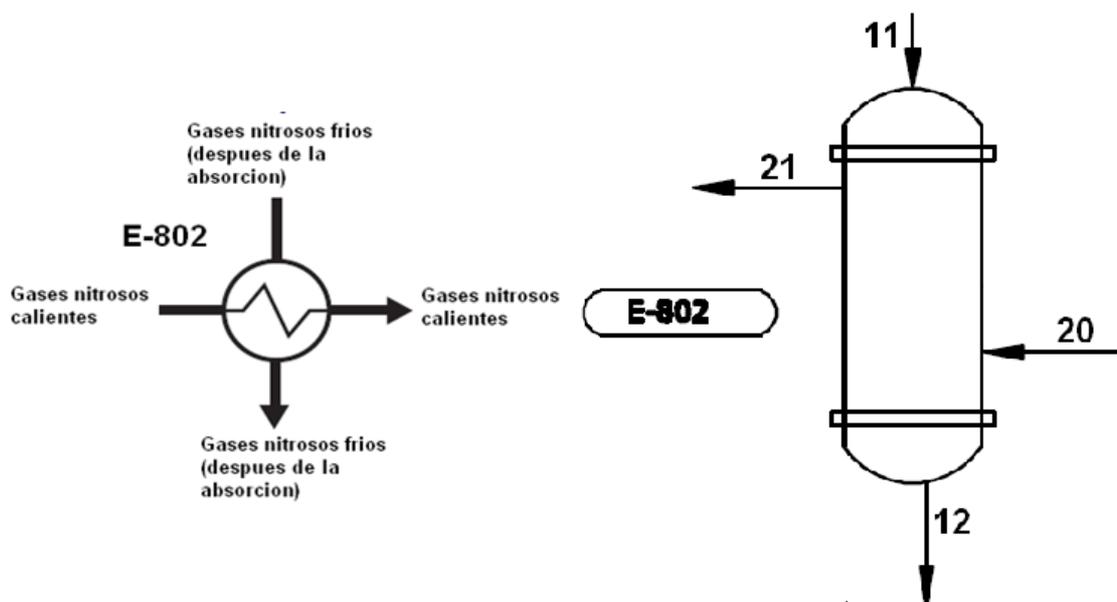


Figura 4.2.10. Esquema del E-802

4.2.8 Calentador de gases de cola E-809

Este intercambiador es el primer paso en el calentamiento del gas de cola que proviene de la torre de absorción. El mismo es un intercambiador de coraza tubos y funciona con vapor de 150 Psi. Ver Fig. 4.2.13.

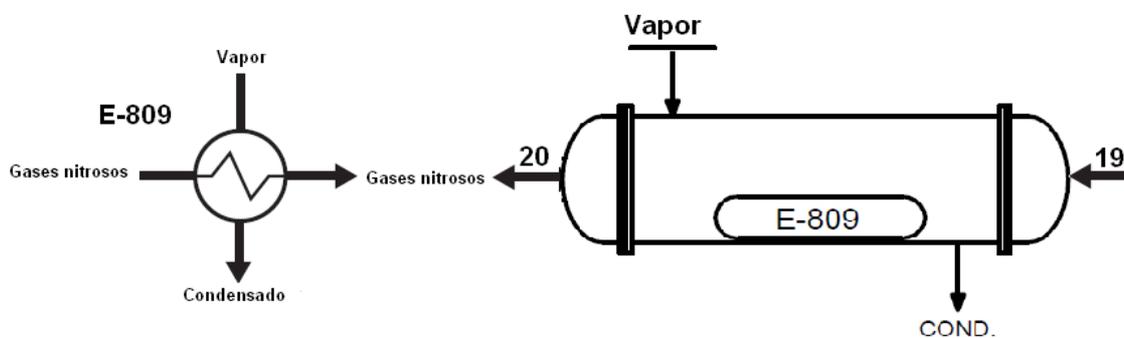


Figura 4.2.11. Esquema del E-809

4.2.9 Sistema de recolección de ácido

Los deflectores citados anteriormente forman la base de cada tramo, hacia donde circula el ácido diluido producido. El ácido formado en este enfriador-condensador pasa a un recipiente tubular ubicado en su parte inferior donde se acumula formando un sello y después va a la torre de absorción. Ver Fig. 4.2.14.



Figura 4.2.12. Sistema de recolección de ácido

4.2.10 Turbina a vapor (STB-801)

La turbina a vapor STB-801 es utilizada, junto con un expansor, para proveer la fuerza mecánica requerida para el tren de compresión de aire necesario para el proceso de producción de ácido nítrico.

Esta turbina trabaja a un alto régimen de revoluciones y utiliza como fuente de energía vapor de 230 PSIG. (Ver Fig. 4.2.15. y 4.2.16)

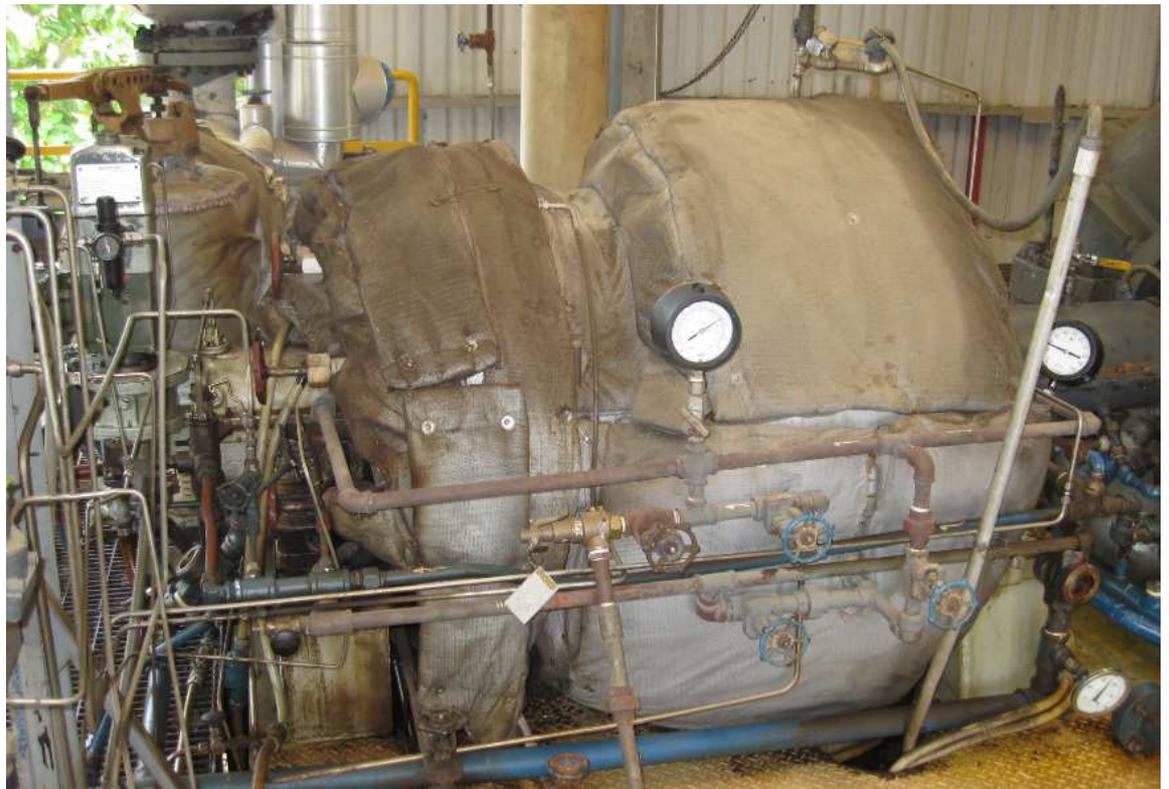


Figura 4.2.13. Turbina de vapor (STB-801)

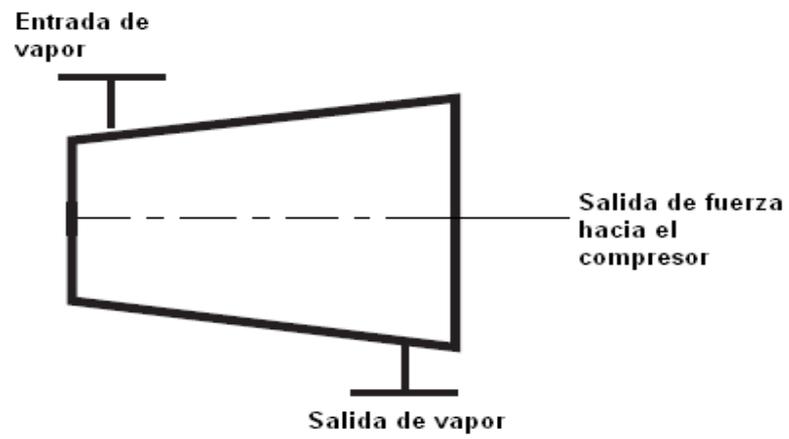


Figura 4.2.14. Esquema de la turbina a vapor STB-801

4.2.11 Expansor (TB-802)

La energía de los gases de retorno es aprovechada en esta turbina de gas transformando su energía calorífica y de presión (Entalpía) en energía mecánica, para mover el compresor. Ver Fig. 4.2.17.



Figura 4.2.15. Expansor (TB-802)

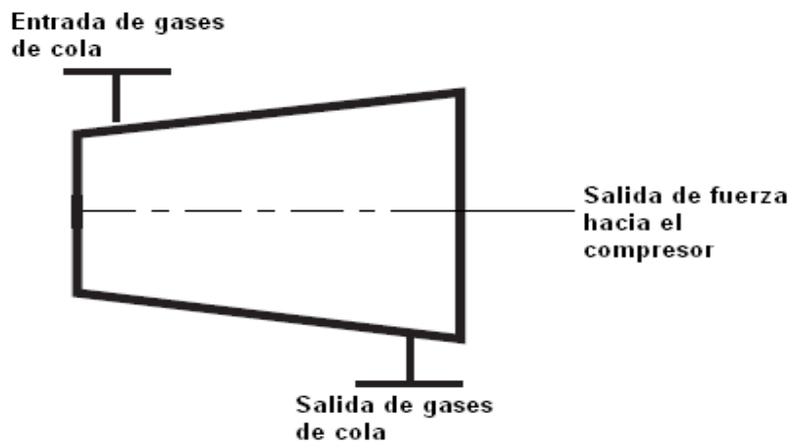


Figura 4.2.16. Esquema del expensor TB-802

5 ASPECTOS METODOLOGICOS

Este trabajo se realizara mediante la recopilación de datos existentes de proceso y la toma de medidas en campo, para luego realizar los cálculos, análisis y sugerencias respectivas.

El análisis energético que se realizara consta de tres partes principales: análisis termodinámico, exergético y termo económico los cuales se realizan comparando las eficiencias ideales Vs. las eficiencias reales con el fin de cuantificar las pérdidas y poder analizar si las sugerencias son factibles o no desde un punto de vista económico.

6 FUENTES Y TECNICAS PARA LA RECOLECCION DE LA INFORMACION

Para la recolección de la información se tendrán en cuenta:

Se hará una recolección de la información en forma directa por medio de mediciones directas en campo y verificando los manuales de operación. Se elaborará un formulario tipo hoja de datos, en la cual se plasmara toda la información referente al proceso. Todos estos datos serán promedios tomados a una rata de producción promedio.

7 TEORIA PARA LOS CÁLCULOS

A continuación trataremos los temas fundamentales para el desarrollo del proyecto investigativo, formulas a utilizar y la teoría básica que se necesita saber para el desarrollo de los cálculos y los análisis de cada uno de los equipos que intervienen en el proceso a estudiar.

Trataremos los diferentes tipos de intercambiadores de calor cada una de sus disposiciones y los parámetros más importantes, además haremos referencia a la exergía y la aplicación que tiene en la investigación que es básicamente en lo que se fundamenta la auditoria energética que haremos a la planta de ácido nítrico 2 de **Abonos Colombianos S.A.** y a través de su conocimiento y entendimiento poder aplicar estos conceptos básicos para lograr nuestro objetivo que es la optimización del proceso para abaratar los costos de producción de dicho producto.

7.1 CLASIFICACIÓN SEGÚN LA RELACIÓN TÉRMICA ENTRE LOS FLUIDOS

Los intercambiadores con superficie de de separación se pueden clasificar así:

Por una única diferencia de temperaturas:

Los fluidos se encuentran térmicamente una vez, por lo que existe una unica diferencia de temperatura local. (Ver Fig. 7.1.1).

Por multiples diferencias de temperaturas:

De múltiples pasos y de flujo cruzado: Existen múltiples diferencias de temperatura localmente por sección de intercambiador. (Ver Fig. 7.1.1).

INTERCAMBIADORES DE CALOR CLASIFICACIÓN

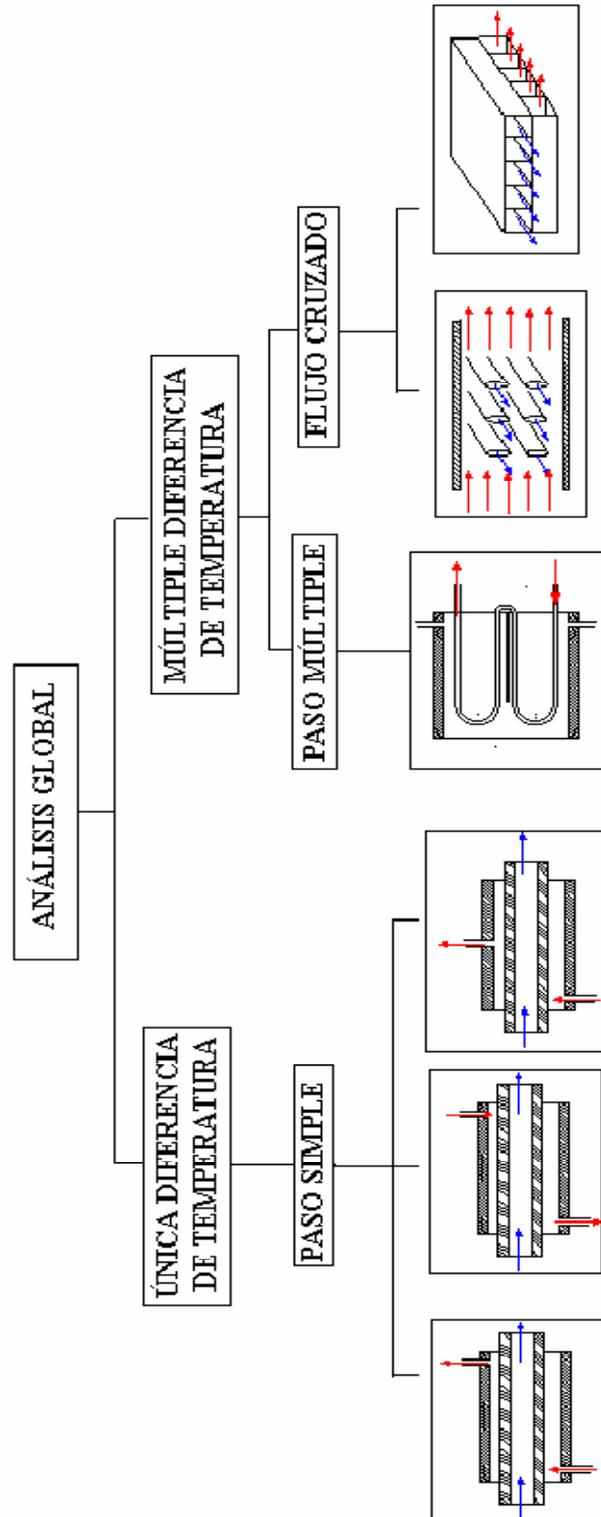


Figura 7.1.1. Clasificación de los intercambiadores según las relaciones térmicas de sus fluidos

7.2 CLASIFICACIÓN SEGÚN LAS CONFIGURACIONES GEOMÉTRICAS DEL FLUJO

Clasificación según las configuraciones geométricas del flujo:

Las más importantes son:

Una sola corriente: es un intercambiador en el que cambia sólo la temperatura de un fluido; la dirección del flujo carece de importancia. (Ver Figura 7.2.1)

Dos corrientes en flujo paralelo: Los dos fluidos fluyen en direcciones paralelas y en el mismo sentido. Su forma más simple consta de dos tubos concéntricos. En la práctica, un gran número de tubos se colocan en la coraza para formar lo que se conoce como un intercambiador de coraza y tubos. El intercambiador tipo placa consiste en varias placas separadas por juntas y resulta más adecuado para bajas presiones (Ver Figura 7.2.2 b)

Dos corrientes en contracorriente: los fluidos se desplazan en direcciones paralelas pero en sentidos opuestos. Los intercambiadores de coraza y tubos o de placas también son los más comunes. La efectividad de estos es mayor que la de flujos paralelos. (Ver Figura 7.2.2 c)

Dos corrientes en flujo cruzado: las corrientes fluyen en direcciones diferentes. Una o ambas corrientes pueden estar sin mezclar, tiene una efectividad media entre en un intercambiador a contracorriente y uno de flujo paralelo, pero su construcción es más sencilla. (Ver Figura 7.2.3)

Dos corrientes en contraflujo cruzado: son intercambiadores en donde los tubos pasan varias veces por la coraza. El número de veces que pasa por la coraza se indica con el número de pasos y entre mayor es el número de pasos mayor es su efectividad (Ver Figura 7.2.4 e)

Dos corrientes a pasos múltiples: cuando los tubos de un intercambiador de coraza y tubos están dispuestos en uno o más pasos en el interior de la coraza, algunos de los pasos producen un flujo paralelo, mientras que otros producen un flujo a contracorriente (Ver Figura 7.2.4 f)

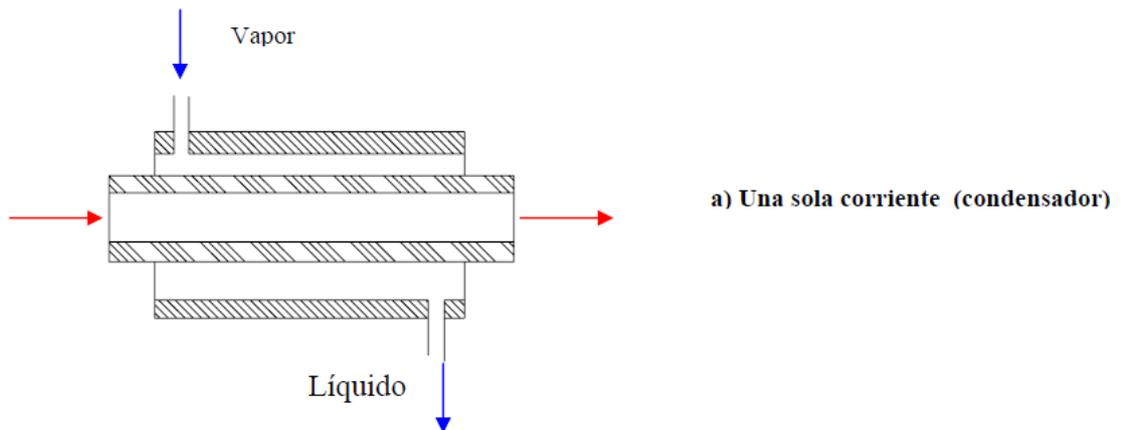


Figura 7.2.1. Esquemas de configuraciones geométricas de flujo comunes para intercambiadores de calor

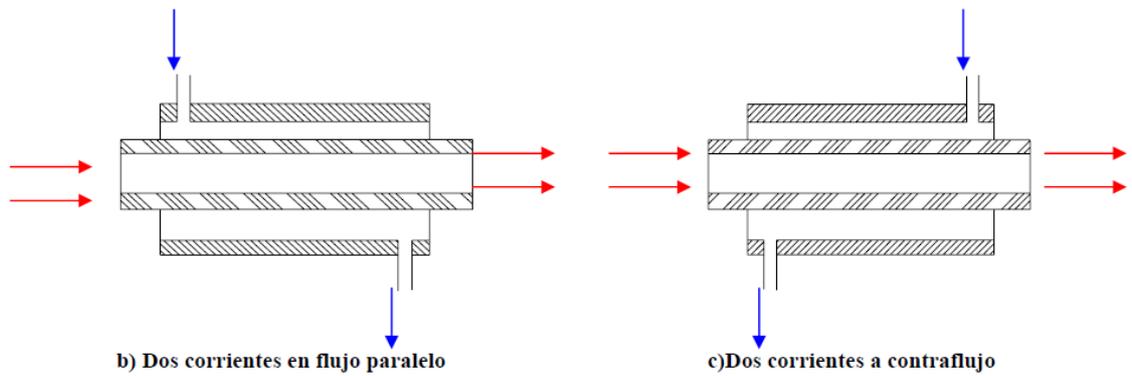


Figura 7.2.2. Esquemas de configuraciones geométricas de flujo comunes para intercambiadores de calor

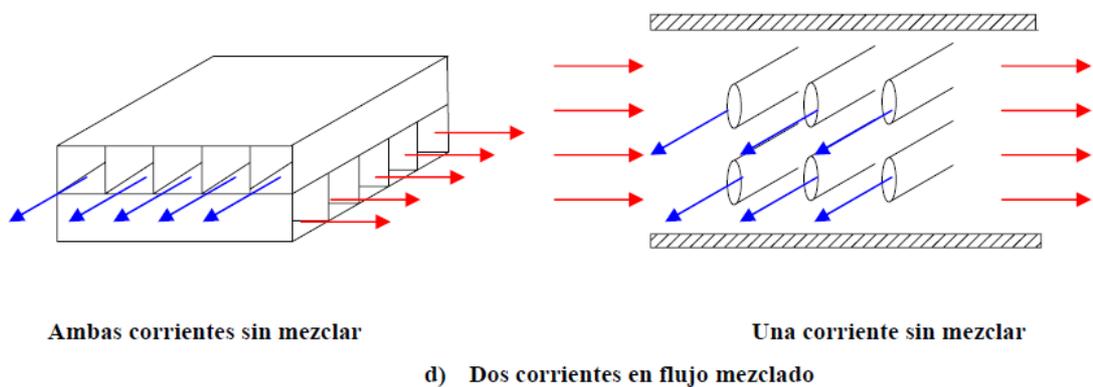


Figura 7.2.3. Esquemas de configuraciones geométricas de flujo comunes para intercambiadores de calor

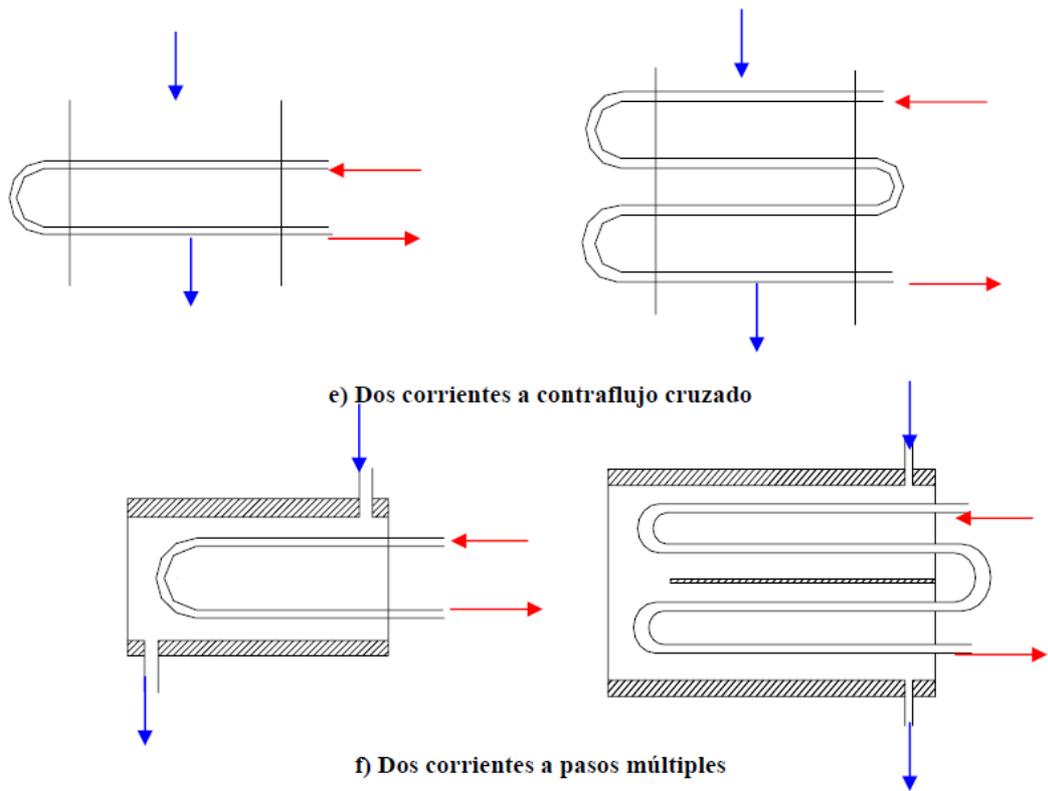


Figura 7.2.4. Esquemas de configuraciones geométricas de flujo comunes para intercambiadores de calor

En la figura 7.2.5 se muestran las diferentes variaciones de temperaturas que pueden experimentar un fluido al ingresar a un intercambiador de calor.

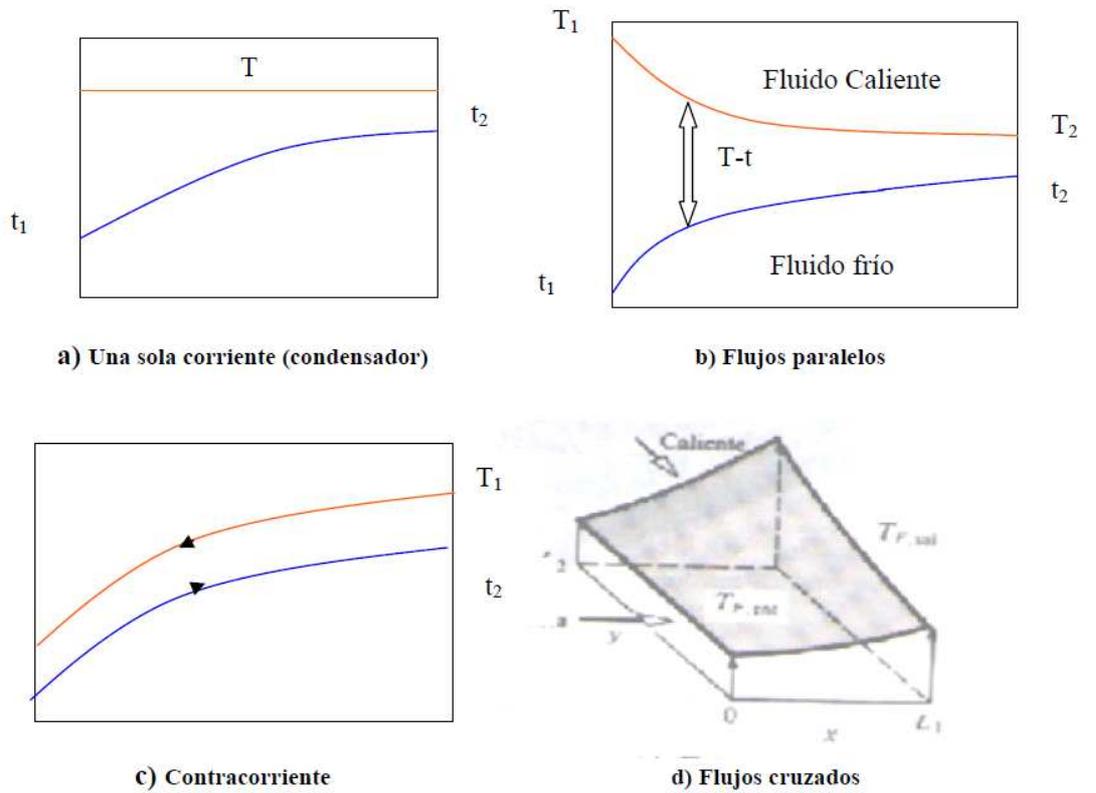


Figura 7.2.5. Configuración característica de la temperatura de los fluidos para intercambiadores de diferentes configuraciones

7.3 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR GLOBAL

Este coeficiente se define en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos fluidos:

$$\frac{1}{UA} := \frac{1}{U_c A_c} + \frac{1}{U_h A_h}$$

Ecuación 7.3.1¹

Donde los subíndices c y h denota caliente y frío respectivamente. Reemplazando los valores de U_c y U_h dependiendo de si está del lado externo o interno tenemos:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i 2\pi r_i} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k} + \frac{1}{h_o 2\pi r_o}$$

Ecuación 7.3.1²

El cálculo del coeficiente depende de si se basa en el área de la superficie fría o caliente. Si en la superficie se hallan impurezas sus resistencias deben incluirse y por lo tanto la ecuación 7.3.2 se modifica de la siguiente manera:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i 2\pi r_i} + \frac{\ln(r_o / r_i)}{2\pi k} + \frac{1}{h_o 2\pi r_o} + R_{\text{impurezas}}$$

Ecuación 7.3.2³

¹ WARK Kenneth, termodinámica, sexta edición, editorial McGraw-Hill, México 2001

² WARK Kenneth, termodinámica, sexta edición, editorial McGraw-Hill, México 2001

³ WARK Kenneth, termodinámica, sexta edición, editorial McGraw-Hill, México 2001

7.4 FORMAS DE ANÁLISIS

Para analizar intercambiadores de calor, existen dos métodos que se aplican de acuerdo a la relación térmica entre los fluidos:

- El método de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD siglas en inglés) que consiste en determinar una diferencia media de temperatura entre los fluidos del intercambiador de calor. (Ver Fig 7.4.1)
- El método de las eficiencias (relación ϵ vs. NTU) que consiste en determinar la razón entre la máxima transferencia de calor que puede ocurrir en un intercambiador de calor y la transferencia de calor que ocurre realmente. (Ver Fig 7.4.1)

Lo anterior puede resumirse en la siguiente ilustración:

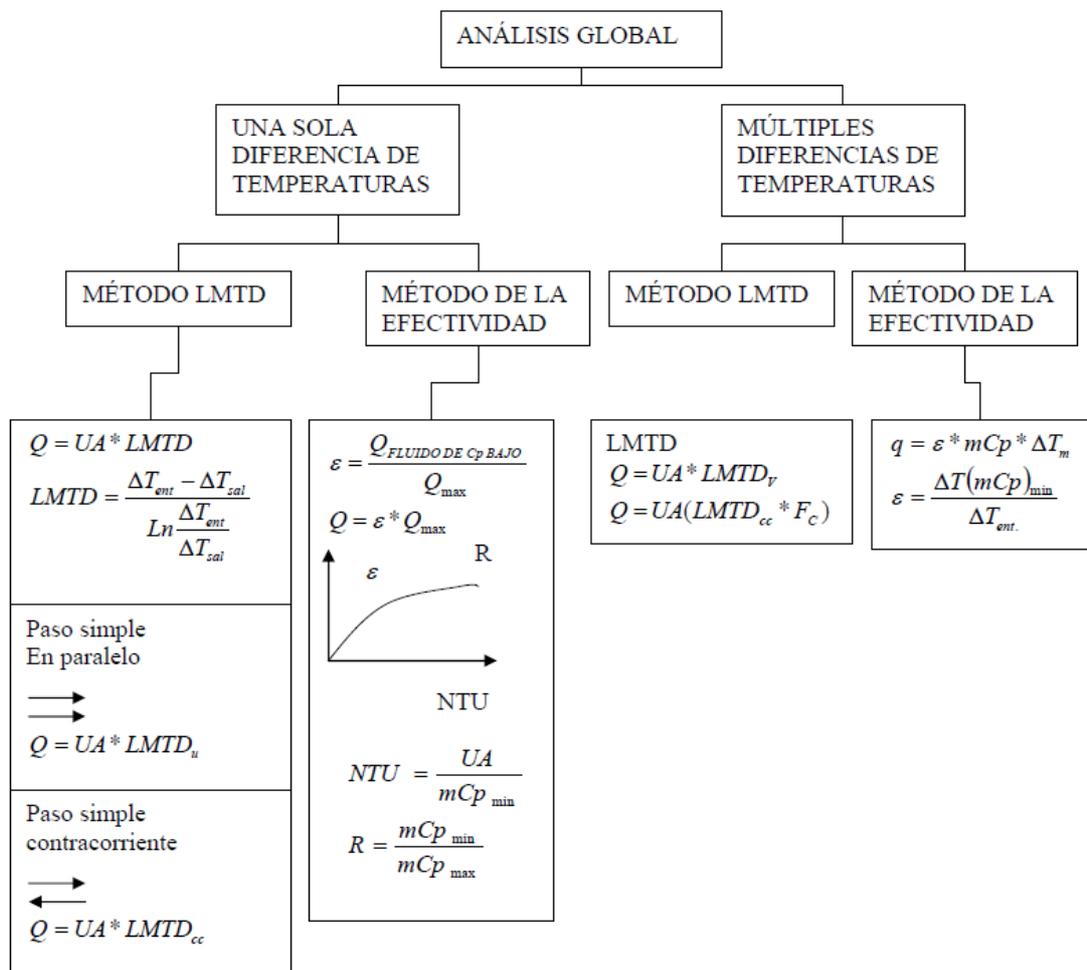


Figura 7.4.1. Análisis para los intercambiadores de calor según las relaciones de flujo

7.5 ANÁLISIS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR, USO DE LA LMTD (DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA.)

Es esencial relacionar en la transferencia de calor las temperaturas de entrada y salida de los fluidos con el U y el área superficial total para transferir el calor.

Estas relaciones se pueden obtener haciendo el balance de energía globales a cada fluido (Figura 7.5.1)

$$Q = mC_{p_c}(T_1 - T_2), \quad \text{para el fluido caliente.}$$

$$Q = mC_{p_f}(t_2 - t_1), \quad \text{para el fluido frío.}$$

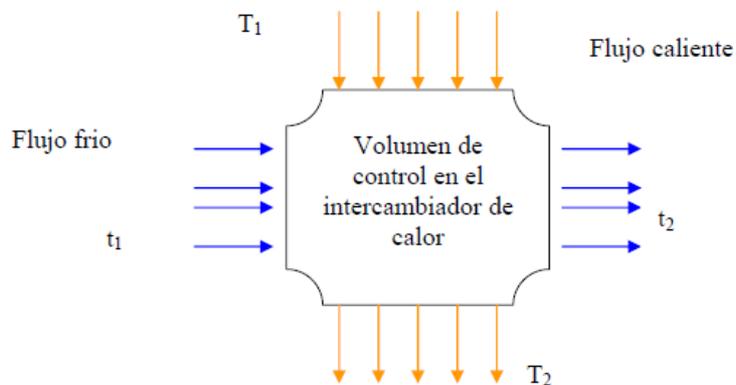


Figura 7.5.1. Volumen de control en un intercambiador de calor

Al producto de la masa con el C_p ($m \cdot C_p$) se le llamará C de ahora en adelante, modificando las ecuaciones anteriores tenemos:

$$Q = C_c(T_1 - T_2), \quad \text{para el fluido caliente.}$$

$$Q = C_f(t_2 - t_1), \quad \text{para el fluido frío.}$$

Se puede obtener otra expresión útil al relacionar la transferencia de calor con la diferencia de temperatura ΔT entre los fluidos, $\Delta T = T_c - T_f$. sin embargo como ΔT varía con la posición en el intercambiador, es necesario trabajar con la diferencia de temperatura media adecuada.

7.5.1 Diferencia entre el método NTU y LMTD

Número del método de las unidades de la transferencia (NTU) se utiliza para calcular el índice de transferencia térmica dentro de intercambiadores de calor (especialmente en intercambiadores contracorriente) cuando hay información escasa para calcular la diferencia Logarítmica de temperatura LMTD la cual se utiliza para determinar la fuerza impulsora de temperatura para el traspaso térmico en sistemas de flujo estable. El LMTD es un promedio logarítmico de la diferencia de la temperatura entre las corrientes calientes y frías en cada extremo del intercambiador. El uso del LMTD es aplicable en el análisis de un intercambiador de calor con caudal constante y las características termales similares (tiene la misma temperatura nominal en todos los puntos de la superficie de transferencia de calor) Cuanto más grande es el LMTD, se transfiere más el calor. Hay casos en las que las cuatro temperaturas usadas para calcular el LMTD no están disponibles, y el método de NTU es preferible.

El método procede calculando la capacidad de calor (es decir. el caudal se multiplica por el calor específico) C_h y C_c para los líquidos calientes y fríos respectivamente, y denotando el más pequeño como C_{min} . Este valor de q_{max} es el calor máximo que se podría transferir entre los líquidos. *Eficacia*, E se define entonces en términos de ese calor máximo:

Donde,

$$q = C_h(T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c(T_{c,o} - T_{c,i}), \text{ es el calor real transferido entre los líquidos.}^4$$

Excepciones

Se ha asumido que el índice del cambio para la temperatura de ambos líquidos es proporcional a la diferencia de la temperatura; esta excepción es válida para los líquidos con una constante en su calor específico, que es una buena descripción de los líquidos que cambian su temperatura sobre un rango relativamente pequeño. Sin embargo, si el calor específico cambia, la utilización del método LMTD no será acertado. Un caso particular donde no es aplicable el LMTD es en condensadores

⁴ WARK Kenneth, termodinámica, sexta edición, editorial McGraw-Hill, México 2001

y calderas, donde el calor latente asociado al cambio de la fase hace a inválida esta hipótesis.

7.5.2 Intercambiador de calor flujo paralelo

Se hace un balance de la energía para cada fluido, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones.

- La única transferencia de calor es entre los dos fluidos
- La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante
- Los calores específicos se toman constantes
- El producto de UA es constante
- Se trabajan con valores promedios de U y Cp (Ver Fig. 7.5.2.)

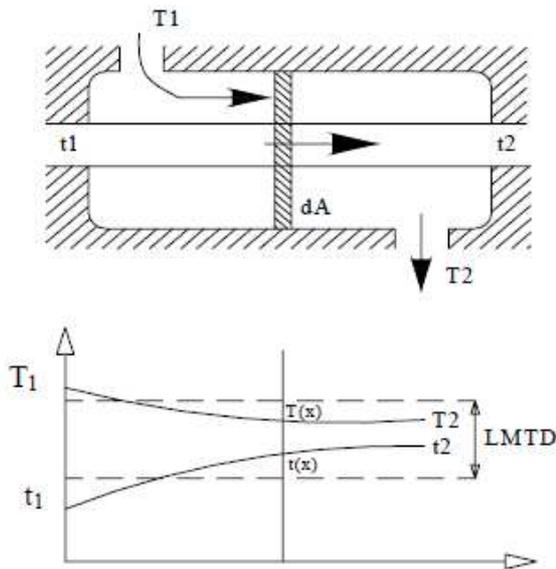


Figura 7.5.2 Distribuciones de temperatura para un intercambiador de calor de flujo paralelo

Para un diferencial de área dA tenemos el siguiente balance de energía:

$$\partial q = -C_c \partial T \quad \partial T = \frac{-\partial q}{C_c} \quad (1)$$

$$\partial q = -C_f \partial t \quad \partial t = \frac{-\partial q}{C_f} \quad (2)$$

$$\delta q = U (T - t) \delta A \quad (3)$$

Restando las dos primeras ecuaciones anteriores:

$$\partial(T-t) = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right)\partial q$$

Ecuación 7.5.1

y reemplazando dq de la ecuación (3) en la ecuación 7.5.2.1:

$$\partial(T-t) = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right)U(T-t)\partial A$$

Reordenando la ecuación anterior

$$\frac{\partial(T-t)}{(T-t)} = -\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right)U\partial A$$

E integrando

$$\int -d\left(\frac{T-t}{T-t}\right) = \int U\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right)dA$$

$$\ln\left(\frac{T_2-t_2}{T_1-t_1}\right) = -UA\left(\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f}\right)$$

Ecuación 7.5.2

Al sustituir Cc y Cf de las ecuaciones de balance de energía global, Cc = (T1 – T2)/q y Cf = (t2 – t1)/q, tenemos:

$$\ln\left(\frac{T_2-t_1}{T_1-t_2}\right) = UA \frac{((T_2-t_2)-(T_1-t_1))}{Q}$$

Despejando Q:

$$Q = UA \frac{((T_2-t_2)-(T_1-t_1))}{\ln\left(\frac{T_2-t_2}{T_1-t_1}\right)}$$

$$Q = UA * \Delta T_{LMTD}$$

Ecuación 7.5.3⁵

Por lo tanto el LMTD es la temperatura media adecuada. A menudo no es conveniente suponer que el UA es constante a lo largo del intercambiador, lo que puede deberse a los efectos de entrada (mientras se desarrolla la capa límite) y a variaciones de las propiedades del fluido. Si sólo interesa la región de entrada entonces podemos reemplazar U en la ecuación 5 por un valor medio de U:

$$Q = UA \Delta T_{lm}; \quad U = \frac{1}{L} \int_0^L U dx$$

Ecuación 7.5.4⁶

Si las variaciones de las propiedades del fluido también son importantes entonces es necesario integrar la ecuación 7.5.4 en forma numérica, ya que U, C_c, y C_f y varia a lo largo del intercambiador. (Ver Fig. 7.5.3)

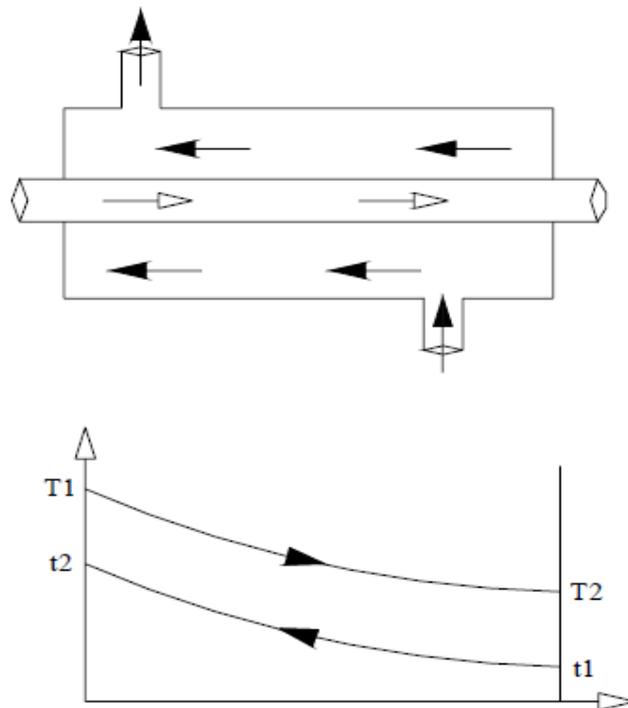


Figura 7.5.3 Variaciones de las propiedades del fluido.

⁵ WARK Kenneth, termodinámica, sexta edición, editorial McGraw-Hill, México 2001

⁶ WARK Kenneth, termodinámica, sexta edición, editorial McGraw-Hill, México 2001

Con el mismo análisis del intercambiador anterior se puede demostrar que la ecuación anterior también se aplica a este caso, pero la diferencia de temperatura en los flujos extremos la hace variar un tanto:

Vamos a suponer que el coeficiente global de transferencia de calor u , se toma constante sobre la línea.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{((T_2 - t_2) - (T_1 - t_1))}{Ln\left(\frac{(T_2 - t_2)}{(T_1 - t_1)}\right)}$$

Como:

Entonces: $Q = U * A * LMTD_{cc}$ ⁷

Advierta que con las mismas temperaturas de entrada y salida se tiene, $LMTD_{cc} > LMTD_u$

7.5.3 Exergía

La **EXERGÍA** (o disponibilidad o energía disponible): Es el potencial de trabajo útil de una cantidad de energía en cierto estado especificado

- Para determinar la salida máxima de un proceso:
 - Se descartan todas las irreversibilidades.
 - El sistema debe estar en el *estado muerto* al final del proceso.
- **Un sistema estará en el estado muerto cuando:**
 - Se encuentre en equilibrio termodinámico con sus alrededores.
 - Se encuentre a la temperatura y presión de sus alrededores.
 - No tiene energía cinética o potencial relativa a sus alrededores.
 - No reacciona con los alrededores.

⁷ WARK Kenneth, termodinámica, sexta edición, editorial McGraw-Hill, México 2001

- No hay efectos magnéticos, eléctricos ni tensión superficial desbalanceados entre el sistema y sus alrededores
 - Los **alrededores** son todo lo que está fuera de las fronteras del sistema.
 - Los **alrededores inmediatos** a la porción de los alrededores que es afectada por el proceso.
 - El **ambiente** se refiere a la región más allá de los alrededores inmediatos cuyas propiedades no son afectadas por el proceso en ningún punto.
- La energía puede considerarse constituida por dos partes, una de ellas la que se puede aprovechar, llamada exergía, y otra que no es utilizable, denominada Anergía.

$$\text{ENERGÍA} = \text{EXERGÍA} + \text{ANERGÍA}$$

- Un proceso es tanto más irreversible, cuánto más exergía transforme en anergia.
- Es imposible el paso de anergia a exergía.

$$\text{EXERGÍA} = \text{Entalpia} \times \text{Flujo masico}$$

RELACIONES ENTRE ENERGIA Y EXERGIA

Los balances de energía y exergía para un flujo de un proceso en un sistema durante un intervalo de tiempo infinito pueden escribirse de la siguiente manera:

$$\text{ENTRADA ENERGIA} - \text{SALIDA ENERGIA} = \text{ACUMULACION ENERGIA} \quad (1)$$

$$\text{ENTRADA EXERGIA} - \text{SALIDA DE EXERGIA} - \text{CONSUMO DE EXERGIA} = \text{ACUMULACION EXERGIA} \quad (2)$$

Las ecuaciones de arriba demuestran que hay una gran diferencia entre la energía y la exergía, por ejemplo, la energía es conservada mientras que la exergía es consumida debido a irreversibilidades. La exergía indica la calidad de la energía, y en ningún proceso real es conservada pero se pierde o se destruye.

Las siguientes suposiciones son tomadas en cuenta en los cálculos a seguir.

- El sistema trabaja en condición estable
- Los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables
- La temperatura y presión del estado muerto son tomadas como las condiciones ambientales reales
- Los términos entrada y salida usados en las ecuaciones (1) y (2) son las cantidades netas después de contabilizar las importaciones y exportaciones

Con las anteriores suposiciones los balances de masa, energía y exergía para cualquier sistema de estado estable pueden ser escritas como:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad 8$$

$$\dot{Q} + \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad 9$$

$$\dot{E}_{\text{heat}} + \dot{W} = \sum \dot{m}_e \psi_e - \sum \dot{m}_i \psi_i + \dot{E}_{\text{dest}} \quad 10$$

Donde \dot{Q} y \dot{W} son las entradas netas de calor y trabajo, \dot{m} es el flujo másico del fluido, h es la entalpía i y e significan entrada y salida, \dot{E}_{dest} es la rata de destrucción de la exergía, y \dot{E}_{heat} es la transferencia neta de exergía, a una temperatura T , la cual está dada por la siguiente ecuación:

$$\dot{E}_{\text{heat}} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \dot{Q} \quad 11$$

⁸ Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations (Aysegul Abusoglu, Mehmet Kanoglu). Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

⁹ Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations (Aysegul Abusoglu, Mehmet Kanoglu). Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

¹⁰ Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations (Aysegul Abusoglu, Mehmet Kanoglu). Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

¹¹ Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations (Aysegul Abusoglu, Mehmet Kanoglu). Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

Donde T es la temperatura a la cual la transferencia ocurre. La exergía específica del flujo y la tasa total de exergía están dadas por:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

Ecuación 7.5.5¹²

Donde los subíndices 0 se refieren al estado muerto y T_0 a la temperatura del estado muerto. Las eficiencias de la energía y la exergía son representadas de la siguiente forma:

$$\eta = \left(\frac{\text{energy in products}}{\text{total energy input}} \right)$$

Ecuación 7.5.6¹³

$$\varepsilon = \left(\frac{\text{exergy in products}}{\text{total exergy input}} \right)$$

Ecuación 7.5.7¹⁴

Las ecuaciones para las eficiencias de energía y exergía para los principales tipos de procesos considerados en este documento están basados en las definiciones anteriores. En este documento se tendrán en cuenta procesos en turbinas, compresores e intercambiadores de calor. Las eficiencias isotrópicas de las turbinas y los compresores se expresan de la siguiente forma:

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_i - h_e}{h_i - h_{e,s}}$$

Ecuación 7.5.8¹⁵

¹²

¹³ Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations (Aysegul Abusoglu, Mehmet Kanoglu). Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

¹⁴ Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations (Aysegul Abusoglu, Mehmet Kanoglu). Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

¹⁵ Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations (Aysegul Abusoglu, Mehmet Kanoglu). Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

$$\eta_{\text{comp}} = \frac{W_s}{W_a} = \frac{h_{e,s} - h_i}{h_e - h_i}$$

Ecuación 7.5.9¹⁶

Donde W_a y W_s son los trabajos isotrópicos real y específico respectivamente, y el subíndice **S** se refiere al estado isotrópico. La eficiencia exérgica de una turbina adiabática puede ser definida como la medida de que tan bien la exergía del fluido es convertida en trabajo que sale por el eje:

$$\varepsilon_{\text{turb}} = \frac{W_a}{W_{\text{rev}}} = \frac{h_i - h_e}{h_i - h_e - T_0(s_i - s_e)}$$

Ecuación 7.5.10¹⁷

Donde W_{rev} es el trabajo reversible el cual es la suma del trabajo real y de la destrucción de la exergía. La eficiencia exérgica del compresor es similar pero en un sentido opuesto:

$$\varepsilon_{\text{comp}} = \frac{W_{\text{rev}}}{W_a} = \frac{h_e - h_i - T_0(s_e - s_i)}{h_e - h_i}$$

Ecuación 7.5.11¹⁸

Donde en este caso el trabajo reversible es la diferencia entre el trabajo real y la destrucción de la exergía. La eficiencia exérgica de los intercambiadores es medida como el aumento de la exergía en el fluido frío dividido por la disminución de la exergía del fluido caliente:

¹⁶ Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations (Aysegul Abusoglu, Mehmet Kanoglu). Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

¹⁷ Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations (Aysegul Abusoglu, Mehmet Kanoglu). Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

¹⁸ Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations (Aysegul Abusoglu, Mehmet Kanoglu). Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

$$\varepsilon_{\text{heat exc}} = \frac{(\dot{E}_e - \dot{E}_i)_{\text{cold}}}{(\dot{E}_i - \dot{E}_e)_{\text{hot}}} = \frac{\dot{m}_{\text{cold}}[h_e - h_i - T_0(s_e - s_i)]_{\text{cold}}}{\dot{m}_{\text{hot}}[h_i - h_e - T_0(s_i - s_e)]_{\text{hot}}}$$

Ecuación 7.5.12¹⁹

Donde \dot{m}_{cold} y \dot{m}_{hot} son las ratas de flujo de los fluidos frío y caliente, respectivamente.

¹⁹ Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations (Aysegul Abusoglu, Mehmet Kanoglu). Journal homepage: www.elsevier.com/locate/apthermeng

8 EQUIPOS A ESTUDIAR

- **E815 (Calentador de aire)**
- **E802 (Calentador de gases de cola)**
- **B801 (Caldera de recuperación)**
- **C801 (Compresor de aire)**
- **EC802 (Sobre calentador de vapor)**
- **EC801 (Economizador)**
- **TB802 (Expansor)**
- **STB801 (Turbina a Vapor)**
- **CO801 / E803 (Cámara de reacción)**

9 CALCULOS

Para efectos prácticos, a continuación se muestran las tablas de entalpías, entropías y calores específicos de las distintas sustancias que participan en el proceso a las diferentes temperaturas y presiones que se presentan a través de todo el proceso de producción de Acido Nitrico

Tabla 7.5.1. O₂ (Oxigeno Molecular)- Entalpía, Entropía y calor específico

O ₂	PRESION (PSI)	TEMP.(°F)	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	C _P ((Btu/Lbm°R)
		385	68,94		
122		385		1,5	
		364	64,12		
128		364		1,491	
		584	115,6		
125		584		1,548	
		1116			0,2549
		474			0,2341
		1201	269		
128		1201		1,661	
		1031	225,7		
125		1031		1,635	
		533	103,5		
123		533		1,537	
		165	19,38		
110		165		1,438	
		364	64,12		
107		364		1,502	
		892,5			0,2334
		732			0,2247
		622,5			0,2209

Tabla 7.5.2. N₂ (Nitrógeno Molecular) - Entalpía, Entropía y calor específico

N₂	PRESION (PSI)	TEMP.(°F)	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	C_p (Btu/Lbm°R)
		385	76,3		
122		385		1,595	
		364	71,4		
128		364		1,585	
		584	127,1		
125		584		1,647	
		1116			0,2731
		474			0,2527
		533	114,1		
123		533			
		165	21,9		
110		165		1,527	
		892,5			1,019
		732			0,2489
		622,5			0,2488

Tabla 7.5.3. NO (Oxido Nitroso)- Entalpía, Entropía y calor específico

NO	PRESION (PSI)	TEMP.(°F)	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	C_P (Btu/Lbm°R)
		385	1371		
122		385		1,645	
		1116			0,2647
		474			0,2446
		1201	1579		
128		1201		1,813	
		1031	1534		
125		1031		1,786	
		533	1408		
123		533		1,684	
		165	1319		
110		165			
		364	1366		
107		364		1,647	
		892,5			0,2523
		732			0,2382
		622,5			0,237

Tabla 7.5.4. NO₂ (Dióxido de Nitrógeno) - Entalpía, Entropía y calor específico

NO₂				
PRESION (PSI)	TEMP.(°F)	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	C_P (Btu/Lbm°R)
	385	378,4		
122	385		1,246	
	1116			0,263
	474			0,2272
	1201	579,4		
128	1201		1,409	
	1031	535		
125	1031			
	533	411,8		
123	533		1,283	
	165	332,3		
110	165		1,188	
	364	373,8		
107	364		1,247	
251	1031		1,352	
	892,5			0,244
	732			0,2382
	622,5			0,1988

Tabla 7.5.5. AGUA - Entalpía, Entropía y calor específico

AGUA				
PRESION (PSI)	TEMP.(°F)	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	C_P (Btu/Lbm°R)
122	385	1216		
122	385		1,617	
128	364	1203		
128	364		1,596	
125	584	1319		
125	584		1,724	
125	1116			0,5307
135	474			0,5259
128	1201	1638		
128	1201		1,961	
125	1031		1,906	
125	1031	1548		
123	533	1293		
123	533		1,701	
110	165	133,2		
110	165		0,2392	
107	364	1207		
107	364		1,62	
123	892,5			0,5239
110	732			0,2084
14,7	622,5			1
14,9	307,5			0,3257
400	315,5			1,033
400	315,5	286,4		
400	315,5		0,4575	

Cualquier dato adicional requerido será mostrado en el cálculo específico en el cual sea requerido.

9.1 FORMULAS

A continuación se muestran las formulas que serán usadas en los cálculos.

:

$$Q_{TRANSFERIDO} = U \times A_s \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El calor transferido $Q_{TRANSFERIDO}$, lo hayamos por la fórmula:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T.$$

La temperatura media del fluido caliente está dada por $T_{mc} = (T_1 + T_2) \times 0.5$

La capacidad calórica de la mezcla es igual a la sumatoria del producto de la fracción molar de cada sustancia y su capacidad calórica, esto es:

$$C_p = \sum_{i=1}^n G_i \times C_{pi}$$

$$U = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{A_s \times \Delta T_{LOG} \times F}$$

Cálculo de ΔT_{LOG}

$$\Delta T_{LOG} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

$$A_s = \pi \times D \times L,$$

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{Q_{MAX}}$$

$$Q_{MAX} = C_{MIN} \times (T_1 - T_4)$$

$$NTU = \frac{U \times A_s}{C_{MIN}} = \frac{30.51 \frac{Btu}{Hr \times ft^2 \times ^\circ F} \times 1093.3 ft^2}{35564.74 \frac{Btu}{Hr \times ^\circ F}} = 0.9397$$

Relación de capacidades calóricas C.

$$C = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}}$$

Para un intercambiador de tubo y coraza, de un paso por la coraza y 2, 4, 6... pasos por los tubos, la eficiencia se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\eta = 2 \times \left\{ 1 + C + \sqrt{(1 + C^2)} \times \left(\frac{1 + e^{(-NTU \times \sqrt{(1 + C^2)})}}{1 - e^{(-NTU \times \sqrt{(1 + C^2)})}} \right) \right\}^{-1}$$

El balance exergético de cualquier máquina térmica viene dado por la siguiente expresión:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} - \dot{X}_{dest} = \Delta X_{sistema}, \text{ donde:}$$

$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal}$: Tasa de transferencia de exergía por calor, trabajo y masa.

$-\dot{X}_{dest}$: Tasa de destrucción de exergía.

$\Delta X_{sistema}$: Tasa de cambio de exergía.

Todas las otras formulas especificas están en cada calculo

Para verificar que las conexiones de cada equipo por favor remitirse al Anexo 1. Diagrama de procesos NAN2.

Tabla 9.1.1 Exergias y eficiencias en cada punto del sistema

Ent/Sa	Punto	Fluido	Presion (psi)	Temperatura (°F)	flujo masa (Lbm/hr)	Entalpia (Btu/Lbm)	Entropia (Btu/Lbm °R)	Exergia especifica (Btu/Lbm)	Rata de exergia (Btu/hr)	Equipo	Exergia	Eficiencia exergetica	Perdidas exergeticas
Entrada	9	Gas proceso	125	1031	163608	454.88	1.730	218.63	35769395	B801			
Salida	10	Gas proceso	124	436	163608	292.93	1.646	102.68	16799977	B801	18969418		
Entrada	7	Vapor	250	406	30000	381.60	0.574	83.02	2490657	B801			
Salida	8+9	Vapor	275	436	30000	1221.00	1.539	367.66	11029761	B801	8539104	45%	10430314
Entrada	21	Gas cola	107	364	140739	81.00	1.584	97.15	13673216	E803			
Salida	22	Gas cola	102	1100	140739	302.59	1.768	218.34	30728390	E803	17055172		
Entrada	8'	Gas proceso	130	1700	163608	945.66	1.899	608.44	99546360	E803			
Salida	8	Gas proceso	128	1201	163608	505.71	1.764	248.02	40578222	E803	58968138	29%	41912964
Entrada	11	Gas proceso	123	533	163608	336.74	1.556	133.13	21781420	E802			
Salida	12	Gas proceso	122	385	163608	296.19	1.562	126.26	20656884	E802	1124536		
Entrada	20	Gas cola	110	165	140739	25.07	1.514	79.20	11146951	E802			
Salida	21	Gas cola	107	364	140739	81.00	1.584	97.15	13673216	E802	2526265	45%	1401729
Entrada	4	Aire proceso	128	364	153888	82.32	1.563	97.91	15066559	E815			
Salida	6	Aire proceso	135	584	153888	137.66	1.625	119.64	18410659	E815	3344100		
Entrada	8	Gas proceso	128	1201	163608	505.71	1.764	248.02	40578222	E815			
Salida	9	Gas proceso	125	1031	163608	454.88	1.730	218.63	35769395	E815	4808827	70%	1464727
Salida	1	Vapor	250	422	19041	175.3	0.3629	95.63	1820857	EC801			
Entrada	19	Vapor	250	406	19041	182	0.3794	100.91	1921412	EC801	100556		
Entrada	25	Gas cola	14.7	623	140946	147.39	1.816	37.48	5282752	EC801			
Salida	26	Gas cola	14.9	447	140946	92.49	1.745	21.33	3006124	EC801	2276627	4%	2176072
Entrada	6	Agua caldera	345	229	34967	198.00	0.337	17.01	594689	EC802			
Salida	7	Agua caldera	325	406	34967	381.60	0.574	71.23	2490657	EC802	1895968		
Entrada	23	Gas cola	15	585	140739	137.14	1.792	60.05	8450704	EC802			
Salida	24	Gas cola	14.8	580	140739	137.13	1.791	58.40	8218454	EC802	232250	12%	1663718
Entrada	15	Vapor	250	550	30000	1293.00	1.701	367.66	11029761	STB801			
Salida	16	Vapor	15	103	30000	71.05	0.135	2.29	68700	STB801	10961061		
Entrada	22	Gas cola	102	1100	140739	302.59	1.768	218.34	30728390	TB801			
Salida	23	Gas cola	15	585	140739	137.14	1.792	60.05	8450704	TB801	22277687		
Entrada	2	Aire entrada	15	90	177342	4.49	1.575	1.48	262313	C801			
Salida	3	Aire proceso	140	364	177342	97.33	1.557	104.25	18487501	C801	18225188	55%	15013559.98

Tabla 9.1.2

CALCULOS TERMODINAMICOS	FLUIDO FRIO			
	EQUIPO	FLUJO MASICO Lbm/H	CAPACIDAD CALORIFICA Btu/H'R	CALOR TRANSFERIDO Btu/H
E 802	140739	0,2527	5806546,82	265
E 815	153888	0,2514	8511237,5	474
CO 801	140739	0,2527	26175652,5	732
EC 802	15000	1,034	232650	522,5
EC 801	19041	0,6608	201316,68	414

CALCULOS TERMODINAMICOS	FLUIDO CALIENTE				
	EQUIPO	FLUJO MASICO Lb/H	CAPACIDAD CALORIFICA Btu/H'R	CALOR TRANSFERIDO Btu/H	TEMP. MEDIA °F
E 802	163608	0,2775	5780150,73	459	5806546,82
E 815	163608	0,2976	8277255,93	1116	8511237,5
CO 801	163688	0,2775	26188935,7	892,5	26175652,5
EC 802	140739	0,2565	324895,98	580,5	232650
EC 801	140994	0,2463	6109839,97	535	201316,68

CALCULOS TERMODINAMICOS	SISTEMA			
	EQUIPO	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U Btu/H²*Ft²*°F	EFICIENCIA	EFICIENCIA POR METODO DE LA EFECTIVIDAD
E 802	30,51	44%	48%	1048172,5
E 815	30,84	26%	25,9	8112635,22
CO 801	156,73	88%	64%	
EC 802	16,099	72%	72%	
EC 801	4,973	7%	13,59	11570070,6

9.2 Análisis del intercambiador E-802

Tabla 9.2.1 Análisis del intercambiador E-802

E802	Flujo caliente		Flujo frio	
	Línea # (Ver Fig. 9.2.1)	11	12	20
UNIDADES	Lb/H	Lb/H	Lb/H	Lb/H
Oxigeno (O2)	8580	8580	6031	6031
Nitrógeno (N2)	117373	117373	133355	133355
NO+NO2	20556	20556	448	448
Acido Nítrico (HNO3)				
Agua (H2O)	17099	17099	905	905
Amoniaco (NH3)				
Total Flujo	163608	163608	140739	140739
Temp (°F)	533	385	165	364
Presión (PSI)	123	122	110	107

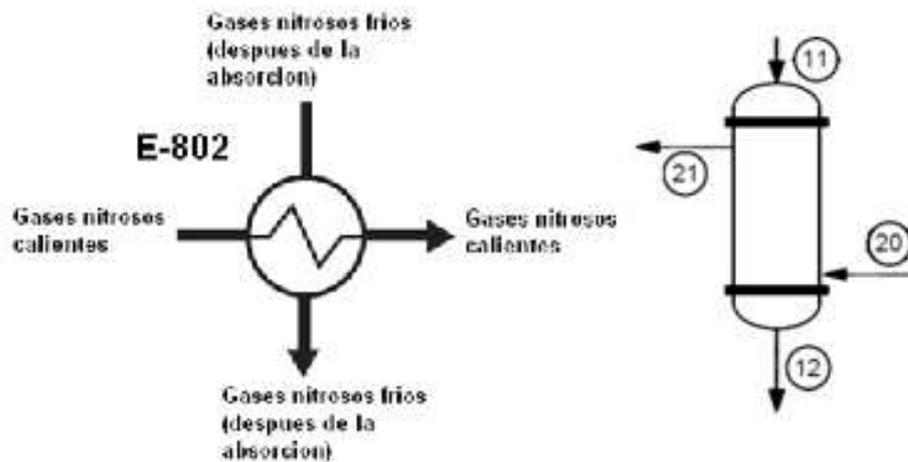


Figura 9.2.1 Esquema del E-802

CALCULO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR E-802 (CORAZA-TUBO)

Hallamos el coeficiente global de transferencia de calor U, mediante la siguiente expresión:

$$Q_{TRANSFERIDO} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El calor transferido $Q_{TRANSFERIDO}$, lo hallamos por la fórmula:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T.$$

Que para el fluido caliente será $Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C$.

Y para el fluido frío es $Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F$.

Cálculo de Q_C .

m_C : Flujo másico del fluido caliente=**163608 Lbs/H**

C_{PC} : Capacidad calórica del fluido caliente

ΔT_C : Diferencia de temperaturas del fluido caliente= (533-385)=**148 °F**.

Para hallar las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío C_{PC} y C_{PF} , tenemos que encontrar los valores a la temperatura media de los fluidos respectivos, es decir la propiedad C_p para la mezcla de gases.

La temperatura media del fluido caliente está dada por $T_{mc} = (T_1 + T_2) \times 0.5$, y para el fluido frío será $T_{mf} = (T_3 + T_4) \times 0.5$ donde:

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente, (°F).

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente, (°F).

T_3 : Temperatura de entrada del fluido frío, (°F).

T_4 : Temperatura de salida del fluido frío, (°F).

$$T_{mc} = (533^\circ\text{F} + 385^\circ\text{F}) \times 0.5 = \mathbf{459^\circ\text{F}}$$

$$T_{mf} = (165^\circ\text{F} + 364^\circ\text{F}) \times 0.5 = \mathbf{265^\circ\text{F}}$$

Teniendo los valores de las temperaturas medias, hallamos los valores de las capacidades calóricas de los componentes de la mezcla del gas de proceso a esas temperaturas.

A continuación le mostramos las tablas para las capacidades calóricas y los flujos de los diferentes elementos a las diferentes temperaturas y presiones. Para nuestro caso las temperaturas medias son 459 °F para el fluido caliente y 265 °F para el fluido frío.

Tabla 9.2.2. Capacidades caloríficas y flujo (salida)

Flujo de salida T= 385°F P=122 Psi (Fluido caliente)				
Material	Flujo (Lb/h)	Cp. (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	8274	0,2334	0,050572	0,011804
N2	117373	0,2523	0,717404	0,181001
NO+NO2	20862	0,235	0,127512	0,029965
Agua	17099	0,5239	0,104512	0,054754
Total	163608			0,277524

Tabla 9.2.3. Capacidad calorífica y flujo (entrada)

Flujo de Entrada T= 165°F P=110 Psi (Fluido frío)				
Material	Flujo (Lb/h)	Cp. (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	6031	0,2247	0,042852	0,009629
N2	133355	0,2489	0,947534	0,235841
NO+NO2	448	0,2233	0,003183	0,000711
Agua	905	1,019	0,00643	0,006553
Total	140739			0,252733

Tabla 9.2.4. Capacidades calorificas y flujo (salida)

Flujo de salida T= 364°F P=107 Psi (Fluido frío)				
Material	Flujo (Lb/h)	Cp. (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	6031	0,2247	0,042852	0,009629
N2	133355	0,2489	0,947534	0,235841
NO+NO2	448	0,2233	0,003183	0,000711
Agua	905	1,019	0,00643	0,006553
Total	140739			0,252733

La capacidad calórica de la mezcla es igual a la sumatoria del producto de la fracción molar de cada sustancia y su capacidad calórica, esto es:

$$C_p = \sum_{i=1}^n G_i \times C_{pi}$$

La fórmula anterior queda resumida en una hoja de cálculo en Excel de la siguiente manera, sabiendo que la fracción molar (G) se obtiene del cociente del flujo del componente de la mezcla y el flujo total de la mezcla.

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido caliente. (C_{PmC})

$$(C_{PmC})=0.2775 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ R$$

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido frío. (C_{Pmf})

$$(C_{Pmf})=0.2527 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ R$$

Conocidas las capacidades calóricas de la mezcla para cada uno de los fluidos, procedemos a calcular el calor transferido.

Cálculo del calor transferido por el fluido caliente

$$Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C =$$

$$140739 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2775 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ R \times (992.67^\circ R - 844.67^\circ R) = 5780150.73 \text{ Btu} / \text{Hr} .$$

Conversiones:
 $533^\circ F = 992.67^\circ R$
 $385^\circ F = 844.67^\circ R$

Cálculo del calor transferido por el fluido frío

$$Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F$$

$$= 140739 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2527 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ R \times (823.67^\circ R - 624.67^\circ F) = 5806546.82 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

Conversiones:

$$364^\circ F = 823.67^\circ R$$

$$165^\circ F = 624.67^\circ R$$

Teniendo el calor transferido podemos realizar el cálculo térmico del intercambiador para posteriormente hallar la eficiencia del mismo.

CALCULO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR E-802

$$Q_{TRANSFERID O} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El objetivo acá es calcular el coeficiente global de transferencia de calor U, que despejándola de la ecuación nos queda:

$$U = \frac{Q_{TRANSFERID O}}{A_S \times \Delta T_{LOG} \times F}$$

Cálculo de A_s .

$A_s = \pi \times D \times L$, el diámetro de la tubería es 1" y la longitud por tubo es 11 ft 7 ¼" o sea 11.6 pies, pero el intercambiador tiene 360 tubos lo cual quiere decir que la longitud total del intercambiador se obtiene del producto de la longitud por tubo 11.6 pies y el # de tubos del intercambiador 360, luego **L=4176 pies**.

$$A_s = \frac{\pi \times D \times L}{12} = \frac{\pi \times 1 \text{ ft} \times 4176 \text{ ft}}{12} = 1093.3 \text{ ft}^2$$

Cálculo de ΔT_{LOG}

$$\Delta T_{LOG} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

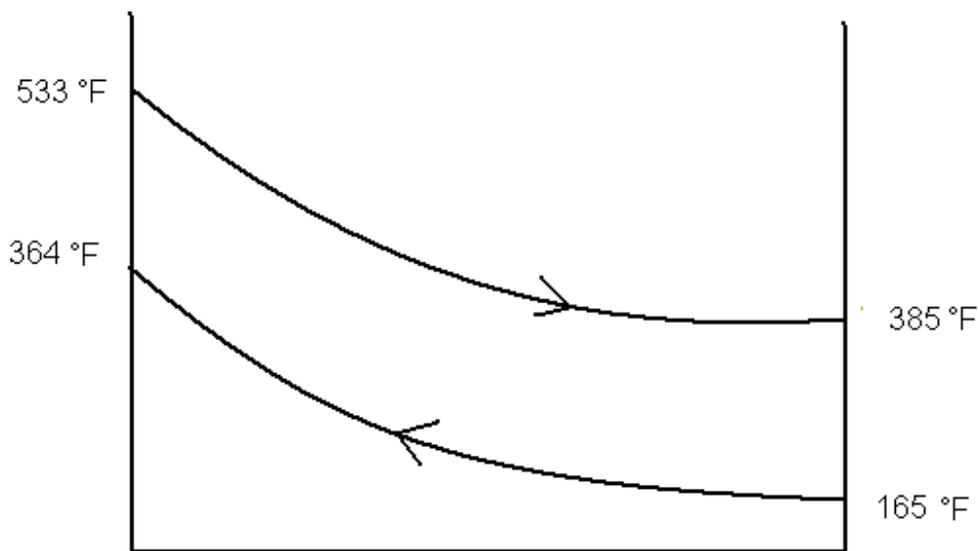
Donde ΔT_1 : Diferencia de temperaturas de intercambio calientes.

ΔT_2 : Diferencia de temperaturas de intercambio frías.

$$\Delta T_1 = T_1 - T_3 = 533^\circ F - 364^\circ F = 169^\circ F$$

$$\Delta T_2 = T_2 - T_4 = 385^\circ F - 165^\circ F = 220^\circ F$$

$$\Delta T_{LOG} = \frac{169^\circ F - 220^\circ F}{\ln \frac{169}{220}} = 193.38^\circ F$$



9.2.2 Variación de temperatura del E-802

CALCULO DEL FACTOR DE CORRECCION F

Se determina hallando las constantes P y R, que se localizan en la figura 11-18^a del libro de transferencia de calor y masa de Cengel 3^a edición, página 626, con la caracterización de un paso por la coraza y 2,4,6,etc.(cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, \text{ donde}$$

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente.

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente.

t_1 : Temperatura de entrada del fluido frío.

t_2 : Temperatura de salida del fluido frío.

$$P = \frac{364^\circ F - 165^\circ F}{533^\circ F - 165^\circ F} = 0.5407$$

$$R = \frac{533^\circ F - 385^\circ F}{364^\circ F - 165^\circ F} = 0.7437$$

Con estos valores entramos a la figura 11-18a y encontramos para F un valor de 0.9

CÁLCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U

Encontrados los términos de la ecuación procedemos a hacer el cálculo de U,

$$U = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{A_s \times \Delta T_{LOG} \times F}$$

$$U = \frac{5806546.82 \text{ Btu} / \text{Hr}}{1093.3 \text{ ft}^2 \times 193.38^\circ \text{ F} \times 0.9} = 30.51 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ \text{ F}}$$

Cálculo de la eficiencia del E-802

La eficiencia de un intercambiador de calor se define como la relación entre el calor transferido y el calor máximo, la ecuación que lo rige es:

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{Q_{MAX}}$$

Nuestro objetivo ahora es hallar el Q_{MAX} y que por definición es:

$$Q_{MAX} = C_{MIN} \times (T_1 - T_4)$$

El C_{MIN} se encuentra escogiendo el menor de los valores de las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío.

$$C_C = m \times C_p = 163608 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2775 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{ R} = 45401.22 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{ R}$$

$$C_F = m \times C_p = 140739 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2527 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{ R} = 35564.74 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{ R}$$

Con C_C como la capacidad calórica del fluido caliente y C_F la capacidad calórica del fluido frío, nuestro C_{MIN} es 35564.74 Btu/Hr °R, calculando Q_{MAX} , obtenemos:

$$Q_{MAX} = 35564.74 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{ F} \times (992.67^\circ \text{ R} - 624.67^\circ \text{ R}) = 13087824 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{Q_{MAX}} = \frac{5806546.82 \text{ Btu} / \text{Hr}}{13087824.32 \text{ Btu} / \text{Hr}} = 0.4436 \text{ Expresado en \%} = 44.36\%$$

CÁLCULO DE LA EFICIENCIA POR EL MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD

$$NTU = \frac{U \times A_s}{C_{MIN}} = \frac{30.51 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ \text{ F}} \times 1093.3 \text{ ft}^2}{35564.74 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times ^\circ \text{ F}}} = 0.9397$$

Hallo la relación de capacidades calóricas C.

$$C = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} = \frac{35564.74}{45401.22} = 0.7833$$

Para un intercambiador de tubo y coraza, de un paso por la coraza y 2, 4, 6... pasos por los tubos, la eficiencia se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\eta = 2 \times \left\{ 1 + C + \sqrt{(1 + C^2)} \times \left(\frac{1 + e^{(-NTU \times \sqrt{(1 + C^2)})}}{1 - e^{(-NTU \times \sqrt{(1 + C^2)})}} \right) \right\}^{-1}$$

	Valor
NTU	0,9397
C	0,7833

$$\eta = 2 \times \left\{ 1 + 0.7833 + \sqrt{(1 + 0.7833^2)} \times \left(\frac{1 + 0.3031}{1 - 0.3031} \right) \right\}^{-1} = 2 \times (4.1585)^{-1} = 0.4809$$

Llevándolo a porcentaje nos queda $\eta = 48.09\%$

BALANCE EXERGETICO DEL E-802

El balance exergetico de cualquier máquina térmica viene dado por la siguiente expresión:

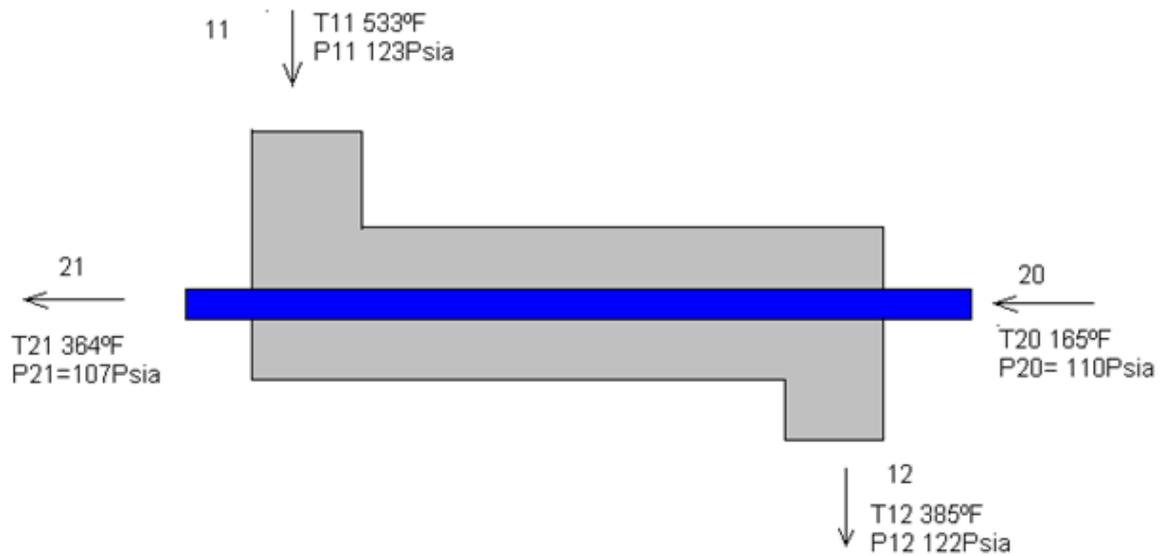
$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} - \dot{X}_{dest} = \Delta X_{sistema}, \text{ donde:}$$

$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal}$: Tasa de transferencia de exergía por calor, trabajo y masa.

$-\dot{X}_{dest}$: Tasa de destrucción de exergía.

$\Delta X_{sistema}$: Tasa de cambio de exergía.

Las variables de entrada y salida quedan definidas según esquemático del E-802 que se encuentra en el diagrama de proceso NAPP 22 de la planta. Ver anexo 2.



9.2.3 Esquemático del intercambiador E-802

Como el proceso es de flujo estable entonces la tasa de destrucción de exergía $-\dot{X}_{dest}$ y la tasa de cambio de exergía $\Delta\dot{X}_{sistema}$ se hacen cero lo que nos simplifica el balance de exergía como:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} = 0$$

$$\dot{X}_{ent} = \dot{X}_{sal}$$

$$\dot{m}_{11} \psi_{11} + \dot{m}_{20} \psi_{20} = W_{rev} + \dot{m}_{12} \psi_{12} + \dot{m}_{21} \psi_{21}$$

$$W_{rev} = \dot{m}_{11} \psi_{11} + \dot{m}_{20} \psi_{20} - \dot{m}_{12} \psi_{12} - \dot{m}_{21} \psi_{21}$$

$$W_{rev} = \dot{m}_{11} \times (h_{11} - T_0 \times S_{11}) + \dot{m}_{20} \times (h_{20} - T_0 \times S_{20}) - \dot{m}_{12} \times (h_{12} - T_0 \times S_{12}) - \dot{m}_{21} \times (h_{21} - T_0 \times S_{21})$$

Para calcular el Trabajo reversible, hay que hallar los valores de entalpías y entropías que nos pide la ecuación, estas las podemos hallar con el software EES. **Entalpías y entropías del fluido de entrada caliente. (533°F y 123Psia)**

Capacidades

Ahora bien como lo que tenemos es una mezcla de gases, hallamos la pareja de entalpías y entropías

Tabla 9.2.5. Fluido caliente de Entrada

Fluido caliente de Entrada T=533 °F P=123 Psi						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R)	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	8580	1,537	103,5	0,052442	0,08060	5,427791
N2	117373	1,635	114,1	0,717404	1,17949	81,85577
NO+NO2	20556	1,4835	909,9	0,125642	0,18632	114,3215
Agua	17099	1,701	1293	0,104512	0,17777	135,134
Total	163608				1,62418	336,739

Tabla 9.2.6. Fluido caliente de salida

Fluido caliente de salida T= 385°F P=122 Psi						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R)	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	8580	1,488	68,94	0,052442	0,078033	3,486441
N2	117373	1,583	76,73	0,717404	1,135644	55,04639
NO+NO2	20556	1,4455	874,7	0,125640	0,182728	110,5725
Agua	17099	1,589	1216	0,104512	0,166069	127,0866
Total	163608				1,562474	296,1919

Tabla 9.2.7. Fluido frío de Entrada

Fluido frío de Entrada T=165°F P=110 Psi						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R)	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	6031	1,438	19,38	0,042852	0,061622	0,830479
N2	133355	1,527	21,9	0,947534	1,446885	20,751
NO+NO2	448	1,384	825,65	0,003183	0,004406	2,628207
Agua	905	0,2392	133,2	0,00643	0,001538	0,856522
Total	140739				1,51445	25,0662

Tabla 9.2.8. Fluido frío de Salida

Fluido frío de salida T= 364°F P=107 Psi						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R)	ENTALPIA (Btu/Lbm)	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	6031	1,502	64,12	0,042852	0,064364	2,747694
N2	133355	1,598	71,47	0,947534	1,514159	108,217
NO+NO2	448	1,447	869,9	0,003183	0,004606	4,006835
Agua	905	1,62	1207	0,00643	0,010417	12,57351
Total	140739				1,593547	127,545

$$\begin{aligned}
 h_{11} &= 336.7390 \text{ Btu/Lbm} & S_{11} &= 1.5560 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R} \\
 h_{12} &= 296.1919 \text{ Btu/Lbm} & S_{12} &= 1.5718 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R} \\
 h_{20} &= 25.0662 \text{ Btu/Lbm} & S_{20} &= 1.5144 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R} \\
 h_{21} &= 127.545 \text{ Btu/Lbm} & S_{21} &= 1.5935 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R}
 \end{aligned}$$

Flujos másicos

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = 163608 \text{ Lb} / \text{hr}$$

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} = 140739 \text{ Lb} / \text{hr}$$

Cálculo del trabajo reversible

$$\begin{aligned}
 W_{rev} &= 163608 \text{ Lb} / \text{hr} \times (336.739 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 1.556 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) + 140739 \text{ Lb} / \text{hr} \times (25.0662 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 1.5144 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) \\
 &- 163608 \text{ Lb} / \text{hr} \times (296.1919 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 1.5718 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) - 140739 \text{ Lb} / \text{hr} \times (127.545 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 1.5935 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) \\
 &= -70004492 \text{ Btu} / \text{hr} - 101206816.66 \text{ Btu} / \text{hr} + 77908594.95 \text{ Btu} / \text{hr} + 92254541.16 \text{ Btu} / \text{hr} = 1048172.5 \text{ Btu} / \text{hr} \\
 W_{rev} &= 1048172.5 \text{ Btu} / \text{hr}
 \end{aligned}$$

Ahora calculamos el flujo específico de exergia:

La exergia específica del flujo y la rata total de exergia están dadas por la siguiente fórmula:

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$$

Donde los subíndices **0** se refieren al estado muerto y T_0 a la temperatura del estado muerto.

Propiedades de los gases en estado muerto:

T=86 F P=14.224 Psi

O₂

h=1.981Btu/lbm

s=1.535Btu/lbm.R

N₂

h=2.239Btu/lbm

s=1.638Btu/lbm.R

NO

h=1300Btu/lbm

s=1.683Btu/lbm.R

NO₂

h=316.9Btu/lbm

s=1.25Btu/lbm.R

H₂O

h=54.07Btu/lbm

s=0.1043Btu/lbm.R

NH₃

h=669.7Btu/lbm

s=1.589Btu/lbm.F

Propiedades fluido caliente:

Entrada

T=533 F

P=123 Psi

h=336.74 Btu/lbm

s=1.624 Btu/lbm

Propiedades en estado estable de la mezcla:

Entalpia

Flujo O2= 0.0524x1.981 = 0.1034

Flujo N2= 1.7174x1.606 = 1.6062

Flujo NO+NO2= 0.1256x808.45 = 101.573

Flujo H2O= 0.1045x54.07 = 5.6508

H=108.933 btu/lbm

Entropía

Flujo O2= 0.0524x1.535 = 0.0880

Flujo N2= 1.7174x1.638 = 1.1751

Flujo NO+NO2= 0.1256x1.466 = 0.1842

Flujo H2O= 0.1045x0.104 = 0.0109

S=1.450 btu/lbm

336.739 btu/lbm – 108.933 btu/lbm – 545.67 R(1.624 btu/lbm.R – 1.450 btu/lbm.R)

Exergia especifica = 133.1317 btu/lbm

Rata de exergia = 133.1317 btu/lbm x 163608 lbm/hr = 21781420 btu/hr

Salida fluido caliente

T= 385 F

P= 122 Psi

h= 296.19 Btu/lbm

s= 1.562 Btu/lbm

$$296.19 \text{ btu/lbm} - 108.933 \text{ btu/lbm} - 545.67 \text{ R}(1.562 \text{ btu/lbm.R} - 1.450 \text{ btu/lbm.R})$$

$$\text{Exergia especifica} = 126.26 \text{ btu/lbm}$$

$$\text{Rata de exergia} = 133.1317 \text{ btu/lbm} \times 163608 \text{ lbm/hr} = 20656884 \text{ btu/hr}$$

Fluido frio entrada

$$T=165 \text{ F}$$

$$P=110 \text{ Psi}$$

$$h=25.07 \text{ Btu/lbm}$$

$$s=1.514 \text{ Btu/lbm.R}$$

Propiedades en estado estable de la mezcla:

Entalpia

$$\text{Flujo O2=} \quad 0.0428 \times 1.981 = 0.0848$$

$$\text{Flujo N2=} \quad 0.9475 \times 1.606 = 2.1214$$

$$\text{Flujo NO+NO2=} \quad 0.0034 \times 808.45 = 2.5732$$

$$\text{Flujo H2O=} \quad 0.0064 \times 54.07 = 0.3476$$

$$\text{-----}$$

$$H=5.1227 \text{ btu/lbm}$$

Entropía

$$\text{Flujo O2=} \quad 0.0428 \times 1.535 = 0.0657$$

$$\text{Flujo N2=} \quad 0.9475 \times 1.638 = 1.5520$$

$$\text{Flujo NO+NO2=} \quad 0.0034 \times 1.466 = 0.0046$$

$$\text{Flujo H2O=} \quad 0.0064 \times 0.104 = 0.000670$$

$$\text{-----}$$

$$S=1.6231 \text{ btu/lbm}$$

$$25.07 \text{ btu/lbm} - 5.1227 \text{ btu/lbm} - 545.67 \text{ R}(1.514 \text{ btu/lbm.R} - 1.623 \text{ btu/lbm.R})$$

$$\text{Exergia especifica} = 79.21 \text{ btu/lbm}$$

$$\text{Rata de exergia} = 79.21 \text{ btu/lbm} \times 140739 \text{ lbm/hr} = 11146951 \text{ btu/hr}$$

Fluido frio salida

$$T=364 \text{ F}$$

$$P=107 \text{ Psi}$$

$$h=127.545 \text{ Btu/lbm}$$

$$s=1.593 \text{ Btu/lbm.R}$$

$$127.545 \text{ btu/lbm} - 5.1227 \text{ btu/lbm} - 545.67 \text{ R}(1.593 \text{ btu/lbm.R} - 1.623 \text{ btu/lbm.R})$$

$$\text{Exergia especifica} = 97.15 \text{ btu/lbm}$$

$$\text{Rata de exergia} = 97.15 \text{ btu/lbm} \times 140739 \text{ lbm/hr} = 13673216 \text{ btu/hr}$$

De esta forma calculamos la exergia especifica y la rata de exergia en cada punto del sistema, para los demás equipos omitiremos el procedimiento ya que es repetitivo lo que cambia son las condiciones. La exergia para cada equipo en cada punto se encuentra en la tabla 9.6

9.3 Análisis del intercambiador E-815

Tabla 9.3.1. E815

E815	Flujo frio		Flujo Caliente	
	4	6	8	9
Línea (Ver Fig. 9.3.1)	4	6	8	9
UNIDADES	Lb/Hr	Lb/Hr	Lb/Hr	Lb/Hr
Oxigeno (O2)	35446	35446	13460	12123
Nitrógeno (N2)	116736	116736	117373	117373
NO+NO2			15676	17013
Acido Nítrico (HNO3)				
Agua (H2O)	1706	1706	17099	17099
Amoniaco (NH3)				
Total Flujo	153888	153888	163608	163608
Temp (°F)	364	584	1201	1031
Presión (PSIG)	138	135	128	125

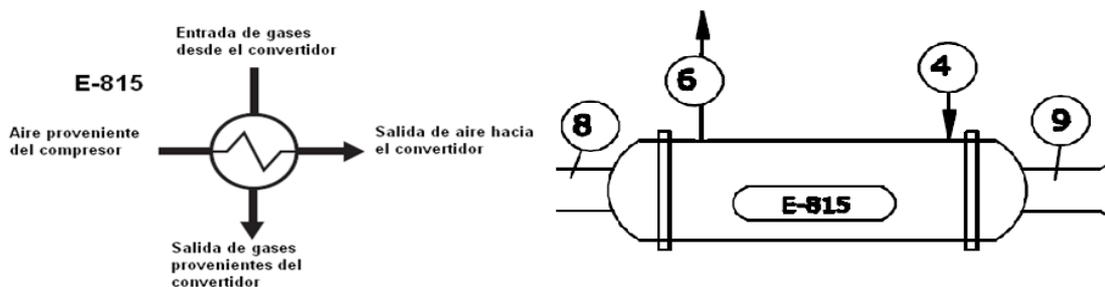


Figura 9.3.1 Esquema del E-815

CALCULO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR

El objetivo que persigue este cálculo es hallar el coeficiente global de transferencia de calor U, mediante la expresión:

$$Q_{TRANSFERIDO} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El calor transferido $Q_{TRANSFERIDO}$, lo hallamos por la fórmula:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T.$$

Que para el fluido caliente será $Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C$.

Y para el fluido frío es $Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F$.

Cálculo de Q_C .

m_C : Flujo másico del fluido caliente=**163608 Lbs/H**

C_{PC} : Capacidad calórica del fluido caliente

ΔT_C : Diferencia de temperaturas del fluido caliente= (1201-1031)=**170 °F**.

Para hallar las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío C_{PC} y C_{PF} , tenemos que encontrar los valores a la temperatura media de los fluidos respectivos, es decir la propiedad C_p para la mezcla de gases.

La temperatura media del fluido caliente está dada por $T_{mc} = (T_1 + T_2) \times 0.5$, y para el fluido frío será $T_{mf} = (T_3 + T_4) \times 0.5$ donde:

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente, (°F).

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente, (°F).

T_3 : Temperatura de entrada del fluido frío, (°F).

T_4 : Temperatura de salida del fluido frío, (°F).

$$T_{mc} = (1201^\circ\text{F} + 1031^\circ\text{F}) \times 0.5 = 1116^\circ\text{F}$$

$$T_{mf} = (364^\circ\text{F} + 584^\circ\text{F}) \times 0.5 = 474^\circ\text{F}$$

Teniendo los valores de las temperaturas media hallamos los valores de las capacidades calóricas de los componentes de la mezcla del gas de proceso a esas temperaturas.

La capacidad calórica de la mezcla es igual a la sumatoria del producto de la fracción molar de cada sustancia y su capacidad calórica, esto es:

$$C_p = \sum_{i=1}^n G_i \times C_{pi}$$

La fórmula anterior queda resumida en una hoja de cálculo en Excel de la siguiente manera, sabiendo que la fracción molar (G) se obtiene del cociente del flujo del componente de la mezcla y el flujo total de la mezcla.

Tabla 9.3.2. Flujo caliente entrada E815

Flujo de Entrada T= 1201°F P=128 Psi (Fluido caliente)				
Material	Flujo (Lbm/h)	Cp. (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	13460	0,2549	0,08227	0,020971
N2	117373	0,2731	0,717404	0,195923
NO+NO2	15676	0,2638	0,095814	0,025276
Agua	17099	0,5307	0,104512	0,055465
Total	163608			0,297634

Tabla 9.3.3. Flujo caliente salida E815

Flujo de Salida T= 1031°F P=125 Psi (Fluido caliente)				
Material	Flujo (Lbm/h)	Cp. (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	13460	0,2549	0,08227	0,018888
N2	117373	0,2731	0,717404	0,195923
NO+NO2	15676	0,2638	0,095814	0,030221
Agua	17099	0,5307	0,104512	0,055141
Total	163608			0,300172

Tabla 9.3.4. Flujo frio entrada E815

Flujo de Entrada T= 364°F P=138 Psi (Fluido frío)				
Material	Flujo (Lb/h)	Cp. (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	35446	0,2341	0,230336	0,053922
N2	116736	0,2527	0,758578	0,191693
Agua	1706	0,5259	0,011086	0,00583
Total	163888			0,251444

Tabla 9.3.5. Flujo frio salida E815

Flujo de Salida T= 584°F P=135 Psi (Fluido frío)				
Material	Flujo (Lb/h)	Cp. (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	35446	0,2341	0,230336	0,053922
N2	116736	0,2527	0,758578	0,191693
Agua	1706	0,5259	0,011086	0,00583
Total	153888			0,251444

Luego hay que hallar la capacidad calórica de la mezcla para cada uno de los fluidos así:

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido caliente. (C_{Pmc})

$$(C_{Pmc})=0.2976 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ R$$

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido frío. (C_{Pmf})

$$(C_{Pmf})=0.2514 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ R$$

Conocidas las capacidades calóricas de la mezcla para cada uno de los fluidos, procedemos a calcular el calor transferido.

Cálculo del calor transferido por el fluido caliente

$$Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C = 163608 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2976 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ R \times (1660.67^\circ R - 1490.67^\circ R) = 8277255.93 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

Conversiones:

$$1201^\circ F = 1660.67^\circ R$$

$$1031^\circ F = 1490.67^\circ R$$

Cálculo del calor transferido por el fluido frío

$$Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F = 153888 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2514 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ R \times (1043.67^\circ R - 823.67^\circ F) = 8511237.5 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

$$\text{Conversiones: } 364^\circ F = 823.67^\circ R$$

$$584^\circ F = 1043.67^\circ R$$

Teniendo el calor transferido podemos realizar el cálculo térmico del intercambiador para posteriormente hallar la eficiencia del mismo.

CALCULO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR E-815

$$Q_{TRANSFERIDO} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El objetivo acá es calcular el coeficiente global de transferencia de calor U, que despejándola de la ecuación nos queda:

$$U = \frac{Q_{TRANSFERID} o}{A_s \times \Delta T_{LOG} \times F}$$

Cálculo de A_s .

$A_s = \pi \times D \times L$, el diámetro de la tubería es 1 ½" y la longitud por tubo es 8 ft, pero el intercambiador tiene 137 tubos lo cual quiere decir que la longitud total del intercambiador se obtiene del producto de la longitud por tubo 8 pies y el # de tubos del intercambiador 137, luego **L=1096 pies**.

$$A_s = \frac{\pi \times D \times L}{12} = \frac{\pi \times 1.5 \text{ ft} \times 1096 \text{ ft}}{12} = 430.4 \text{ ft}^2$$

Cálculo de ΔT_{LOG}

$$\Delta T_{LOG} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Donde ΔT_1 : Diferencia de temperaturas de intercambio calientes.

ΔT_2 : Diferencia de temperaturas de intercambio frías.

$$\Delta T_1 = T_1 - T_4 = 1201^\circ\text{F} - 584^\circ\text{F} = 617^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - T_3 = 1031^\circ\text{F} - 364^\circ\text{F} = 667^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{LOG} = \frac{617^\circ\text{F} - 667^\circ\text{F}}{Ln \frac{617}{667}} = 641.67^\circ\text{F}$$

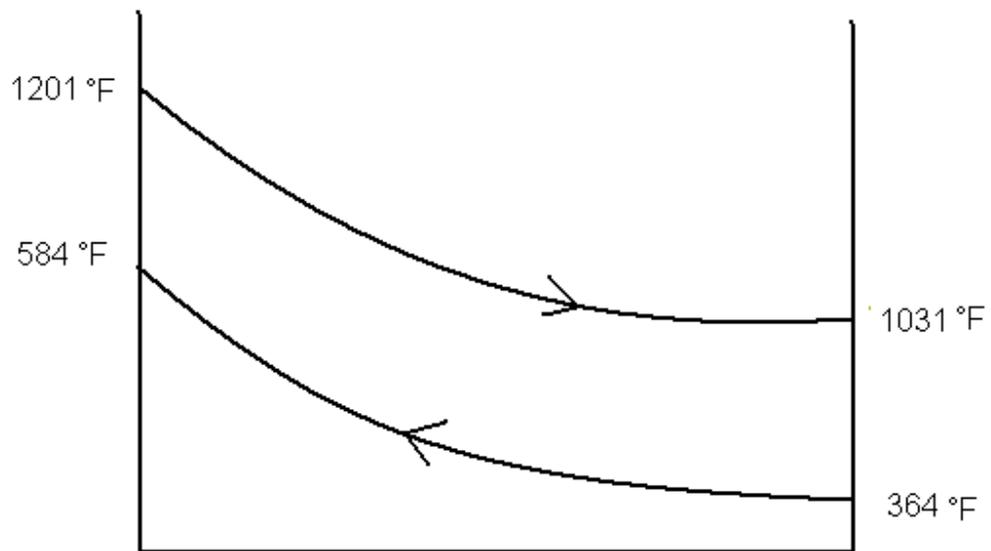


Figura 9.3.2 Variación de temperatura en el E-815

CALCULO DEL FACTOR DE CORRECCION F

Se determina hallando las constantes P y R, que se localizan en la figura 11-18^a del libro de transferencia de calor y masa de Cengel 3^a edición, página 626, con la caracterización de un paso por la coraza y 2,4,6,etc.(cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, \text{ donde}$$

T₁: Temperatura de entrada del fluido caliente.

T₂: Temperatura de salida del fluido caliente.

t₁: Temperatura de entrada del fluido frío.

t₂: Temperatura de salida del fluido frío.

$$P = \frac{584^\circ F - 364^\circ F}{1201^\circ F - 584^\circ F} = 0,3565$$

$$R = \frac{1201^\circ F - 1031^\circ F}{584^\circ F - 364^\circ F} = 0,7727$$

Con estos valores entramos a la figura 11-18a y encontramos para F un valor de 1

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U

Encontrados los términos de la ecuación procedemos a hacer el cálculo de U,

$$U = \frac{Q_{TRANSFERID\ O}}{A_S \times \Delta T_{LOG} \times F}$$

$$U = \frac{8511237.5 \text{ Btu} / \text{Hr}}{430.4 \text{ ft}^2 \times 641.67^\circ \text{ F} \times 1} = 30.84 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ \text{ F}}$$

Cálculo de la eficiencia del E-815

La eficiencia de un intercambiador de calor se define como la relación entre el calor transferido y el calor máximo, la ecuación que lo rige es:

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERID\ O}}{Q_{MAX}}$$

Nuestro objetivo ahora es hallar el Q_{MAX} y que por definición es:

$$Q_{MAX} = C_{MIN} \times (T_1 - T_4)$$

El C_{MIN} se encuentra escogiendo el menor de los valores de las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío.

$$C_C = m \times C_P = 163608 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2976 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{ R} = 48689.7 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{ R}$$

$$C_F = m \times C_P = 153888 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2514 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{ R} = 38687.44 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{ R}$$

Con C_C como la capacidad calórica del fluido caliente y C_F la capacidad calórica del fluido frío, nuestro C_{MIN} es 38687.44 Btu/Hr °F, calculando Q_{MAX} , obtenemos:

$$Q_{MAX} = 38687.4 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{ F} \times (1201^\circ \text{ F} - 364^\circ \text{ F}) = 32381389.95 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERID\ O}}{Q_{MAX}} = \frac{8511237.5 \text{ Btu} / \text{Hr}}{32381389.95 \text{ Btu} / \text{Hr}} = 0.2628 \text{ Expresado en \% } e=26.28$$

CÁLCULO DE LA EFICIENCIA POR EL MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD

$$NTU = \frac{U \times A_S}{C_{MIN}} = \frac{30.84 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ \text{ F}} \times 430.4 \text{ ft}^2}{38687.4 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times ^\circ \text{ F}}} = 0.3431$$

Hallo la relación de capacidades calóricas C.

$$C = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} = \frac{38687.4}{48689.7} = 0.7945$$

Para un intercambiador de tubo y coraza, de un paso por la coraza y 2, 4, 6... pasos por los tubos, la eficiencia se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\eta = 2 \times \left\{ 1 + C + \sqrt{(1 + C^2)} \times \left(\frac{1 + e^{(-NTU \times \sqrt{(1 + C^2)})}}{1 - e^{(-NTU \times \sqrt{(1 + C^2)})}} \right) \right\}^{-1}$$

	Valor
NTU	0,343
C	0,6452

$$\eta = 2 \times \left\{ 1 + 0.7945 + \sqrt{(1 + 0.7945^2)} \times \left(\frac{1 + 0.6452}{1 - 0.6452} \right) \right\}^{-1} = 2 \times (7.7168)^{-1} = 0.259$$

Llevándolo a porcentaje nos queda $\eta = 25.9\%$

BALANCE EXERGETICO DEL E-815

El balance exergético de cualquier máquina térmica viene dado por la siguiente expresión:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} - \dot{X}_{dest} = \Delta X_{sistema}, \text{ donde:}$$

$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal}$: Tasa de transferencia de exergía por calor, trabajo y masa.

$-\dot{X}_{dest}$: Tasa de destrucción de exergía.

$\Delta X_{sistema}$: Tasa de cambio de exergía.

Las variables de entrada y salida quedan definidas según esquemático del E-815

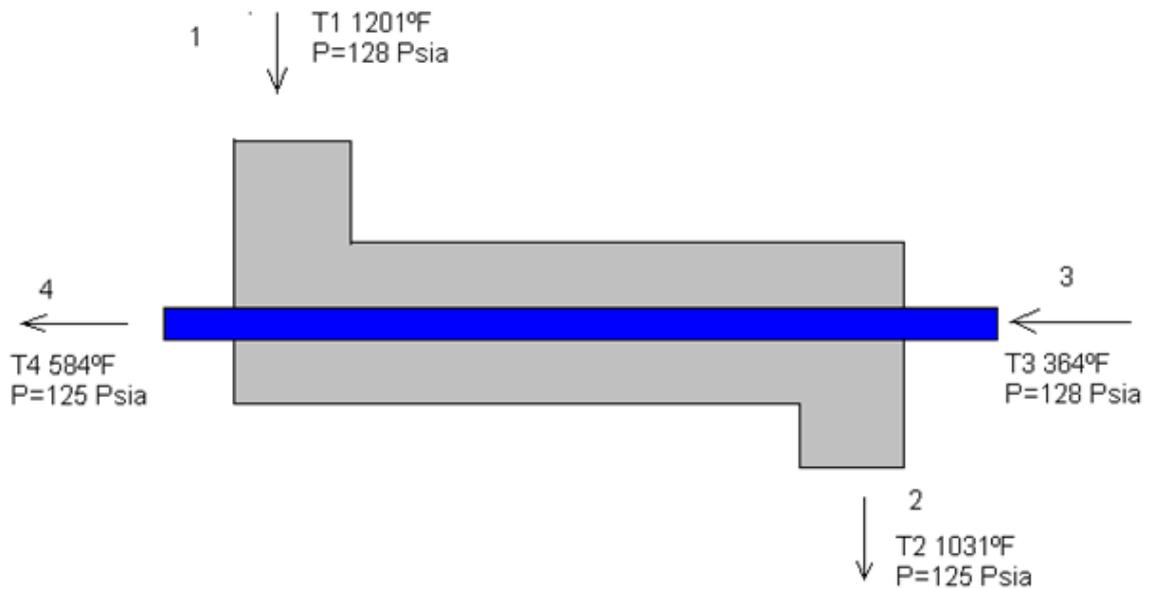


Figura 9.3.3 Esquemático del intercambiador E-815.

Como el proceso es de flujo estable entonces la tasa de destrucción de exergía $-\dot{X}_{dest}$ y la tasa de cambio de exergía $\Delta\dot{X}_{sistema}$ se hacen cero lo que nos simplifica el balance de exergía como:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} = 0$$

$$\dot{X}_{ent} = \dot{X}_{sal}$$

$$\dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_3 \psi_3 = W_{rev} + \dot{m}_2 \psi_2 + \dot{m}_4 \psi_4$$

$$W_{rev} = \dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_3 \psi_3 - \dot{m}_2 \psi_2 - \dot{m}_4 \psi_4$$

$$W_{rev} = \dot{m}_1 \times (h_1 - T_0 \times S_1) + \dot{m}_3 \times (h_3 - T_0 \times S_3) - \dot{m}_2 \times (h_2 - T_0 \times S_2) - \dot{m}_4 \times (h_4 - T_0 \times S_4)$$

Para calcular el Trabajo reversible, hay que hallar los valores de entalpías y entropías que nos pide la ecuación, estas las podemos hallar con el software EES. Ahora bien como lo que tenemos es una mezcla de gases, hallamos la pareja de entropías y entalpías.

Tabla 9.3.6. Fluido caliente entrada E815

Fluido caliente de Entrada T= 1201°F P=128 Psi						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	13460	1,661	269	0,0822698	0,13665016	22.130576
N2	117373	1,768	291,3	0,7174037	1,26836991	208.97862
NO+NO2	15676	1,611	1079,35	0,095814386	0,15435698	103.41252
Agua	17099	1,961	1638	0,104512004	0,20494804	171.1906
Total	163608				1,76432509	505.7122

Tabla 9.3.7. Fluido caliente salida E815

Fluido caliente de salida T= 1031°F P=125 Psi						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	13460	1,635	225,7	0,0822698	0,1345111	18.5682938
N2	117373	1,74	244,8	0,7174037	1,2352213	175.404345
NO+NO2	15676	1,569	1034,5	0,095814386	0,1501980	99.1198933
Agua	17099	1,906	1548	0,104512004	0,1991998	161.784576
Total	163608				1,73008374	454.875

Tabla 9.3.8. Fluido frío entrada E815

Fluido frío de Entrada T= 364°F P=128 Psi						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	35446	1,491	64,12	0,230336349	0,3434315	14,7691667
N2	116736	1,585	71,47	0,758577667	1,2023456	54,2155459
Agua	1706	1,596	1203	0,011085985	0,01769323	13,3364395
Total	153888				1,56347033	82,321152

Tabla 9.3.9. Fluido frío salida E815

Fluido frío de salida T= 584°F P=135 Psi						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	35446	1,548	115,6	0,230336349	0,3565606	26,626881
N2	116736	1,647	127,1	0,758577667	1,2493774	96,415221
Agua	1706	1,724	1319	0,011085985	0,0191122	14,62241
Total	153888				1,625050	137,6645

Pareja de entropías y entalpías.

$$h_1=505.7122 \text{ Btu/Lbm} \quad S_1=1.7643 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R}$$

$$h_2=454.875 \text{ Btu/Lbm} \quad S_2=1.7300 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R}$$

$$h_3=82.3211 \text{ Btu/Lbm} \quad S_3=1.5634 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R}$$

$$h_4=137.6645 \text{ Btu/Lbm} \quad S_4=1.6250 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R}$$

Flujos masicos

$$\dot{m}_1 = 163608 \text{ Lb} / \text{hr}$$

$$\dot{m}_2 = 165338 \text{ Lb} / \text{hr}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 153888 \text{ Lb} / \text{hr}$$

Cálculo del trabajo reversible

$$\begin{aligned} W_{rev} &= 163608 \text{ Lb} / \text{hr} \times (908.54 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 1.7643 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) + 153888 \text{ Lb} / \text{hr} \times (82.3 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \\ &\times 1.5634 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) - 163608 \text{ Lb} / \text{hr} \times (818.5 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 1.73 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) - 153888 \text{ Lb} / \text{hr} \times (137.66 \text{ Btu} / \text{lbm} \\ &- 491.4^\circ \text{R} \times 1.625 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) = 6800036 \text{ Btu} / \text{hr} - 105560206.1 \text{ Btu} / \text{hr} + 5173612.17 \text{ Btu} / \text{hr} + 101699193.12 \text{ Btu} / \text{hr} \\ &= 8112635.22 \text{ Btu} / \text{hr} \quad W_{rev} = 8112635.22 \text{ Btu} / \text{hr} \end{aligned}$$

9.4 Análisis de la caldera B-801

Tabla 9.4.1 Especificaciones técnicas caldera

Datos de diseño	Lado de la carcasa	Lado tubos
Presión de diseño	600 psi	125 psi
Temperatura de diseño	500 F	150 F
Prueba de presión hidrostática	900 psi	187.5
corrosión permisible	1/16"	ninguna
Radiografía	100%	100%
Temp. mínima de diseño del metal	20 F	20 F

Tabla 9.4.2. Fluido caliente B801

B801	Fluido caliente	
Línea (Ver Fig. 9.4.2)	9	10
UNIDADES	Lb/Hr	Lb/Hr
Oxígeno (O2)	13460	13460
Nitrógeno (N2)	117373	117373
NO+NO2	17013	17013
Acido Nítrico (HNO3)		
Agua (H2O)	17099	17099
Amoniaco (NH3)		
Total Flujo	163608	163608
Temp (°F)	1031	436
Presión (PSI)	125	124



Figura 9.4.1 B-801

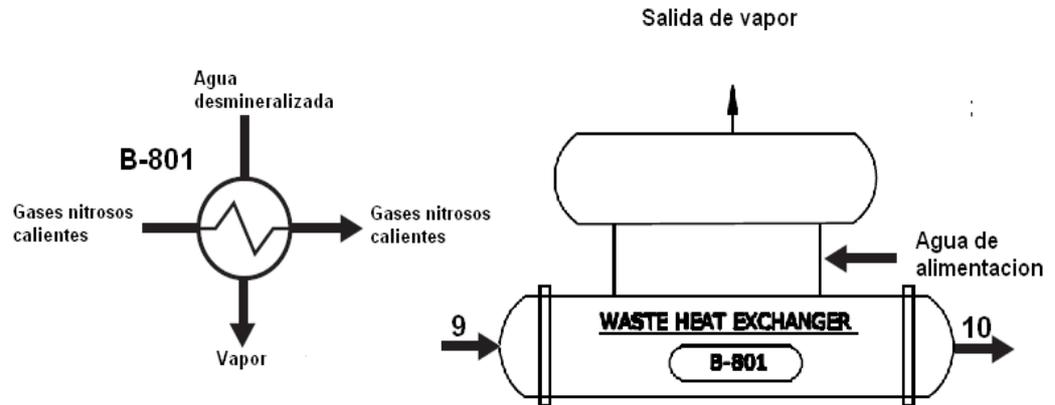


Figura 9.4.2 Esquemático B-801

Los números 9 y 10 indican la entrada y salida del flujo, con estos números nos vamos al plano de la planta NAPP 22 (Ver Anexo 2) y buscamos los datos de los gases que entran y salen en este proceso. Luego de extraer los datos los sentamos en la siguiente tabla 9.4.2.

Tabla 9.4.3. Generación de vapor B801

Entrada fluido frio

B801	
	Generación de vapor
Línea #	10*
UNIDADES	Lb/Hr
Vapor	25000
Temp (°F)	407
Presión (PSI)	250
Entropia Btu/lbm.R	1.532
Entalpia Btu/lbm	1206

Salida fluido frio

B801	
	Generación de vapor
Línea #	10*
UNIDADES	Lb/Hr
Vapor	25000
Temp (°F)	436
Presión (PSI)	275
Entropía Btu/lbm.R	1.539
Entalpia Btu/lbm	1221

Tabla 9.4.4. Flujo de entrada caliente B801

Flujo de entrada T=1031°F y P=125 Psi					
Material	Gas (Lb/hr)	ENTALPIA (BTU/LBM)h	Fracción Másica(G)	HxG	SxG
O2	13460	225,7	0,0822698	18.5682938	0,1345111
N2	117373	244,8	0,7174037	175.404345	1,2352213
NO+NO2	15676	1034,5	0,095814386	99.1198933	0,1501980
H2O	17099	1548	0,104512004	161.784576	0,1991998
TOTAL	163608			454.875	1,73008374

Tabla 9.4.5. Flujo de salida caliente B801

Flujo de entrada T=436°F y P=124 Psi					
Material	Gas (Lb/hr)	ENTALPIA (BTU/LBM)h	Fracción Másica(G)	HxG	SxG
O2	13460	80,74	0,08227	6.642479	0.1447
N2	117373	89,54	0,71740379	64,23634	1.1537
NO+NO2	15676	886.85	0,09581	92.1437	0.1754
H2O	17099	1243	0,104512	129,9084	0.1719
TOTAL	163608			292.930	1.6457

Los valores de las entalpías de los gases de proceso se hallaron por medio del software EES

Tabla 9.4.6. Características del flujo B801

B801			
FLUIDO	PRESION (PSI)	TEMP.(°F)	ENTALPIA (Btu/Lbm)H
O2	125	1100	225.7
O2	124	436	80,74
N2	125	1100	244.8
N2	124	436	89,54
H2O	125	1100	1548
H2O	124	436	1243
NO+NO2	125	1100	1034.5
NO+NO2	124	436	886.85

Hallamos el calor que se pierde por este proceso así:

$$Q + \dot{m}_{ent} \times h_{ent} = \dot{m}_{sal} \times h_{sal}$$

$$Q + \dot{m}_9 \times h_9 = \dot{m}_{10} \times h_{10}$$

$$Q = \dot{m}_{10} \times h_{10} - \dot{m}_9 \times h_9$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \rightarrow Q = \dot{m}_{10} \times (h_{10} - h_9)$$

$$Q = 163608 \text{ Lb} / \text{hr} \times (430.18 \text{ Btu} / \text{Lb} - 240.65 \text{ Btu} / \text{Lb})$$

$$Q = 31008428.9 \text{ Btu} / \text{hr}$$

El calor que se pierde en el proceso es 31008428,5 Btu/hr.

EFICIENCIA EN LA CALDERA

Para hallar la eficiencia en la caldera hallamos la diferencia entre los BTU's perdidos por el fluido caliente y los BTU's que salen en el vapor.

Energía en el vapor

Características del vapor a 250 psi y 407°F

$$h = 1209,39 \text{ Btu/Lb}$$

$$m = 23000 \text{ Lb/hr}$$

$$Q = \dot{m}_{sal} \times h_{sal}$$

$$Q = 23000 \text{ Lb} / \text{hr} \times (1202.39 \text{ Btu} / \text{Lb})$$

$$Q = 31008428.9 \text{ Btu} / \text{hr}$$

Calor cedido por el fluido caliente

$$Q = 163608 \text{ Lb} / \text{hr} \times (430.18 \text{ Btu} / \text{Lb} - 240.65 \text{ Btu} / \text{Lb})$$

$$Q = 31008428.9 \text{ Btu} / \text{hr}$$

Eficiencia

$$\eta = \frac{Q_{\text{Fluidocaliente}}}{Q_{\text{vapor}}}$$

$$\eta = \frac{27654970}{31008428,86}$$

$$\eta = 89.18 \%$$

9.5 Análisis del compresor C 801

Para el análisis de este dispositivo (Ver Fig. 9.5.2) es necesario haber hallado los valores de entropía y entalpías para el cálculo de la eficiencia y el balance exergético, esos valores los hallamos usando el software EES y aparecen en el siguiente tabla.



Figura 9.5.1. C-801

El resumen de esos datos están consignados en las siguientes tablas:

Tabla 9.5.1. Propiedades del aire de proceso

C801				
FLUIDO	PRESION (PSI)	TEMP.(°F)	ENTALPIA (Btu/Lbm)H	ENTROPIA (Btu/Lbm°R)S
O2	15	90	3,234	
O2	15	90	1,485	
O2	140	364	2,861	
O2	140	364		64,12
N2	15	90		1,636
N2	15	90	3,234	
N2	140	364	71,47	
N2	140	364		1,579
H2O	15	90	58,06	
H2O	15	90		0,1115
H2O	140	364	1200	
H2O	140	364		1,584

Tabla 9.5.2. Flujos C801

C801		
	Aire de proceso	
Línea (Ver Fig. 9.5.1)	2	3
UNIDADES	Lb/Hr	Lb/Hr
Oxígeno (O2)	40299	40299
Nitrógeno (N2)	132718	132718
NO+NO2		
Acido Nítrico (HNO3)		
Agua (H2O)	4325	1939
Amoniaco (NH3)		
Total Flujo	177342	174956
Temp (°F)	90	364
Presión (PSI)	15	140

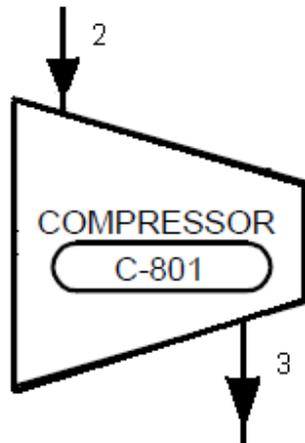


Figura 9.5.2. Diagrama del compresor C-801

Tabla 9.5.3. Características flujo entrada C801

Flujo de Entrada T= 90°F P=15 Psi						
Material	Flujo (Lbm/h)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R)S	ENTALPIA (Btu/Lbm)H	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	40299	1,534	2,861	0,2272	0,348525	0,650019
N2	132718	1,636	3,234	0,7483	1,224219	2,420002
Agua	4325	0,1115	58,06	0,0244	0,002721	1,416664
Total	177342				1,575464	4,486685

Tabla 9.5.4. Características flujo salida C801

Flujo de salida T= 364F P=140 Psi						
Material	Flujo (Lbm/h)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R)S	ENTALPIA (Btu/Lbm)H	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	40299	1,485	64,12	0,2272	0,337392	14,56806
N2	132718	1,579	71,47	0,7483	1,181566	53,481
Agua	1939	1,584	1200	0,0244	0,03865	29,28
Total	174956				1,557607	97,32907

Las entalpías y entropías correspondientes son:

$$h_2 = 4.4866 \text{ Btu} / \text{lbm}$$

$$S_2 = 1.5754 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{ R}$$

$$h_3 = 97.329 \text{ Btu} / \text{lbm}$$

$$S_3 = 1.5576 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{ R}$$

Cálculo de la eficiencia del compresor

$$\eta = 1 - \frac{T_o \times (S_3 - S_2)}{h_3 - h_2}$$

$$\eta = 1 - \frac{491.4^\circ \text{ R} \times (1.5754 - 1.5576) \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{ R}}{(97.329 - 4.4866) \text{ Btu} / \text{Lbm}}$$

$$\eta = 0.905$$

$$\eta = 90.5\%$$

Balance exergético del compresor C 801

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} - \dot{X}_{dest} = \Delta X_{sistema}, \text{ donde:}$$

$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal}$: Tasa de transferencia de exergía por calor, trabajo y masa.

$-\dot{X}_{dest}$: Tasa de destrucción de exergía.

$\Delta X_{sistema}$: Tasa de cambio de exergía.

Como el proceso es de flujo estable entonces la tasa de destrucción de exergía

$-\dot{X}_{dest}$ y la tasa de cambio de exergía $\Delta X_{sistema}$ se hacen cero lo que nos simplifica el balance de exergía como:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} = 0$$

$$\dot{X}_{ent} = \dot{X}_{sal}$$

$$\dot{m}_2 \psi_2 = \dot{W}_{rev} + \dot{m}_3 \psi_3$$

$$\dot{W}_{rev} = -\dot{m}_3 \psi_3 + \dot{m}_2 \psi_2$$

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_2 \times (h_2 - T_o \times S_2) - \dot{m}_3 \times (h_3 - T_o \times S_3)$$

$$\dot{W}_{rev} = 177342 \text{ Lbm} / \text{hr} \times (4.4866 \text{ Btu} / \text{Lbm} - 491.4^\circ \text{ R} \times 1.5754 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{ R}) - 174956 \text{ Lbm} / \text{hr} \times (97.329 \text{ Btu} / \text{Lbm} - 491.4^\circ \text{ R} \times 1.5576 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{ R})$$

$$\dot{W}_{rev} = -19610081.6 \text{ Btu} / \text{hr}$$

Este es el calor que se pierde y que se puede aprovechar en otro proceso.

9.6 Análisis del convertidor CO-801



Figura 9.6.1. CO-801 parte inferior



Figura 9.6.2. CO-801 parte superior

Tabla 9.6.1. Flujos CO801 (E-803)

CO801 (E-803)	Flujo frio		Flujo Caliente	
	21	22	6 + 7	8
Línea (Ver Fig. 9.6.3)	21	22	6 + 7	8
UNIDADES	Lb/H	Lb/H	Lb/H	Lb/H
Oxígeno (O2)	6031	6031	35446	13446
Nitrógeno (N2)	133355	133355	116736	116736
NO+NO2	448	448		
Acido Nítrico (HNO3)				
Agua (H2O)	905	905	1706	1706
Amoniaco (NH3)			9720	9720
Total Flujo	140739	140739	141608	141608
Temp (°F)	364	1100	365.5	1201
Presión (PSIG)	107	102	147.5	113

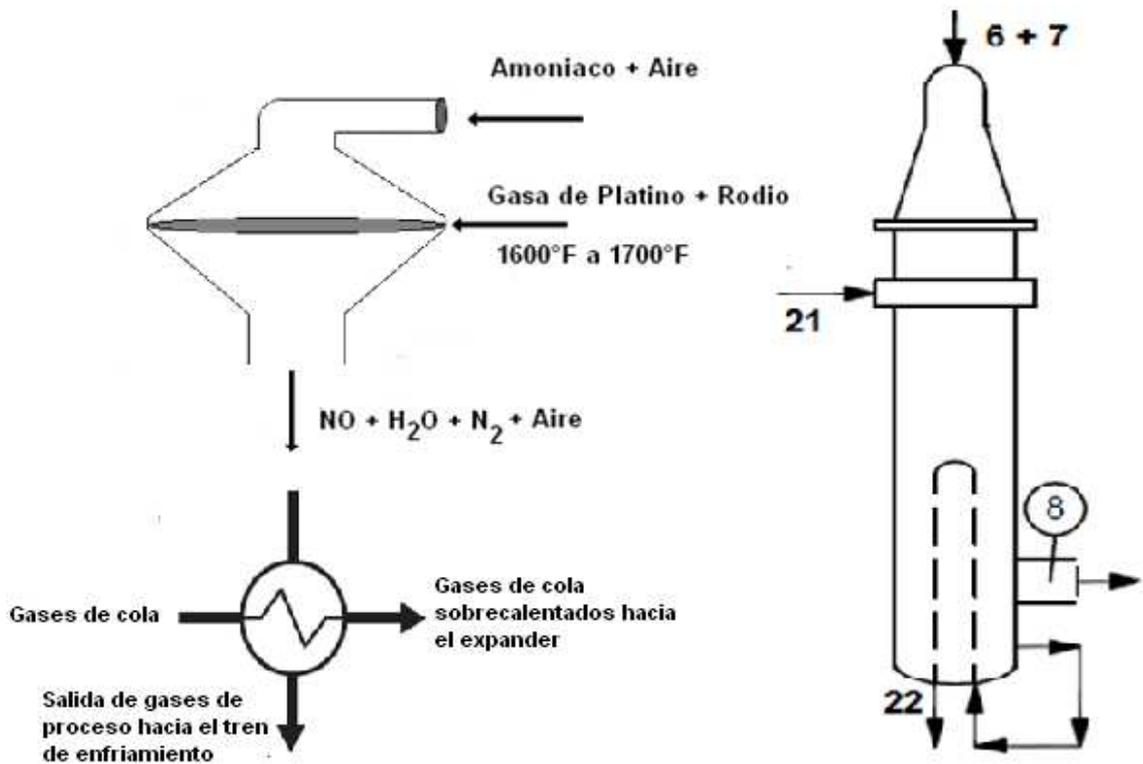


Figura 9.6.3. Esquema del CO-801

CALCULO TERMICO DEL CONVERTIDOR

El objetivo que persigue este cálculo es hallar el coeficiente global de transferencia de calor U, mediante la expresión:

$$Q_{TRANSFERIDO} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El calor transferido $Q_{TRANSFERIDO}$, lo hallamos por la fórmula:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T.$$

Que para el fluido caliente será $Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C$.

Y para el fluido frío es $Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F$.

Cálculo de Q_C .

m_C : Flujo másico del fluido caliente=**163608 Lbs/H**

C_{PC} : Capacidad calórica del fluido caliente

Para hallar las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío C_{PC} y C_{PF} , tenemos que encontrar los valores a la temperatura media de los fluidos respectivos, es decir la propiedad C_p para la mezcla de gases.

La temperatura media del fluido caliente está dada por $T_{mc} = (T_1 + T_2) \times 0.5$, y para el fluido frío será $T_{mf} = (T_3 + T_4) \times 0.5$ donde:

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente, (°F).

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente, (°F).

T_3 : Temperatura de entrada del fluido frío, (°F).

T_4 : Temperatura de salida del fluido frío, (°F).

$$T_{mc} = (584^\circ\text{F} + 1201^\circ\text{F}) \times 0.5 = \mathbf{892.5^\circ\text{F}}$$

$$T_{mf} = (1100^\circ\text{F} + 364^\circ\text{F}) \times 0.5 = \mathbf{732^\circ\text{F}}$$

A continuación, teniendo en cuenta las tablas de las propiedades de los elementos a las diferentes presiones y temperaturas las cuales se encuentran anteriormente tabuladas, tenemos que para este caso las temperaturas medias son 892.5 °F para el fluido caliente y 732 °F para el fluido frío.

La capacidad calórica de la mezcla es igual a la sumatoria del producto de la fracción molar de cada sustancia y su capacidad calórica, esto es:

$$C_p = \sum_{i=1}^n G_i \times C_{pi}$$

La fórmula anterior queda resumida en una hoja de cálculo en Excel de la siguiente manera, sabiendo que la fracción molar (G) se obtiene del cociente del flujo del componente de la mezcla y el flujo total de la mezcla.

Tabla 9.6.2. Fluido caliente entrada CO801 (E-803)

Flujo de Entrada T= 364°F P=107 Psi (Fluido caliente)						
Material	Flujo (Lbm/h)	Cp. (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)	HxG	SxG
O2	6031	0,2334	0,042852	0,01224	2.74767	0.064
N2	133355	0,2523	0,947534	0,181001	67.7202	1.514
NO+NO2	448	0.235	0.003183	0.029965	2.7688	0.004
Agua	905	0,5239	0,006430	0,054754	7.7610	0.001
Total	140739			0,277521	80.997	1.584

Tabla 9.6.3 Fluido caliente salida CO801 (E-803)

Flujo de salida T= 1100°F P=128 Psi (Fluido caliente)						
Material	Flujo (Lbm/h)	Cp. (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)	HxG	SxG
O2	6031	0,2334	0,042852	0,011804	10.4211	0.071
N2	133355	0,2523	0,947534	0,181001	249.76	1.675
NO+NO2	448	0,235	0.003183	0,029965	32.268	0.009
Agua	905	0,5239	0,006430	0,054754	10.137	0.012
Total	140739			0,277524	302.5867	1.768

Tabla 9.6.4 Fluido frio entrada CO801 (E-803)

Flujo de salida T= 365.5°F P=147.5 Psi (Fluido frío)								
Material	Flujo (Lbm/h)	Cp. (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)	H	S	HxG	SxG
O2	35446	0,2247	0.216651	0,009629	64.46	1.482	13.962	0.321
N2	116736	0,2489	0.713510	0,235841	71.85	1.575	51.264	1.237
H2O	1706	1.019	0.010427	0,006553	1200	1.578	12.504	0.016
amoniaco	9720	0.2233	0,059410	0,000711	813.7	1.533	48.333	0.091
Total	163608			0,252733			126.06	1.665

Tabla 9.6.5 Fluido frio salida CO801 (E-803)

Fluido caliente de Entrada T= 1201°F P=128 Psi						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm ^o R) _s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	13460	1,661	269	0,0822698	0,13665016	22.130576
N2	117373	1,768	291,3	0,7174037	1,26836991	208.97862
NO+NO2	15676	1,611	1079,35	0,095814386	0,15435698	103.41252
Agua	17099	1,961	1638	0,104512004	0,20494804	171.1906
Total	163608				1,76432509	505.7122

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido caliente. (C_{PmC})

$$(C_{PmC})=0.2775 \text{ Btu / lbm}^{\circ} R$$

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido frío. (C_{Pmf})

$$(C_{Pmf})=0.2527 \text{ Btu / lbm}^{\circ} R$$

Conocidas las capacidades calóricas de la mezcla para cada uno de los fluidos, procedemos a calcular el calor transferido.

Cálculo del calor transferido por el fluido caliente

$$Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C =$$

$$163608 \text{ Lbm / Hr} \times 0.2775 \text{ Btu / Lbm}^{\circ} R \times (1660.67^{\circ} R - 1043.67^{\circ} R) = 26188935.7 \text{ Btu / Hr} .$$

Conversiones: $1201^{\circ} F = 1660.67^{\circ} R$

$584^{\circ} F = 1043.67^{\circ} R$

Cálculo del calor transferido por el fluido frío

$$Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F$$

$$= 140739 \text{ Lbm / Hr} \times 0.2527 \text{ Btu / Lbm}^{\circ} R \times (1559.7^{\circ} R - 823.67^{\circ} F) = 26175652.5 \text{ Btu / Hr}$$

Conversiones: $364^{\circ} F = 823.67^{\circ} R$

$1100^{\circ} F = 1559.67^{\circ} R$

Teniendo el calor transferido podemos realizar el cálculo térmico del intercambiador para posteriormente hallar la eficiencia del mismo.

CALCULO TERMICO DEL CONVERTIDOR CO-801 (E-803)

$$Q_{TRANSFERIDO} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El objetivo acá es calcular el coeficiente global de transferencia de calor U, que despejándola de la ecuación nos queda:

$$U = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{A_S \times \Delta T_{LOG} \times F}$$

Cálculo de A_s .

$A_s = \pi \times D \times L$, el diámetro de la tubería es 1" y la longitud por tubo es 11 ft 7 ¼ " o sea 11.6 pies, pero el intercambiador tiene 360 tubos lo cual quiere decir que la longitud total del intercambiador se obtiene del producto de la longitud por tubo 11.6 pies y el # de tubos del intercambiador 360, luego **L=4176 pies**.

$$A_s = \frac{\pi \times D \times L}{12} = \frac{\pi \times 1 \text{ft} \times 4176 \text{ft}}{12} = 1093.3 \text{ft}^2$$

Cálculo de ΔT_{LOG}

$$\Delta T_{LOG} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Donde ΔT_1 : Diferencia de temperaturas de intercambio calientes.

ΔT_2 : Diferencia de temperaturas de intercambio frías.

$$\Delta T_1 = T_8 - T_{22} = 120^\circ F - 110^\circ F = 10^\circ F$$

$$\Delta T_2 = T_6 - T_{21} = 584^\circ F - 364^\circ F = 220^\circ F$$

$$\Delta T_{LOG} = \frac{10^\circ F - 220^\circ F}{\ln \frac{10}{220}} = 152.85^\circ F$$

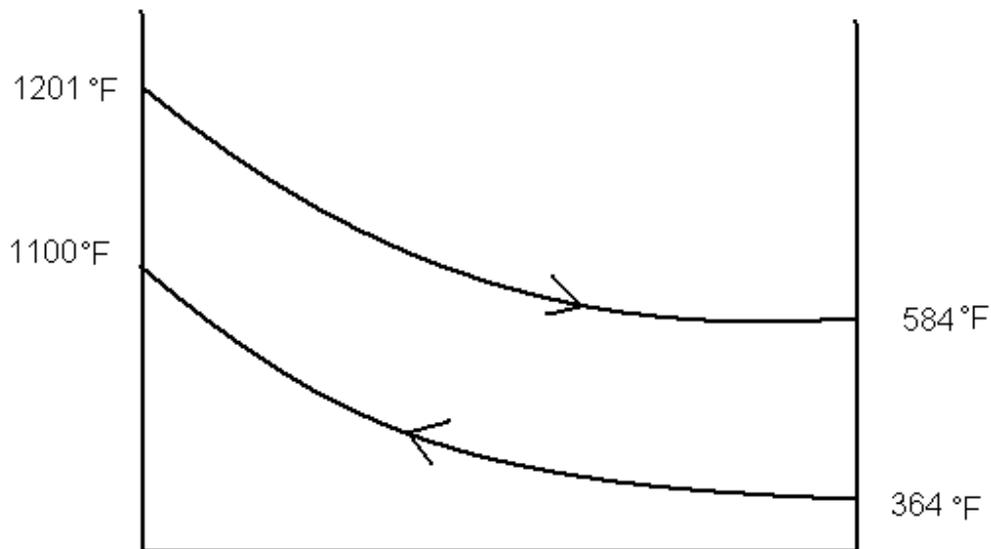


Figura 9.6.4. Variacion del temperatura en el CO-801

CALCULO DEL FACTOR DE CORRECCION F

Se determina hallando las constantes P y R, que se localizan en la figura 11-18^a del libro de transferencia de calor y masa de Cengel 3^a edición, página 626, con la caracterización de un paso por la coraza y 2,4,6,etc.(cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}, \text{ donde}$$

T₁: Temperatura de entrada del fluido caliente.

T₂: Temperatura de salida del fluido caliente.

t₁: Temperatura de entrada del fluido frío.

t₂: Temperatura de salida del fluido frío.

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{1100^\circ F - 364^\circ F}{584^\circ F - 364^\circ F} = 3.3454 \\ R &= \frac{584^\circ F - 1201^\circ F}{364^\circ F - 1100^\circ F} = 0.8383 \end{aligned} \right\}$$

Con estos valores entramos a la figura 11-18a y encontramos para F un valor de 1

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U

Encontrados los términos de la ecuación procedemos a hacer el cálculo de U,

$$U = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{A_s \times \Delta T_{LOG} \times F}$$

$$U = \frac{26188935.7 \text{ Btu} / \text{Hr}}{1093.3 \text{ ft}^2 \times 152.85^\circ \text{ F} \times 1} = 156.73 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ \text{ F}}$$

Cálculo de la eficiencia del CO-801

La eficiencia de un intercambiador de calor se define como la relación entre el calor transferido y el calor máximo, la ecuación que lo rige es:

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{Q_{MAX}}$$

Nuestro objetivo ahora es hallar el Q_{MAX} y que por definición es:

$$Q_{MAX} = C_{MIN} \times (T_1 - T_4)$$

El C_{MIN} se encuentra escogiendo el menor de los valores de las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío.

$$C_C = m \times C_p = 163608 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2775 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{ R} = 45401.22 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{ R}$$

$$C_F = m \times C_p = 140739 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2527 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{ R} = 35564.74 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{ R}$$

Con C_C como la capacidad calórica del fluido caliente y C_F la capacidad calórica del fluido frío, nuestro C_{MIN} es $35564.74 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{ R}$, calculando Q_{MAX} , obtenemos:

$$Q_{MAX} = 35564.74 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{ F} \times (1660.67^\circ \text{ R} - 823.67^\circ \text{ R}) = 29767687.4 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{Q_{MAX}} = \frac{26188935.7 \text{ Btu} / \text{Hr}}{29767687.4 \text{ Btu} / \text{Hr}} = 0.8797 \text{ Expresado en } \% e = 87.97\%$$

CÁLCULO DE LA EFICIENCIA POR EL MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD

$$NTU = \frac{U \times A_s}{C_{MIN}} = \frac{156.73 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ \text{ F}} \times 1093.3 \text{ ft}^2}{35564.74 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times ^\circ \text{ F}}} = 4.818$$

Hallo la relación de capacidades calóricas C.

$$C = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} = \frac{35564.74}{45401.22} = 0.7833$$

Para un intercambiador de tubo y coraza, de un paso por la coraza y 2, 4, 6... pasos por los tubos, la eficiencia se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\eta = 2 \times \left\{ 1 + C + \sqrt{(1 + C^2)} \times \left(\frac{1 + e^{(-NTU \times \sqrt{1+C^2})}}{1 - e^{(-NTU \times \sqrt{1+C^2})}} \right) \right\}^{-1}$$

$$\eta = 2 \times \left\{ 1 + 0.7833 + \sqrt{(1 + 0.7833^2)} \times \left(\frac{1 + 0.02198}{1 - 0.02198} \right) \right\}^{-1} = 2 \times (3.1106)^{-1} = 0.6429$$

Llevándolo a porcentaje nos queda $\eta = 64.29\%$

9.7 Análisis del intercambiador EC-802

Tabla 9.7.1 Especificaciones técnicas EC 802

Líquido	Tubo del agua	Deposito de gases de combustión	Presión de diseño	700 psi
Flujo Lbm/hrs	33000	140000	Tem de diseño	700 F
Tem entrada F	250	600	Numero de tubos	84
Tem salida F	383.91	480	Numero de corrientes	2
Presion de gota psi/in	10.57	137	Longitud del tubo	5,6670 ft
Presión de diseño psi	700	0.35	Diámetro del tubo	2 in
Presión de operación	600		Espesor del tubo	0.137
Velocidad ft/seg	4.88	71.52	Especificaciones tubo	SA 53 B/SA 178A
Factor de incrustación	0.001	0.002		
Transferencia de calor		4559013		
Rate btu/hr		7.2417		
LMTD F		222.97		
Dimensiones	largo 9,29 ft/ancho 6,13ft/alto 3,75ft			

**Tabla 9.7.0.1 Fluido caliente EC802
EC802**

Línea (Ver Fig. 9.6.0.1)	Gas de proceso	
	23	24
UNIDADES	Lb/H	Lb/H
Oxígeno (O2)	6031	6031
Nitrógeno (N2)	133355	133355
NO+NO2	448	448
Acido Nítrico (HNO3)		
Agua (H2O)	905	905
Amoniaco (NH3)		
Total Flujo	140739	140739
Temp (°F)	585	580
Presión (PSI)	15	14.8

Tabla 9.7.0.2 Fluido frio EC802

Línea (Ver Fig. 9.6.0.1)	Agua para calderas	
	6	7
UNIDADES	Lb/H	Lb/H
Vapor		34967
Agua de alimentación	34967	
Purga		
Condensado		
Total Flujo		
Temp (°F)	229	406
Presión (PSI)	345	325

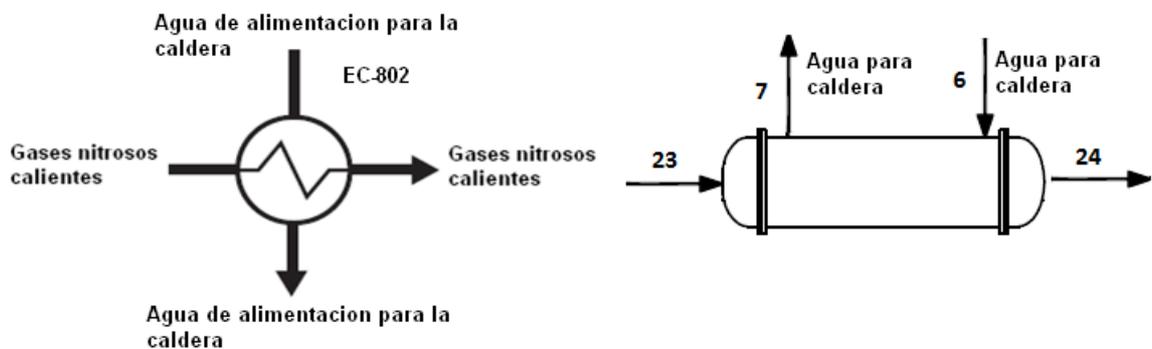


Figura 9.6.0.1 Esquema del EC-802

CALCULO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR

El objetivo que persigue este cálculo es hallar el coeficiente global de transferencia de calor U, mediante la expresión:

$$Q_{TRANSFERIDO} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El calor transferido $Q_{TRANSFERIDO}$, lo hallamos por la fórmula:

$$Q = m \times C_P \times \Delta T.$$

Que para el fluido caliente será $Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C$.

Y para el fluido frío es $Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F$.

Cálculo de Q_C .

m_C : Flujo másico del fluido caliente=**140739 Lbm/H**

C_{PC} : Capacidad calórica del fluido caliente

ΔT_C : Diferencia de temperaturas del fluido caliente=**(585-580)=5 °F**.

Para hallar las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío C_{PC} y C_{PF} , tenemos que encontrar los valores a la temperatura media de los fluidos respectivos, es decir la propiedad C_P para la mezcla de gases.

La temperatura media del fluido caliente está dada por $T_{mc} = (T_1 + T_2) \times 0.5$, y para el fluido frío será $T_{mf} = (T_3 + T_4) \times 0.5$ donde:

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente, (°F).

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente, (°F).

T_3 : Temperatura de entrada del fluido frío, (°F).

T_4 : Temperatura de salida del fluido frío, (°F).

$$T_{mc} = (585^\circ\text{F} + 580^\circ\text{F}) \times 0.5 = \mathbf{582.5^\circ\text{F}}$$

$$T_{mf} = (229^\circ\text{F} + 406^\circ\text{F}) \times 0.5 = \mathbf{317.5^\circ\text{F}}$$

Teniendo los valores de las temperaturas medias y con la ayuda del software EES, hallamos los valores de las capacidades calóricas de los componentes de la mezcla de los gases a esas temperaturas.

Soporte del software EES:

A continuación se presentan resultados del cálculo del software, donde una de las entradas solicitadas es la temperatura a la cual se quiere hallar la propiedad y las sustancias de trabajo, para nuestro caso las temperaturas medias son 582.5 °F para el fluido caliente y 317.5 °F para el fluido frío.

Se calculan las propiedades mediante el software

Capacidades calóricas del EC802

C_{P1}: Capacidad calórica del O₂ a 582.5°F = 0.2386 Btu / lbm.R

C_{P2}: Capacidad calórica del N₂ a 582.5°F = 0.256 Btu / lbm.R

C_{P3}: Capacidad calórica del NO a 582.5°F = 0.2483 Btu / lbm.R

C_{P4}: Capacidad calórica del NO₂ a 582.5°F = 0.2355 Btu / lbm.R

C_{P5}: Capacidad calórica del H₂O a 582.5°F, P= 15 Psia = 0.4816 Btu / lbm.R

C_{P6}: Capacidad calórica del H₂O a 317.5°F, P= 345 Psia = 1.034 Btu / lbm.R

La capacidad calórica de la mezcla es igual a la sumatoria del producto de la fracción molar de cada sustancia y su capacidad calórica, esto es:

$$C_p = \sum_{i=1}^n G_i \times C_{pi}$$

La fórmula anterior queda resumida en una hoja de cálculo en Excel de la siguiente manera, sabiendo que la fracción molar (G) se obtiene del cociente del flujo del componente de la mezcla y el flujo total de la mezcla.

Tabla 9.7.0.3 Fluido caliente entrada EC802

Flujo de Entrada T= 585°F P=15 Psia (Fluido caliente)				
Material	Flujo (Lb/h)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	6031	0,2386	0,0428	0,0102
N2	133355	0,256	0,9475	0,2425
NO+NO2	448	0,2419	0,003183	0,000769
Agua	905	0,4816	0,00643	0,00309
Total	140739			0,2565

Tabla 9.7.0.4 Fluido caliente salida EC802

Flujo de salida T= 580°F P=14.8 Psia (Fluido caliente)				
Material	Flujo (Lb/h)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	6031	0,2386	0,04	0,0102
N2	133355	0,256	0,95	0,2425
NO+NO2	448	0,2419	0	0,0008
Agua	905	0,4816	0,01	0,0031
Total	140739			0,2565

Tabla 9.7.0.5 Fluido frio salida EC802

Flujo de Entrada T= 229°F P=345 Psia (Fluido frío)				
Material	Flujo (Lb/h)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
Agua	34967	1.034	1	1.034
Total	34967			1.034

Tabla 9.7.0.6 Fluido frio salida EC802

Flujo de salida T= 406°F P=325 Psia (Fluido frío)				
Material	Flujo (Lb/h)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	34967	1.034	1	1.034
Total	34967			1.034

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido caliente. (C_{PmC})
 $(C_{PmC})=0.2565 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ R$

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido frío. (C_{Pmf})
 $(C_{Pmf})=1.034 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ R$

Conocidas las capacidades calóricas de la mezcla para cada uno de los fluidos, procedemos a calcular el calor transferido.

Cálculo del calor transferido por el fluido caliente

$$Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C \quad =$$

$$140739 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2565 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ R \times (1044.67^\circ R - 1039.67^\circ R) = 180497.76 \text{ Btu} / \text{Hr} .$$

Conversiones:

$$585^\circ F = 1044.67^\circ R$$

$$580^\circ F = 1039.67^\circ R$$

Cálculo del calor transferido por el fluido frío

$$Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F$$

$$= 34967 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 1.034 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ R \times (865.67^\circ R - 688.67^\circ F) = 6399590.40 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

$$\text{Conversiones: } 406^\circ F = 865.67^\circ R$$

$$229^\circ F = 688.67^\circ R$$

Teniendo el calor transferido podemos realizar el cálculo térmico del intercambiador para posteriormente hallar la eficiencia del mismo.

CALCULO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR EC-802

$$Q_{TRANSFERIDO} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El objetivo acá es calcular el coeficiente global de transferencia de calor U, que despejándola de la ecuación nos queda:

$$U = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{A_S \times \Delta T_{LOG} \times F}$$

Cálculo de A_s .

$A_s = \pi \times D \times L$, el diámetro de la tubería es 2" y la longitud por tubo es 5.6670 ft, pero el intercambiador tiene 84 tubos lo cual quiere decir que la longitud total del intercambiador se obtiene del producto de la longitud por tubo 5.6670 pies y el # de tubos del intercambiador 84, luego **L=476.028 pies.**

$$A_s = \frac{\pi \times D \times L}{12} = \frac{\pi \times 2 \text{ ft} \times 476.028 \text{ ft}}{12} = 249.247 \text{ ft}^2$$

Cálculo de ΔT_{LOG}

$$\Delta T_{LOG} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Donde ΔT_1 : Diferencia de temperaturas de intercambio calientes.

ΔT_2 : Diferencia de temperaturas de intercambio frías.

$$\Delta T_1 = T_1 - T_3 = 585^\circ F - 406^\circ F = 179^\circ F$$

$$\Delta T_2 = T_2 - T_4 = 580^\circ F - 229^\circ F = 351^\circ F$$

$$\Delta T_{LOG} = \frac{179^\circ F - 351^\circ F}{Ln \frac{179}{351}} = 255.42^\circ F$$

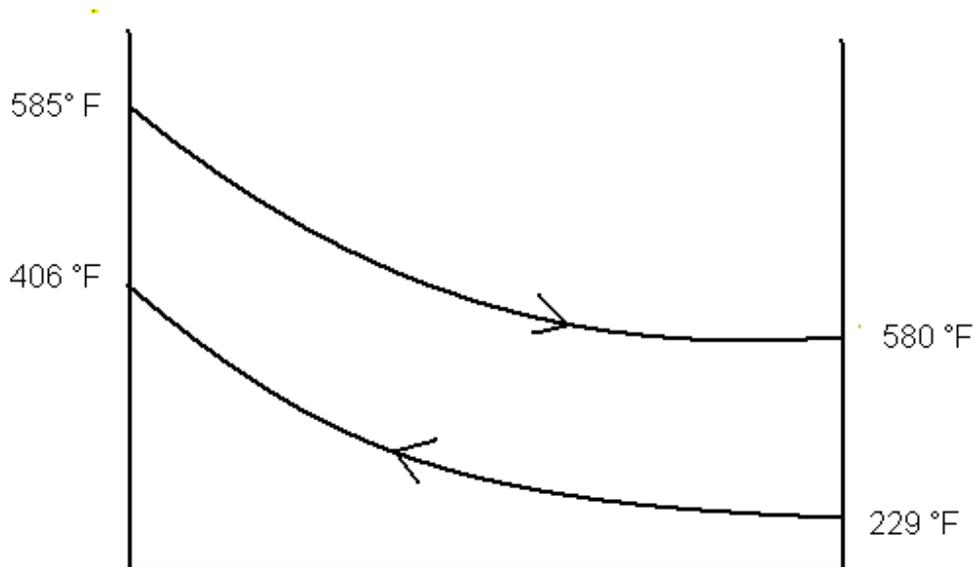


Figura 9.6.0.2. Variación de temperatura del EC-802

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U

Encontrados los términos de la ecuación procedemos a hacer el cálculo de U,

$$U = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{A_s \times \Delta T_{LOG}}$$

$$U = \frac{6399590.40 \text{ Btu} / \text{Hr}}{249.247 \text{ ft}^2 \times 255.42^\circ \text{F}} = 100.52 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ \text{F}}$$

Cálculo de la eficiencia del E-802

La eficiencia de un intercambiador de calor se define como la relación entre el calor transferido y el calor máximo, la ecuación que lo rige es:

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{Q_{MAX}}$$

Nuestro objetivo ahora es hallar el Q_{MAX} y que por definición es:

$$Q_{MAX} = C_{MIN} \times (T_1 - T_4)$$

El C_{MIN} se encuentra escogiendo el menor de los valores de las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío.

$$C_C = m \times C_p = 140739 \text{ Lbm} / \text{H} \times 0.2565 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{R} = 36099.553 \text{ Btu} / \text{H}^\circ \text{R}$$

$$C_F = m \times C_p = 34967 \text{ Lbm} / \text{H} \times 1.034 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{R} = 36155.878 \text{ Btu} / \text{H}^\circ \text{R}$$

Con C_C como la capacidad calórica del fluido caliente y C_F la capacidad calórica del fluido frío, nuestro C_{MIN} es 36099.553 Btu/H °R, calculando Q_{MAX} , obtenemos:

$$Q_{MAX} = 36099.553 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{F} \times (1044.67^\circ \text{R} - 688.67^\circ \text{R}) = 12851441.05 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{Q_{MAX}} = \frac{2073368.265 \text{ Btu} / \text{H}}{12851441.05 \text{ Btu} / \text{H}} = 0.4979 \text{ Expresado en } \% e = 49.79\%$$

CÁLCULO DE LA EFICIENCIA POR EL MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD

$$NTU = \frac{U \times A_s}{C_{MIN}} = \frac{100.52 \frac{\text{Btu}}{\text{H} \times \text{ft}^2 \times ^\circ \text{F}} \times 249.247 \text{ ft}^2}{36099.553 \frac{\text{Btu}}{\text{H} \times ^\circ \text{F}}} = 0.6929$$

Hallo la relación de capacidades calóricas C.

$$C = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} = \frac{36099.553}{36155.878} = 0.998$$

Para un intercambiador de tubo y coraza, de un paso por la coraza y 2, 4, 6... pasos por los tubos, la eficiencia se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{1 - e^{[NTU(1-C)]}}{1 - ce^{[-NTU(1-C)]}}$$

$$e^{[-NTU(1-C)]} = e^{[-0.6929(1-0.998)]} = 0.5021$$

$$\eta = \frac{1 - 0.5021}{1 - (0.998 \times 0.5021)} = 0.50$$

Llevándolo a porcentaje nos queda 50%

BALANCE EXERGETICO DEL EC-802

El balance exergetico de cualquier máquina térmica viene dado por la siguiente expresión:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} - \dot{X}_{dest} = \Delta X_{sistema}, \text{ donde:}$$

$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal}$: Tasa de transferencia de exergía por calor, trabajo y masa.

$-\dot{X}_{dest}$: Tasa de destrucción de exergía.

$\Delta X_{sistema}$: Tasa de cambio de exergía.

Las variables de entrada y salida quedan definidas según esquemático del E-802 que se encuentra en el diagrama de proceso NAPP 22 de la planta. Ver anexo 2.

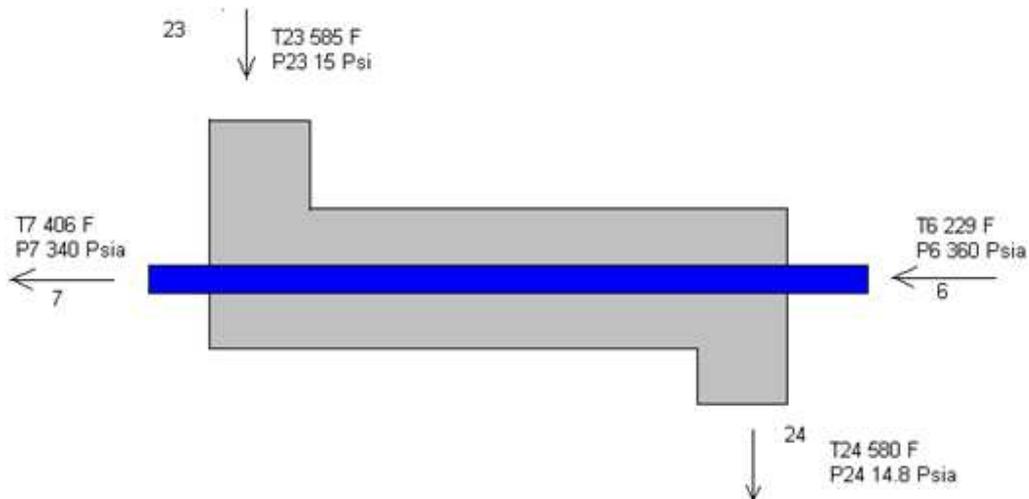


Figura 9.6.0.3. Esquemático del intercambiador EC-802.

Como el proceso es de flujo estable entonces la tasa de destrucción de exergía $-\dot{X}_{dest}$ y la tasa de cambio de exergía $\Delta\dot{X}_{sistema}$ se hacen cero lo que nos simplifica el balance de exergía como:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} = 0$$

$$\dot{X}_{ent} = \dot{X}_{sal}$$

$$\dot{m}_{23} \psi_{23} + \dot{m}_6 \psi_6 = \dot{W}_{rev} + \dot{m}_7 \psi_7 + \dot{m}_{24} \psi_{24}$$

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{23} \psi_{23} + \dot{m}_6 \psi_6 - \dot{m}_7 \psi_7 - \dot{m}_{24} \psi_{24}$$

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{23} \times (h_{23} - T_0 \times S_{23}) + \dot{m}_6 \times (h_6 - T_0 \times S_6) - \dot{m}_7 \times (h_7 - T_0 \times S_7) - \dot{m}_{24} \times (h_{24} - T_0 \times S_{24})$$

Para calcular el Trabajo reversible, hay que hallar los valores de entalpías y entropías que nos pide la ecuación, estas las podemos hallar con el software EES.

Tabla 9.7.0.7 Fluido caliente entrada EC802

Fluido caliente de Entrada T=585 °F P=15 Psia						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	6031	1.679	115.8	0,0428	0.0718	4.9562
N2	133355	1.797	127.4	0,9475	1.7026	120.71
NO+NO2	448	1.61	922	0,003183	0.00512	2.9347

Agua	905	1.964	1328	0,00643	0,01262	8.5390
Total	140739				1,7922	137.139

Tabla 9.7.0.8 Fluido caliente salida EC802

Fluido caliente de salida T= 580°F P=14.8 Psia						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	6031	1.677	112.3	0,0428	0,0714	4.8064
N2	133355	1.794	123.5	0,9475	1,697	117.0162
NO+NO2	448	1.608	918.75	0,003183	0,00509	2.9243
Agua	905	1.969	1321	0,00633	0,01254	8.3619
Total	140739				1,78603	133.1088

Tabla 9.7.0.9 Fluido frío entrada EC802

Fluido frío de Entrada T=229°F P=345 Psia						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
Agua	34967	0,3369	198	1	0,3369	198
Total	34967				0.3369	198

Tabla 9.7.0.10 Fluido frío salida EC802

Fluido frío de salida T= 325°F P=406 Psia						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
Agua	34967	0.574	381.6	1	0,574	381.6
Total	34967				0.574	381.6

Entropías y entalpías.

$$H_{23}=137.139\text{Btu/Lbm}$$

$$H_{24}=135.8347\text{ Btu/Lbm}$$

$$H_6=198\text{ Btu/Lbm}$$

$$H_7=381.6\text{Btu/Lbm}$$

$$S_{23}=1.7922\text{ Btu/Lbm}^{\circ}\text{R}$$

$$S_{24}=1.7922\text{Btu/Lbm}^{\circ}\text{R}$$

$$S_6=0.3369\text{Btu/Lbm}^{\circ}\text{R}$$

$$S_7=0.574\text{ Btu/Lbm}^{\circ}\text{R}$$

Flujos másicos

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = 140739 \text{ Lb} / \text{hr}$$

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} = 34967 \text{ Lb} / \text{hr}$$

Cálculo del trabajo reversible

$$\begin{aligned} W_{rev} &= 140739 \text{ Lb} / \text{hr} \times (14.55 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 1.6371 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) + 34967 \text{ Lb} / \text{hr} \times (241.1 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 0.5671 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) \\ &- 140739 \text{ Lb} / \text{hr} \times (13.786 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 1.6375 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) - 34967 \text{ Lb} / \text{hr} \times (181.7 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 0.3794 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) \\ &= -111172683.2 \text{ Btu} / \text{hr} - 1313812.993 \text{ Btu} / \text{hr} + 77908594.95 \text{ Btu} / \text{hr} + 111307871.4 \text{ Btu} / \text{hr} = 165644.27 \text{ Btu} / \text{hr} \\ W_{rev} &= 87928472.28 \text{ Btu} / \text{hr} \end{aligned}$$

9.8 Análisis del intercambiador EC-801

Tabla 9.8.1 Especificaciones técnicas EC 801

Líquido	Tubo del agua	Deposito de gases de combustión	Presion de diseño	700 psi
Flujo Lbm/hrs	33000	140000	Tem de diseño	700 F
Tem entrada F	290	520	Numero de tubos	128
Tem salida F	398.25	421.99	Numero de corrientes	2
Presion de gota psi/in	15.7	1.27	Longitus del tubo	6 ft
Presion de diseño psi	700	0.35	Diametro del tubo	2 in
Presion de operación	600		Espesor del tubo	0.137
Velocidad ft/seg	4.9	55.42	Especificaciones tubo	SA 53 B/SA 178A
Factor de incrustacion	0.001	0.002		
Transferencia de calor		3695350		
Rate btu/hr		7.2417		
LMTD F		126.8		
Dimensiones	largo 9,63 ft/ancho 6,88ft/alto 4,50ft			

Tabla 9.8.2 Gas de proceso EC 801

Línea (Ver Fig. 9.8.1)	Gas de proceso	
	25	26
UNIDADES	Lb/H	Lb/H
Oxígeno (O2)	5977	5977
Nitrógeno (N2)	133692	133692
NO+NO2	46	46
Acido Nítrico (HNO3)		
Agua (H2O)	1229	1229
Amoniaco (NH3)	2	2
Total Flujo	140946	140946
Temp (°F)	623	447
Presión (PSI)	14.7	14.9

Tabla 9.8.3 Fluido frio EC801

Línea (Ver Fig. 9.8.1)	Vapor	
	19	1
UNIDADES	Lb/H	Lb/H
Vapor	19041	19041
Agua de alimentación		
Purga		
Condensado		
Total Flujo	19041	19041
Temp (°F)	406	422
Presión (PSI)	250	250

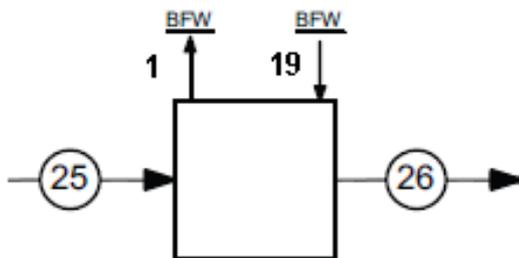


Figura 9.8.1 Esquema del EC-801

CALCULO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR

El objetivo que persigue este cálculo es hallar el coeficiente global de transferencia de calor U, mediante la expresión:

$$Q_{TRANSFERIDO} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El calor transferido $Q_{TRANSFERIDO}$, lo hallamos por la fórmula:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T.$$

Que para el fluido caliente será $Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C$.

Y para el fluido frío es $Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F$.

Cálculo de Q_C .

m_C : Flujo másico del fluido caliente=**140946 Lbs/H**

C_{PC} : Capacidad calórica del fluido caliente

ΔT_C : Diferencia de temperaturas del fluido caliente= (623-447)=176 °F.

Para hallar las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío C_{PC} y C_{PF} , tenemos que encontrar los valores a la temperatura media de los fluidos respectivos, es decir la propiedad C_p para la mezcla de gases.

La temperatura media del fluido caliente está dada por $T_{mc} = (T_1 + T_2) \times 0.5$, y para el fluido frío será $T_{mf} = (T_3 + T_4) \times 0.5$ donde:

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente, (°F).

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente, (°F).

T_3 : Temperatura de entrada del fluido frío, (°F).

T_4 : Temperatura de salida del fluido frío, (°F).

$$T_{mc} = (623^\circ\text{F} + 447^\circ\text{F}) \times 0.5 = 535^\circ\text{F}$$

$$T_{mf} = (422^\circ\text{F} + 406^\circ\text{F}) \times 0.5 = 414^\circ\text{F}$$

Teniendo los valores de las temperaturas medias y con la ayuda del software EES, hallamos los valores de las capacidades calóricas de los componentes de la mezcla de los gases a esas temperaturas.

A continuación se presentan resultados del cálculo del software, donde una de las entradas solicitadas es la temperatura a la cual se quiere hallar la propiedad y las sustancias de trabajo, para nuestro caso las temperaturas medias son 535 °F para el fluido caliente y 414 °F para el fluido frío.

Tabla 1. Capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío

- C_{P1} : Capacidad calórica del O₂ a 535°F = 0.2366 Btu / lbm.R
 C_{P2} : Capacidad calórica del N₂ a 535°F = 0.2545 Btu / lbm.R
 C_{P3} : Capacidad calórica del NO a 535°F = 0.2467 Btu / lbm.R
 C_{P4} : Capacidad calórica del NO₂ a 535°F = 0.232 Btu / lbm.R
 C_{p5} : Capacidad calorífica del NH₃ a 535°F; P=14.7 Psia= 0.6206
 C_{P6} : Capacidad calórica del H₂O a 535°F, P= 14.7 Psia = 0.4784 Btu / lbm.R
 C_{P7} : Capacidad calórica del H₂O a 414°F, P= 250 Psia = 0.6608 Btu / lbm.R

La capacidad calórica de la mezcla es igual a la sumatoria del producto de la fracción molar de cada sustancia y su capacidad calórica, esto es:

$$C_p = \sum_{i=1}^n G_i \times C_{pi}$$

La fórmula anterior queda resumida en una hoja de cálculo en Excel de la siguiente manera, sabiendo que la fracción molar (G) se obtiene del cociente del flujo del componente de la mezcla y el flujo total de la mezcla.

Tabla 9.8.4 Fluido caliente entrada EC801

Flujo de Entrada T= 623°F P=14.7 Psia (Fluido caliente)				
Material	Flujo (Lbm/H)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	5977	0,2366	0,042406	0,020970576
N2	133692	0,2545	0,94853	0,195922976
NO+NO2	46	0,23935	0,000326	0,025275835
Agua	1229	0,4784	0,008719	0,004171
NH3	2	0.6206	0.0000147	0.00000912
Total	140946			0,2463

Tabla 9.8.5 Fluido caliente salida EC801

Flujo de Salida T= 447°F P=14.9Psia (Fluido caliente)				
Material	Flujo (Lbm/H)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	5977	0,2366	0,04	0,021
N2	133692	0,2545	0,95	0,1959
NO+NO2	46	0,23935	0	0,0253
Agua	1229	0,4784	0,01	0,0042
NH3	2	0.6206	0.0000147	0.00000912
Total	140946			0,2463

Tabla 9.8.6 Fluido frio entrada EC801

Flujo de Entrada T= 406°F P=265 Psia (Fluido frío)				
Material	Flujo (Lbm/H)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
Agua	19041	0,6608	1	0,6608
Total	19041			0,6608

Tabla 9.8.7 Fluido frio salida EC801

Flujo de Salida T= 422°F P=265 Psia (Fluido frío)				
Material	Flujo (Lbm/H)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
Agua	19041	0,6608	1	0,6608
Total	19041			0,6608

Luego hay que hallar la capacidad calórica de la mezcla para cada uno de los fluidos así:

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido caliente. (C_{Pmc})

$$(C_{Pmc})=0.2463 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ R$$

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido frío. (C_{Pmf})

$$(C_{Pmf})=0.6608 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ R$$

Conocidas las capacidades calóricas de la mezcla para cada uno de los fluidos, procedemos a calcular el calor transferido.

Cálculo del calor transferido por el fluido caliente

$$Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C \quad =$$

$$140946 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2463 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ R \times (1082.67^\circ R - 906.67^\circ R) = 6109839.965 \text{ Btu} / \text{Hr} .$$

Conversiones:

$$623^\circ F = 1082.67^\circ R$$

$$447^\circ F = 906.67.67^\circ R$$

Cálculo del calor transferido por el fluido frío

$$Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F$$

$$= 19041 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.6608 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ R \times (881.67^\circ R - 865.67^\circ F) = 201316.6848 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

$$\text{Conversiones: } 422^\circ F = 881.67^\circ R$$

$$406^\circ F = 865.67^\circ R$$

Teniendo el calor transferido podemos realizar el cálculo térmico del intercambiador para posteriormente hallar la eficiencia del mismo.

CALCULO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR EC-801

$$Q_{TRANSFERIDA} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El objetivo acá es calcular el coeficiente global de transferencia de calor U, que despejándola de la ecuación nos queda:

$$U = \frac{Q_{TRANSFERIDA}}{A_S \times \Delta T_{LOG} \times F}$$

Cálculo de A_S .

$A_S = \pi \times D \times L$, el diámetro de la tubería es 2" y la longitud por tubo es 6 ft, pero el intercambiador tiene 128 tubos lo cual quiere decir que la longitud total del intercambiador se obtiene del producto de la longitud por tubo 6 pies y el # de tubos del intercambiador 128, luego **L=768 pies**.

$$A_S = \frac{\pi \times D \times L}{12} = \frac{\pi \times 2 \text{ ft} \times 768 \text{ ft}}{12} = 402.12 \text{ ft}^2$$

Cálculo de ΔT_{LOG}

$$\Delta T_{LOG} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{Ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Donde ΔT_1 : Diferencia de temperaturas de intercambio calientes.

ΔT_2 : Diferencia de temperaturas de intercambio frías.

$$\Delta T_1 = T_1 - T_4 = 623^\circ\text{F} - 422^\circ\text{F} = 201^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_2 = T_2 - T_3 = 447^\circ\text{F} - 406^\circ\text{F} = 41^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{LOG} = \frac{201^\circ\text{F} - 41^\circ\text{F}}{Ln \frac{201}{41}} = 100.67^\circ\text{F}$$

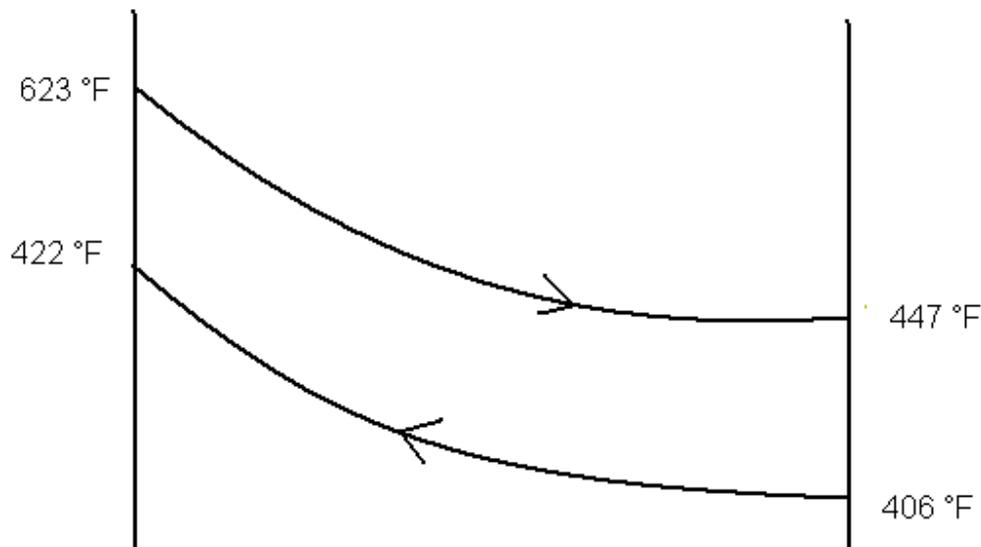


Figura 9.8.2. Variación de la temperatura del EC-801.

CALCULO DEL COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U

Encontrados los términos de la ecuación procedemos a hacer el cálculo de U,

$$U = \frac{Q_{TRANSFERID\ O}}{A_s \times \Delta T_{LOG}}$$

$$U = \frac{201316.6848 \text{ Btu} / \text{Hr}}{402.12 \text{ ft}^2 \times 100.67^\circ \text{ F}} = 4.973 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ \text{ F}}$$

Cálculo de la eficiencia del EC-801

La eficiencia de un intercambiador de calor se define como la relación entre el calor transferido y el calor máximo, la ecuación que lo rige es:

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERID\ O}}{Q_{MAX}}$$

Nuestro objetivo ahora es hallar el Q_{MAX} y que por definición es:

$$Q_{MAX} = C_{MIN} \times (T_1 - T_4)$$

El C_{MIN} se encuentra escogiendo el menor de los valores de las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío.

$$C_c = m \times C_p = 140946 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2463 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{ R} = 34714.999 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{ R}$$

$$C_F = m \times C_P = 1904 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.6608 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{R} = 12582.2928 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{R}$$

Con C_C como la capacidad calórica del fluido caliente y C_F la capacidad calórica del fluido frío, nuestro C_{MIN} es 12582.2928 Btu/H °F, calculando Q_{MAX} , obtenemos:

$$Q_{\text{MAX}} = 12582.2928 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{F} \times (1082.67^\circ \text{F} - 865.67^\circ \text{F}) = 2730357.538 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

$$\eta = \frac{Q_{\text{TRANSFERIDO}}}{Q_{\text{MAX}}} = \frac{201316.6848 \text{ Btu} / \text{Hr}}{2730357.538 \text{ Btu} / \text{Hr}} = 0.07373 \text{ Expresado en } \% e = 7.37\%$$

CÁLCULO DE LA EFICIENCIA POR EL MÉTODO DE LA EFECTIVIDAD

$$NTU = \frac{U \times A_s}{C_{\text{MIN}}} = \frac{4.973 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ \text{F}} \times 402.12 \text{ ft}^2}{12582.2928 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times ^\circ \text{F}}} = 0.15$$

Hallamos la relación de capacidades calóricas C.

$$C = \frac{C_{\text{MIN}}}{C_{\text{MAX}}} = \frac{12582.2928}{34714.999} = 0.3624$$

Para un intercambiador de tubo y coraza, de un paso por la coraza y 2, 4, 6... pasos por los tubos, la eficiencia se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{1 - e^{[NTU(1-C)]}}{1 - ce^{[-NTU(1-C)]}}$$

$$e^{[-NTU(1-C)]} = e^{[-0.15(1-0.3624)]} = 0.908$$

$$\eta = \frac{1 - 0.908}{1 - 0.3624 \times 0.908} = 0.1359$$

Llevándolo a porcentaje nos queda $\eta = 13.59\%$

BALANCE EXERGETICO DEL EC-801

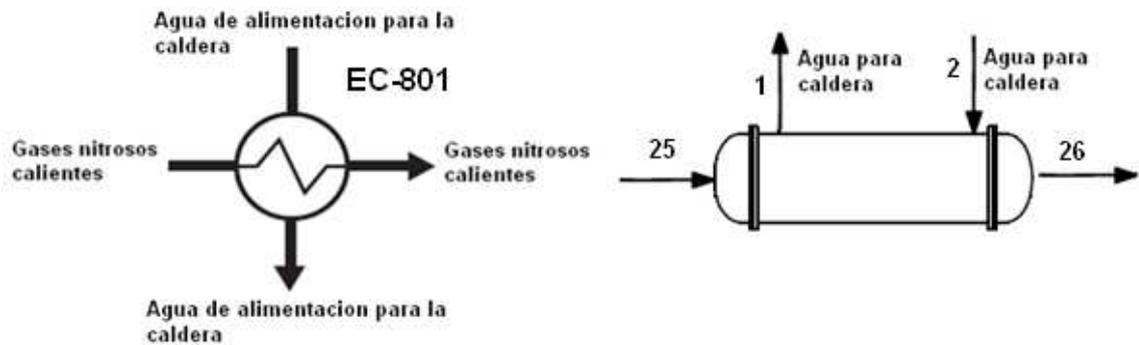


Figura 9.8.3. Esquemático del EC-801.

El balance exergetico de cualquier máquina térmica viene dado por la siguiente expresión:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} - \dot{X}_{dest} = \Delta X_{sistema}, \text{ donde:}$$

$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal}$: Tasa de transferencia de exergía por calor, trabajo y masa.

$-\dot{X}_{dest}$: Tasa de destrucción de exergía.

$\Delta X_{sistema}$: Tasa de cambio de exergía.

Las variables de entrada y salida quedan definidas según esquemático del E-801

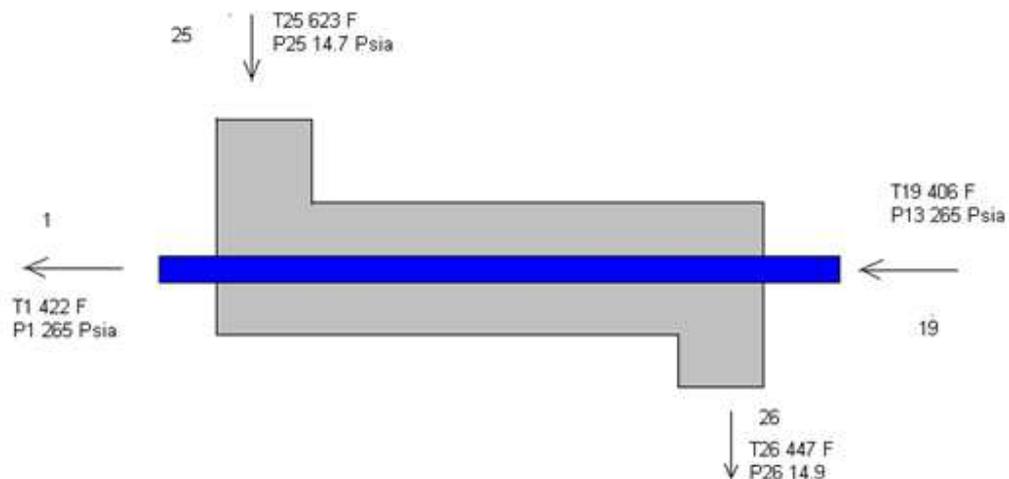


Figura 9.8.4. Ilustración del EC-801

Como el proceso es de flujo estable entonces la tasa de destrucción de exergía $-\dot{X}_{dest}$ y la tasa de cambio de exergía $\Delta\dot{X}_{sistema}$ se hacen cero lo que nos simplifica el balance de exergía como:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} = 0$$

$$\dot{X}_{ent} = \dot{X}_{sal}$$

$$\dot{m}_{25} \psi_{25} + \dot{m}_{19} \psi_{19} = \dot{W}_{rev} + \dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_{26} \psi_{26}$$

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{25} \psi_{25} + \dot{m}_{19} \psi_{19} - \dot{m}_1 \psi_1 - \dot{m}_{26} \psi_{26}$$

$$\dot{W}_{rev} = \dot{m}_{25} \times (h_{25} - T_0 \times S_{25}) + \dot{m}_{19} \times (h_{19} - T_0 \times S_{19}) - \dot{m}_1 \times (h_1 - T_0 \times S_1) - \dot{m}_{26} \times (h_{26} - T_0 \times S_{26})$$

Para calcular el Trabajo reversible, hay que hallar los valores de entalpías y entropías que nos pide la ecuación, estas las podemos hallar con el software EES. Ahora bien como lo que tenemos es una mezcla de gases, hallamos la pareja de entalpías y entropías.

Tabla 9.8.8 Fluido caliente entrada EC801

Fluido caliente de Entrada T= 623°F P=14.7 Psia						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	5977	1,984	124.9	0,042406	0,084133	5.2957
N2	133692	1,808	137.1	0,94853	1,714942	130.0434
NO+NO2	46	1,6205	931.5	0,000326	0,000528	0.3036
Agua	1229	1,984	1346	0,008719	0,017298	11.7357
NH3	2	1.973	977.3	0.0000147	0.000029	0.014366
Total	140946				1,81693	147.3887

Tabla 9.8.9 Fluido caliente salida EC801

Fluido caliente de salida T= 447°F P=14.9 Psia						
Material	Flujo (Lbm/h)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R)S	ENTALPIA (Btu/Lbm)H	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	5977	1.646	83.29	0.042406	0.0698	3.5320
N2	133692	1.762	92.31	0.94853	1.6731	87.558804
NO+ NO2	46	1.577	889.1	0.000326	0.000514	0.289846
Agua	1229	1.898	1262	0.008719	0.001654	1.100337
NH3	2	1.861	868	0.0000147	0.0000273	0.012759
Total	140946				1,7450	92.4936

Tabla 9.8.10 Fluido frío entrada EC801

Fluido frío de Entrada T= 406°F P=265 Psia						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
Agua	19041	0.5741	381.6	1	0.5741	381.6
Total	19041				0.5741	381.6

Tabla 9.8.11 Fluido frío salida EC801

Fluido frío de salida T= 422°F P=265 Psia						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
Agua	19041	1.534	1213	1	1.534	1213
Total	19041				1.534	1213

Pareja de entropías y entalpías.

$$H_{25}=908.534\text{Btu/Lbm}$$

$$H_{26}=924.93\text{ Btu/Lbm}$$

$$H_{19}=381.6\text{ Btu/Lbm}$$

$$H_1=1213\text{ Btu/Lbm}$$

$$S_{25}=1.7040555\text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R}$$

$$S_{26}=1.7450\text{Btu/Lbm}^\circ\text{R}$$

$$S_{19}=0.5741\text{Btu/Lbm}^\circ\text{R}$$

$$S_1=1.534\text{Btu/Lbm}^\circ$$

Flujos másicos

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26} = 140946\text{Lb} / \text{hr}$$

$$\dot{m}_{19} = \dot{m}_1 = 19041\text{Lb} / \text{hr}$$

Cálculo del trabajo reversible

$$\begin{aligned} W_{rev} &= 140946\text{Lb} / \text{hr} \times (248.729\text{Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ\text{R} \times 1.704\text{Btu} / \text{lbm}^\circ\text{R}) + 19041\text{Lb} / \text{hr} \times (381.6\text{Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ\text{R} \times 0.5741\text{Btu} / \text{lbm}^\circ\text{R}) \\ &\quad - 140946\text{Lb} / \text{hr} \times (92.463\text{Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ\text{R} \times 1.6439\text{Btu} / \text{lbm}^\circ\text{R}) - 19041\text{Lb} / \text{hr} \times (1213\text{Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ\text{R} \times 1.534\text{Btu} / \text{lbm}^\circ\text{R}) \\ &= -82963155.3\text{Btu} / \text{hr} + 1894336.918\text{Btu} / \text{hr} + 100825645\text{Btu} / \text{hr} - 8186756.018\text{Btu} / \text{hr} \\ W_{rev} &= 11570070.6\text{Btu} / \text{hr} \end{aligned}$$

9.9 DISEÑO DEL NUEVO INTERCAMBIADOR DE CALOR

Tabla 9.9.9.9.1 Fluido caliente nuevo intercambiador

Línea #	Gas de proceso	
	25	26
UNIDADES	Lb/H	Lb/H
Oxígeno (O2)	5977	5977
Nitrógeno (N2)	133692	133692
NO+NO2	46	46
Acido Nítrico (HNO3)		
Agua (H2O)	1229	1229
Amoniaco (NH3)	2	2
Total Flujo	140946	140946
Temp (°F)	650	430
Presión (PSI)	14.7	14.9

Tabla 9.9.2 Fluido frío nuevo intercambiador

Línea #	Agua para calderas	
	19	1
UNIDADES	Lb/H	Lb/H
Vapor		
Agua de alimentación	30000	30000
Purga		
Condensado		
Total Flujo		
Temp (°F)	225	370
Presión (PSI)	350	350

9.10 CALCULO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR NUEVO

El objetivo que persigue este cálculo es hallar el coeficiente global de transferencia de calor U , mediante la expresión:

$$Q_{TRANSFERIDO} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

El calor transferido $Q_{TRANSFERIDO}$, lo hallamos por la fórmula:

$$Q = m \times C_P \times \Delta T.$$

Que para el fluido caliente será $Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C$.

Y para el fluido frío es $Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F$.

Cálculo de Q_C .

m_C : Flujo másico del fluido caliente=**140739 Lbm/Hr**

C_{PC} : Capacidad calórica del fluido caliente

ΔT_C : Diferencia de temperaturas del fluido caliente= $(650-430)=$ **220 °F**.

Para hallar las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío C_{PC} y C_{PF} , tenemos que encontrar los valores a la temperatura media de los fluidos respectivos, es decir la propiedad C_P para la mezcla de gases.

La temperatura media del fluido caliente está dada por $T_{mc} = (T_1 + T_2) \times 0.5$, y para el fluido frío será $T_{mf} = (T_3 + T_4) \times 0.5$ donde:

T_1 : Temperatura de entrada del fluido caliente, (°F).

T_2 : Temperatura de salida del fluido caliente, (°F).

T_3 : Temperatura de entrada del fluido frío, (°F).

T_4 : Temperatura de salida del fluido frío, (°F).

$$T_{mc} = (650^\circ\text{F} + 430^\circ\text{F}) \times 0.5 = \mathbf{540^\circ\text{F}}$$

$$T_{mf} = (225^\circ\text{F} + 370^\circ\text{F}) \times 0.5 = \mathbf{297.5^\circ\text{F}}$$

Teniendo los valores de las temperaturas medias y con la ayuda del software EES, hallamos los valores de las capacidades calóricas de los componentes de la mezcla de los gases a esas temperaturas.

A continuación se presentan resultados del cálculo del software, donde una de las entradas solicitadas es la temperatura a la cual se quiere hallar la propiedad y las sustancias de trabajo, para nuestro caso las temperaturas medias son 540 °F para el fluido caliente y 297.5 °F para el fluido frío.

Se calculan las propiedades mediante el software

Capacidades calóricas

C_{P1} : Capacidad calórica del O_2 a 540°F = 0.2368 Btu / lbm.R

C_{P2} : Capacidad calórica del N_2 a 540°F = 0.2547 Btu / lbm.R

C_{P3} : Capacidad calórica del NO a 540°F = 0.2469 Btu / lbm.R

C_{P4} : Capacidad calórica del NO_2 a 540°F = 0.2324 Btu / lbm.R

C_{P5} : Capacidad calórica del H_2O a 540°F, P= 14.7 Psia = 0.4787 Btu / lbm.R

C_{P6} : Capacidad calórica del NH_3 a 540°F, P= 14.7 Psia = 0.6221 Btu / lbm.R

C_{P7} : Capacidad calorífica del H_2O a 297.5°F P=350 Psia = 1.028 Btu / lbm.R

La capacidad calórica de la mezcla es igual a la sumatoria del producto de la fracción molar de cada sustancia y su capacidad calórica, esto es:

$$C_p = \sum_{i=1}^n G_i \times C_{pi}$$

La fórmula anterior queda resumida en una hoja de cálculo en Excel de la siguiente manera, sabiendo que la fracción molar (G) se obtiene del cociente del flujo del componente de la mezcla y el flujo total de la mezcla.

Tabla 9.10.1 Fluido caliente entrada nuevo intercambiador

Flujo de Entrada T= 650°F P=14.7 Psia (Fluido caliente)				
Material	Flujo (Lb/h)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	5977	0,2368	0,0424	0,01004
N2	133692	0,2547	0,9499	0,24193
NO+NO2	46	0,2396	0,0003268	0,0000783
NH ₃	2	0.6221	0.0000142	0.00000883
Agua	1229	0,4787	0,00873	0,00417
Total	140946			0,2562

Tabla 9.10.2 Fluido caliente salida nuevo intercambiador

Flujo de salida T= 430°F P=14.9 Psia (Fluido caliente)				
Material	Flujo (Lbm/H)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	5977	0,2368	0,04	0,01
N2	133692	0,2547	0,95	0,2419
NO+NO2	46	0,2396	0	8E-05
NH ₃	2	0.6221	0.0000142	0.00000883
Agua	1229	0,4787	0,01	0,0042
Total	140946			0,2562

Tabla 9.10.3 Fluido frío entrada nuevo intercambiador

Flujo de Entrada T= 225°F P=350 Psia (Fluido frío)				
Material	Flujo (Lbm/H)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
Agua	30000	1.028	1	1.028
Total	30000			1.028

Tabla 9.10.4 Fluido frío salida nuevo intercambiador

Flujo de salida T= 370°F P=350 Psia (Fluido frío)				
Material	Flujo (Lbm/H)	Cp (Btu/Lbm°R)	Fracción Másica(G)	CpxG (Btu/Lbm°R)
O2	30000	1.028	1	1.028
Total	30000			1.028

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido caliente. (C_{PmC})
 $(C_{PmC})=0.2562 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ R$

Calculo de la capacidad calórica de la mezcla del fluido frío. (C_{Pmf})
 $(C_{Pmf})=1.028 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ R$

Conocidas las capacidades calóricas de la mezcla para cada uno de los fluidos, procedemos a calcular el calor transferido.

Cálculo del calor transferido por el fluido caliente

$$Q_C = m_C \times C_{PC} \times \Delta T_C = 140739 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2562 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ R \times (1109.67^\circ R - 889.67^\circ R) = 7932612.996 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

Conversiones: $650^\circ F = 1109.67^\circ R$
 $430^\circ F = 889.67^\circ R$

Cálculo del calor transferido por el fluido frío

$$Q_F = m_F \times C_{PF} \times \Delta T_F = 30000 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 1.028 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ R \times (829.67^\circ R - 684.67^\circ F) = 4471800 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

Conversiones:
 $370^\circ F = 829.67^\circ R$
 $225^\circ F = 684.67^\circ R$

Teniendo el calor transferido podemos realizar el cálculo térmico del intercambiador para posteriormente hallar la eficiencia del mismo.

CALCULO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR

$$Q_{TRANSFERIDO} = U \times A_S \times \Delta T_{LOG} \times F$$

Debido a que nuestro intercambiador es de un solo tubo a contraflujo el factor de corrección F no aplica.

El objetivo acá es calcular el coeficiente global de transferencia de calor U, que despejándola de la ecuación nos queda:

$$U = \frac{Q_{TRANSFERIDO}}{A_S \times \Delta T_{LOG}}$$

Cálculo de ΔT_{LOG}

$$\Delta T_{LOG} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Donde ΔT_1 : Diferencia de temperaturas de intercambio calientes.

ΔT_2 : Diferencia de temperaturas de intercambio frías.

$$\Delta T_1 = T_1 - T_3 = 650^\circ F - 370^\circ F = 280^\circ F$$

$$\Delta T_2 = T_2 - T_4 = 430^\circ F - 225^\circ F = 205^\circ F$$

$$\Delta T_{LOG} = \frac{280^\circ F - 205^\circ F}{\ln \frac{280}{205}} = 240.55^\circ F$$

Nuestro objetivo ahora es hallar el Q_{MAX} y que por definición es:

$$Q_{MAX} = C_{MIN} \times (T_1 - T_4)$$

El C_{MIN} se encuentra escogiendo el menor de los valores de las capacidades calóricas de los fluidos caliente y frío.

$$C_C = m \times C_p = 140739 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 0.2562 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{R} = 36057.33 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{R}$$

$$C_F = m \times C_p = 30000 \text{ Lbm} / \text{Hr} \times 1.028 \text{ Btu} / \text{Lbm}^\circ \text{R} = 30840 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{R}$$

Con C_C como la capacidad calórica del fluido caliente y C_F la capacidad calórica del fluido frío, nuestro C_{MIN} es 30840 Btu/Hr $^\circ$ R, calculando Q_{MAX} , obtenemos:

$$Q_{MAX} = 30840 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{F} \times (1109.67^\circ \text{R} - 684.67^\circ \text{R}) = 13107000 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

$$Q_{transferid} = mcp \times (T_{sal1} - T_{ent})_{agua}$$

$$Q_{trans} = 30000 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{F} \times 1.028 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{R} (829.67^\circ \text{R} - 684.67^\circ \text{R}) = 4471800 \text{ Btu} / \text{Hr}$$

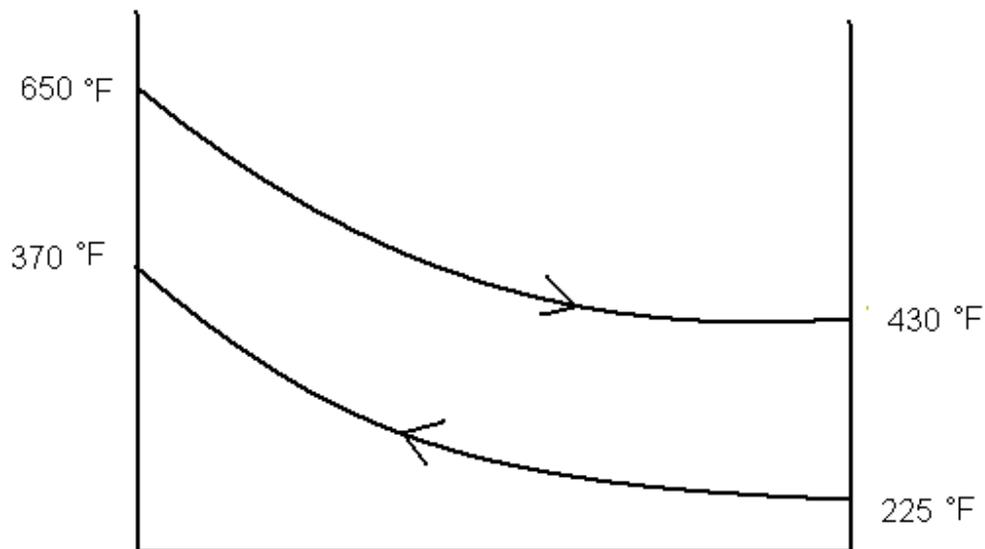


Figura 9.10.1. Variación de temperatura en el nuevo intercambiador.

Cálculo de la eficiencia

La eficiencia de un intercambiador de calor se define como la relación entre el calor transferido y el calor máximo, la ecuación que lo rige es:

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERID. O}}{Q_{MAX}}$$

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERID. O}}{Q_{MAX}} = \frac{4471800 \text{ Btu} / \text{Hr}}{13107000 \text{ Btu} / \text{Hr}} = 0.3411$$

$$NTU = \frac{1}{C-1} \ln \left(\frac{e-1}{ec-1} \right)$$

Hallo la relación de capacidades calóricas C.

$$C = \frac{C_{MIN}}{C_{MAX}} = \frac{30840}{36057.33} = 0.85$$

$$: NTU = \frac{1}{0.85-1} \ln \left(\frac{0.3411-1}{(0.3411 \times 0.85)-1} \right) = 0.4979$$

$$NTU = \frac{U A_s}{C \min}$$

Teniendo en cuenta los valores de transferencia típica de intercambiadores de calor entre agua/vapor de agua y aire, según la tabla 13-1, pág. 673 del libro transferencia de calor de Yunus A. Cengel segunda edición, tomamos un valor medio de 26,4 Btu/Hr. Ft². °F.

$$A_s = \frac{NTU \times C \min}{U} = \frac{0.4979 \times 30840 \text{ Btu} / \text{Hr}^\circ \text{R}}{26.4 \frac{\text{Btu}}{\text{Hr} \times \text{ft}^2 \times \text{F}}} = 581.64 \text{ ft}^2$$

Tomando un diámetro típico de 2" de diámetro exterior de tubería para intercambiadores nos da de necesitaríamos la siguiente longitud de tubo.

$$A_s = \pi D L$$

$$L = \frac{581.64 \text{ ft}^2}{\pi \times 0.166 \text{ ft}} = 1115.3 \text{ ft}$$

Como un intercambiador de esta longitud es poco práctico necesitamos hallar una cantidad de tubos basándonos en una longitud típica. Ya que en la planta de NAN2 tenemos intercambiadores con longitudes típicas de alrededor de 9ft, entonces tomaremos esta longitud.

N= numero de tubos

l= longitud asumida para los tubos

$$N = \frac{L}{l} = \frac{1115.3 \text{ ft}}{9 \text{ ft}} = 124$$

BALANCE EXERGETICO

El balance exergético de cualquier máquina térmica viene dado por la siguiente expresión:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} - \dot{X}_{dest} = \Delta X_{sistema}, \text{ donde:}$$

$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal}$: Tasa de transferencia de exergía por calor, trabajo y masa.

$-\dot{X}_{dest}$: Tasa de destrucción de exergía.

$\Delta X_{sistema}$: Tasa de cambio de exergía.

Las variables de entrada y salida quedan definidas según esquemático del E-802 que se encuentra en el diagrama de proceso NAPP 22 de la planta. Ver anexo 2.

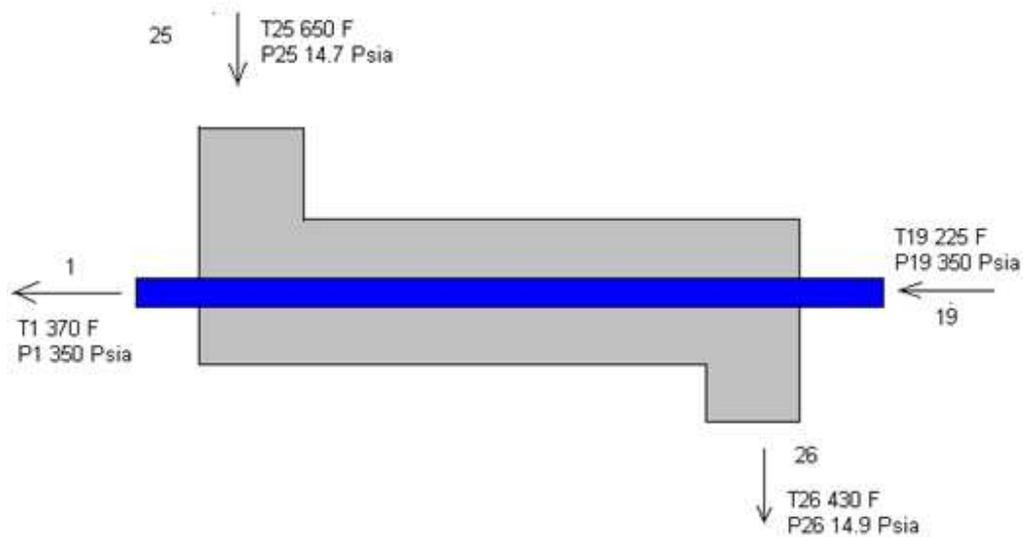


Figura 9.10.2. Esquemático del nuevo intercambiador.

Como el proceso es de flujo estable entonces la tasa de destrucción de exergía $-\dot{X}_{dest}$ y la tasa de cambio de exergía $\Delta X_{sistema}$ se hacen cero lo que nos simplifica el balance de exergía como:

$$\dot{X}_{ent} - \dot{X}_{sal} = 0$$

$$\dot{X}_{ent} = \dot{X}_{sal}$$

$$\dot{m}_{25} \psi_{25} + \dot{m}_{19} \psi_{19} = W_{rev} + \dot{m}_1 \psi_1 + \dot{m}_{26} \psi_{26}$$

$$W_{rev} = \dot{m}_{25} \psi_{25} + \dot{m}_{19} \psi_{19} - \dot{m}_1 \psi_1 - \dot{m}_{26} \psi_{26}$$

$$W_{rev} = \dot{m}_{25} \times (h_{25} - T_0 \times S_{25}) + \dot{m}_{19} \times (h_{19} - T_0 \times S_{19}) - \dot{m}_1 \times (h_1 - T_0 \times S_1) - \dot{m}_{26} \times (h_{26} - T_0 \times S_{26})$$

Para calcular el Trabajo reversible, hay que hallar los valores de entalpías y entropías que nos pide la ecuación, estas las podemos hallar con el software EES. Ahora bien como lo que tenemos es una mezcla de gases, hallamos la pareja de

Tabla 9.10.5 Fluido caliente entrada nuevo intercambiador

Fluido caliente de Entrada T=650 °F P=14.7 Psia						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	5977	1,984	124.9	0,042406	0,084133	36,7588941
N2	133692	1,689	137.1	0,94853	1,602067	369,476154
NH3	46	1,6205	931.5	0,000326	0,000528	166,605201
NO+NO2	2	1,984	1346	0,008719	0,017298	335,70489
Agua	1229	1.973	977.3	0.0000147	0.0000290	0.014366
Total	140946				1,704055	248.72919

Tabla 9.10.6 Fluido caliente salida nuevo intercambiador

Fluido caliente de salida T= 430°F P=14.9 Psia						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
O2	5977	1.898	83.29	0.042406	0.080486	353.199
N2	133692	1.646	92.31	0.94853	1.561.286	87.558.804
NH3	46	1.577	889.1	0.000326	0.000514	0.289846
NO+NO2	2	1.898	1262	0.0008719	0.001654	1.100.337
Agua	1229	1.861	868	0.0000147	0.0000273	0.012759
Total	140946				1,643967	924.933.736

Tabla 9.10.7 Fluido frío entrada nuevo intercambiador

Fluido frío de Entrada T=225°F P=350 Psia						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
Agua	30000	0.5741	381.6	1	0.5741	381.6
Total	30000				0.5741	381.6

Tabla 9.10.8 Fluido frío salida nuevo intercambiador

Fluido frío de salida T= 370°F P=350 Psia						
Material	Flujo (Lbm/H)	ENTROPIA (Btu/Lbm°R) s	ENTALPIA (Btu/Lbm) h	Fracción Másica(G)	SxG	HxG
Agua	30000	1.534	1213	1	1.534	1213
Total	30000				1.534	1213

Entropías y entalpías.

$$\begin{aligned}
 H_{25} &= 248.72919 \text{ Btu/Lbm} & S_{25} &= 1.7040555 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R} \\
 H_{26} &= 92.493736 \text{ Btu/Lbm} & S_{26} &= 1.643967 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R} \\
 H_{19} &= 381.6 \text{ Btu/Lbm} & S_{19} &= 0.5741 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R} \\
 H_1 &= 1213 \text{ Btu/Lbm} & S_1 &= 1.534 \text{ Btu/Lbm}^\circ\text{R}
 \end{aligned}$$

Flujos másicos

$$\begin{aligned}
 \bullet \\
 m_{25} &= m_{26} = 140946 \text{ Lb} / \text{hr} \\
 \bullet \\
 m_{19} &= m_1 = 30000 \text{ Lb} / \text{hr}
 \end{aligned}$$

Cálculo del trabajo reversible

$$\begin{aligned}
 W_{rev} &= 140946 \text{ Lb} / \text{hr} \times (248.729 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 1.704 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) + 30000 \text{ Lb} / \text{hr} \times (381.6 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 0.5741 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) \\
 &- 140946 \text{ Lb} / \text{hr} \times (92.463 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 1.6439 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) - 30000 \text{ Lb} / \text{hr} \times (1213 \text{ Btu} / \text{lbm} - 491.4^\circ \text{R} \times 1.534 \text{ Btu} / \text{lbm}^\circ \text{R}) \\
 &= -82963155.3 \text{ Btu} / \text{hr} + \text{Btu} / \text{hr} + 2984617.8 \text{ Btu} / \text{hr} + 100825645 - 13775772 \text{ Btu} / \text{hr} \\
 W_{rev} &= 7071335.5 \text{ Btu} / \text{hr}
 \end{aligned}$$

DATOS RESUMIDOS INTERCAMBIADOR NUEVO

Intercambiador de coraza y tubos.
 Diametro de los tubos 2"
 Longitud de los tubos 9 ft
 Cantidad de tubos: 124

Teniendo en cuenta que la capacidad de calor disponible es de 13107000 btu/hr y la cantidad de calor requerida por el agua para calentar de 225 °F a 370°F @ 350PSI es de 4471800 btu/hr, entonces tenemos:

$$\eta = \frac{Q_{TRANSFERIDA}}{Q_{MAX}} = \frac{4471800 \text{ Btu} / \text{Hr}}{13107000 \text{ Btu} / \text{Hr}} = 0.3411$$

Lo que nos dice que la eficiencia requerida por el intercambiador es de 34% lo que nos deja bastante espacio para permitir pérdidas por ensuciamiento, encostramiento o cualquier otro fenómeno que pueda afectar el intercambiador.

10 CALCULOS EXERGETICOS

Teniendo en cuenta los balances de masa que entran y salen de los diferentes equipos a las diferentes presiones y temperaturas, podemos calcular los balances exergeticos teniendo en cuenta las entropías de cada elemento.

Tabla 9.10.1 E815 CALCULOS EXERGETICOS

E815				
	Flujo frio		Flujo Caliente	
Línea #	4	6	8	9
UNIDADES	Lb/H	Lb/H	Lb/H	Lb/H
Oxigeno (O2)	35446	35446	13460	12123
Nitrógeno (N2)	116736	116736	117373	117373
NO+NO2			15676	17013
Acido Nítrico (HNO3)				
Agua (H2O)	1706	1706	17099	17099
Amoniaco (NH3)				
Total Flujo	153888	153888	163608	163608
Temp (F)	386	584	1199	1000
Presión (PSIG)	121	116	113	110
Rata exergia	15066559	18410659	40578222	35769395
Exergia en BTU/hr	3344100		4808827	
Eficiencia global	70%			

Tabla 9.10.2 Tren de compresión

Tren de compresión						
	C801		STB801		TB801	
	Aire de proceso		Vapor de proceso		Gas de proceso	
Linea #	2	3	15	16	22	23
UNIDADES	Lb/H	Lb/H	Lb/H	Lb/H	Lb/H	Lb/H
Oxígeno (O2)	40299	40299			40299	40299
Nitrógeno (N2)	132718	132718			132718	132718
NO+NO2						
Acido Nitrico (HNO3)						
Agua (H2O)	4325	1939	30000	30000	4325	1939
Amoniaco (NH3)						
Total Flujo	177342	174956	30000	30000	177342	174956
Temp (°F)	90	364	550	103	1100	585
Presión (PSI)	14.5	125	250	15	102	135
Rata exergia	262313	184487501	11029761	68700	30728390	8450704
Exergia (BTU/hr)	18225188		10961061		22277687	
Eficiencia del tren de compresión	55%					

Tabla 9.10.3 B801

B801				
	Fluido caliente (gas)		Fluido frio (agua)	
Línea #	9	10	9	10
UNIDADES	Lb/H	Lb/H	Lb/H	Lb/H
Oxígeno (O2)	12123	10343		
Nitrógeno (N2)	117373	117373		
NO+NO2	17013	18743		
Acido Nitrico (HNO3)				
Agua (H2O)	17099	17099	25000	25000
Amoniaco (NH3)				
Total Flujo	163608	163608	25000	25000
Temp (°F)	1031	470	407	414
Presión (PSI)	110	109	250	275
Rata de exergia	35769395	16799977	2490657	11029761
Exergia en BTU	18969418		8539104	
Eficiencia global	45%			

Tabla 9.10.4 E802

E802				
	Flujo caliente		Flujo frio	
Línea #	11	12	20	21
UNIDADES	Lb/H	Lb/H	Lb/H	Lb/H
Oxígeno (O2)	8580	8274	6031	6031
Nitrógeno (N2)	117373	117373	133355	133355
NO+NO2	20556	20862	448	448
Acido Nítrico (HNO3)				
Agua (H2O)	17099	17099	905	905
Amoniaco (NH3)				
Total Flujo	163608	163608	140739	140739
Temp (°F)	530	385	159	330
Presión (PSI)	108	107	95	92
Rata de exergia	21781420	20656884	11146951	13673216
Exergia en BTU/hr	1124536		2526265	
Eficiencia global	45%			

Tabla 9.10.5 EC802

EC802	Gas de proceso		Agua para calderas	
Línea #	23	24	6	7
UNIDADES	Lb/H	Lb/H	Lb/H	Lb/H
Oxígeno (O2)	6031	6031		
Nitrógeno (N2)	133355	133355		
NO+NO2	448	448		
Acido Nítrico (HNO3)				
Agua (H2O)	905	905	34697	34697
Amoniaco (NH3)				
Total Flujo	140739	140739		
Temp (°F)	586	575	229	406
Presión (PSI)	15	14.8	345	325
Rata de exergia	8450704	8218454	594689	2490657
Exergia BTU/hr	232250		1895968	
Eficiencia global	12%			

Tabla 9.10.6 EC801

EC801	Gas de proceso		Agua de alimentación a la caldera	
	25	26	19	1
Linea #	25	26	19	1
UNIDADES	Lb/H	Lb/H	Lb/H	Lb/H
Oxigeno (O2)	5977	5977		
Nitrogeno (N2)	133692	133692		
NO+NO2	46	46		
Acido Nitrico (HNO3)				
Agua (H2O)	1229	1229	19041	19041
Amoniaco (NH3)	2	2		
Total Flujo	140946	140946		
Temp (°F)	623	447	406	422
Presion (PSI)	14.7	14.7	250	250
Rata de exergia	5282752	3006124	1820857	1921412
Exergia BTU/hr	100556		2276627	
Eficiencia global	4%			

Tabla9.10.7 Destrucción de exergia incluyendo tren de compresión

Destrucción de Exergia (BTU/Hr)	
Equipo	BTUs destruidos
TREN DE COMPRESION	15013559.98
EC-801	2176071.959
CO-801 Y E-803	41912963.97
B-801	10430314.29
E-815	1464726.59
EC-802	1663718.45
E-802	1401729.22
Total	74063084.46

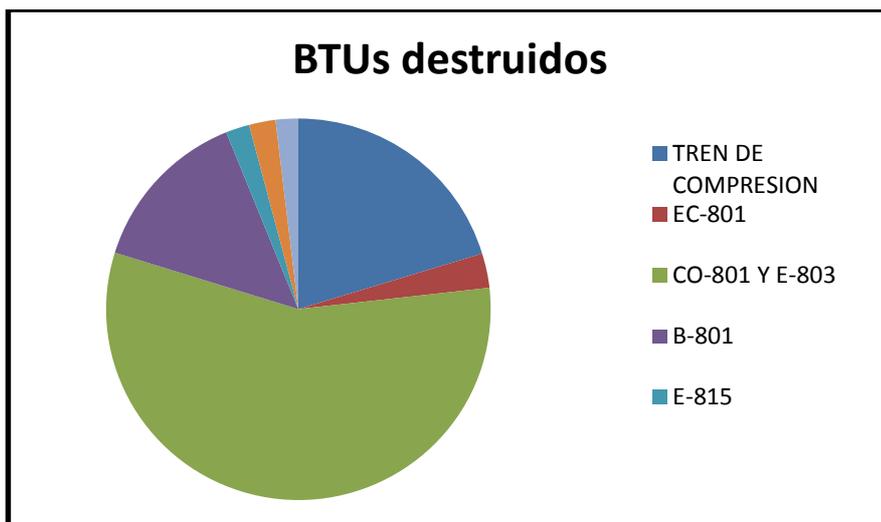


Figura 9.10.1. Destrucción de exergia incluyendo el tren de compresión.

Tabla 9.10.8 Destrucción de exergía sin incluir tren de compresión

Destruccion de Exergia (BTU/Hr)	
Equipo	BTUs destruidos
TREN DE COMPRESION	0
EC-801	2176071.959
CO-801 Y E-803	41912963.97
B-801	10430314.29
E-815	1464726.59
EC-802	1663718.45
E-802	1401729.22
Total	74063084.46

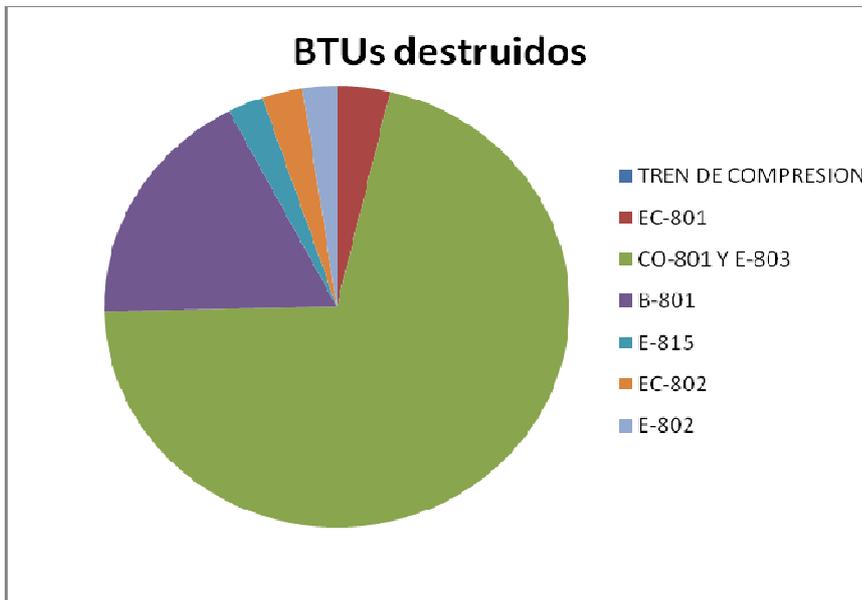


Figura 9.10.2. Destrucción de exergía sin incluir el tren de compresión.

Tabla 9.10.9 Destrucción de exergía sin incluir tren de compresión y convertidor CO 801- E 803

Destrucción de Exergía (BTU/Hr)	
Equipo	BTUs destruidos
TREN DE COMPRESION	0
EC-801	2176071.959
CO-801 Y E-803	0
B-801	10430314.29
E-815	1464726.59
EC-802	1663718.45
E-802	1401729.22
Total	74063084.46

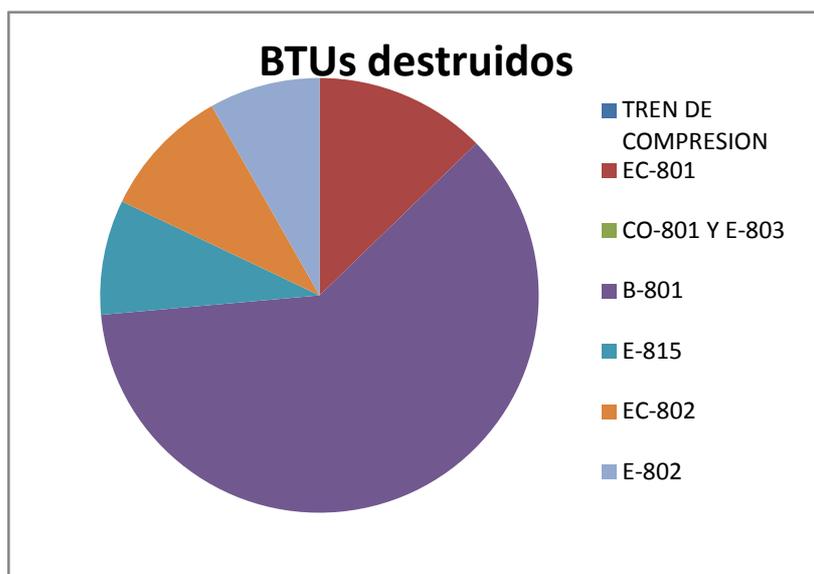


Figura 9.10.3. de exergía sin incluir tren de compresión y convertidor CO 801- E 803.

CALCULOS ECONOMICOS

Perdidas en USD por destrucción de exergía.

Estos cálculos aplican para intercambiadores que afectan directamente la producción y/o consumo de vapor.

Tabla 9.10.10 Perdidas económicas en el proceso

Precio en USD de 1 MBTU	\$ 4.08
--------------------------------	----------------

EC-801	
Perdidas exergeticas (BTU/HR)	2176071.959
Perdidas en USD por Hora	\$ 8.88
Perdidas en USD por dia	\$ 213.08
Perdidas en USD por mes	\$ 6,392.43
Perdidas en USD por Año	\$ 76,709.15

Tren de compresion	
Perdidas exergeticas (BTU/HR)	15013559.98
Perdidas en USD por Hora	\$ 61.26
Perdidas en USD por dia	\$ 1,470.13
Perdidas en USD por mes	\$ 44,103.83
Perdidas en USD por Año	\$ 529,246.01

B-801	
Perdidas exergeticas (BTU/HR)	10430314.29
Perdidas en USD por Hora	\$ 42.56
Perdidas en USD por dia	\$ 1,021.34
Perdidas en USD por mes	\$ 30,640.09
Perdidas en USD por Año	\$ 367,681.10

CO-801 Y E-803	
Perdidas exergeticas (BTU/HR)	41912963.97
Perdidas en USD por Hora	\$ 171.00
Perdidas en USD por dia	\$ 4,104.12
Perdidas en USD por mes	\$ 123,123.52
Perdidas en USD por Año	\$ 1,477,482.28

E-815	
Perdidas exergeticas (BTU/HR)	1464726.59
Perdidas en USD por Hora	\$ 5.98
Perdidas en USD por dia	\$ 143.43
Perdidas en USD por mes	\$ 4,302.78
Perdidas en USD por Año	\$ 51,633.37

EC-802	
Perdidas exergeticas (BTU/HR)	1663718.45
Perdidas en USD por Hora	\$ 6.79
Perdidas en USD por dia	\$ 162.91
Perdidas en USD por mes	\$ 4,887.34
Perdidas en USD por Año	\$ 58,648.07

E-802	
Perdidas exergeticas (BTU/HR)	1401729.22
Perdidas en USD por Hora	\$ 5.72
Perdidas en USD por dia	\$ 137.26
Perdidas en USD por mes	\$ 4,117.72
Perdidas en USD por Año	\$ 49,412.64

11 CONCLUSIONES

Después de haber hallado las eficiencias de los intercambiadores principales que hay en la planta de NAN2 podemos sacar las siguientes conclusiones:

Teniendo en cuenta que debido a nuevas regulaciones ambientales cuyos niveles de emisiones permitidas son menores, el proceso deberá reemplazar el EC802 por un catalizador eliminador de NOX y NO2. Por consiguiente no se tendrá en cuenta dicho equipo para efectos de análisis económico.

Las pérdidas exergeticas que se presentan en la caldera B-801 son muy poco representativas, ya que su eficiencia exergetica ronda el 45%. Se debe mejorar el aislamiento térmico para disminuir las pérdidas.

- Las pérdidas exergeticas del Intercambiador economizador EC-801 son de alrededor de USD\$216.000
- La mayoría de los intercambiadores tienen eficiencias satisfactorias y acordes con los datos de placa
- El intercambiador EC801 debe ser cambiado porque presenta un alto nivel de pérdidas
- Se debe cambiar el intercambiador EC801 por uno nuevo más eficiente
- El nuevo intercambiador EC801 debe venir diseñado para funcionar con las condiciones con las cuales trabajara la planta después de instalado el nuevo abatidor de gases.
- El costo de un nuevo intercambiador EC801 es de alrededor de USD\$200.000 tomando como referencia intercambiadores similares anteriormente adquiridos por ABOCOL.
- Tomando en cuenta las pérdidas que genera la ineficiencia del EC-801 y el valor aproximado de un intercambiador nuevo de similares características la inversión es muy atractiva ya que se recuperaría el valor del nuevo en alrededor de 1 año. Esto lo obtenemos teniendo en cuenta que las pérdidas anuales por la falta del equipo nuevo son de alrededor de USD\$216.000 y que la inversión inicial seria de USD\$200.000 en el intercambiador mas el costo de la instalación y puesta en marcha del mismo.

En el tren de compresión observamos una gran cantidad de destrucción de exergía, pero en la práctica esta fuera de todo contexto hacer algún cambio en estos elementos, que además de ser muy costosos de cambiar, son elementos comunes con otra planta y en el almacén de repuestos se tiene un tren de compresión completo con todos sus repuestos.

El tren de compresión tiene un eficiencia de alrededor del 55% lo que indica que cada uno de sus elementos tiene una eficiencia cercana al 60%, lo cual es aceptable.

Las pérdidas por destrucción de exergía que se ven en el CO801 se pueden mejorar, en su mayoría, instalándole aislamientos térmicos de buena efectividad en toda su superficie.

El E-802 no vale la pena cambiarlo debido a que el costo de reposición es muy alto en referencia al beneficio que traería.

El calentador de aire E-815 no vale la pena cambiarlo, pero se podría disminuir sus pérdidas mejorando el aislamiento térmico el cual no se encuentra en óptimas condiciones.

No es factible utilizar el calor residual que sale por la chimenea debido a que no son admisibles mas caídas de presión en la salida de los gases porque disminuirían la producción neta.

12 RECOMENDACIONES

- Cambiar el EC801 por uno de características similares al descrito en los cálculos de este documento
- Se debe realizar un estudio del funcionamiento de las trampas de vapor de toda la planta de NAN2 con tal de optimizar el sistema de vapor.
- Utilizar el calor remanente que sale por la chimenea para otro proceso o para generar vapor de baja.
- Cambiar los aislamientos térmicos de las tuberías por unos mas eficientes.
- Cambiar el aislamiento térmico del CO-801, E-803, E-802, E-815 y de la B-801.
- Realizar una limpieza exhaustiva de todos los elementos del tren de compresión para eliminar cualquier obstrucción que genere bajas eficiencias en las maquinas.

13 TABLA DE FIGURAS

Figura 1.1.1. Proceso de producción	5
Figura 4.1.1. Esquema de producción de la planta de ácido nítrico NAN2. Ver Anexo 1.....	12
Figura 4.2.1 Convertidor	14
Figura 4.2.2. Esquema del convertidor	14
Figura 4.2.3 Catalizador, vista microscópica, corte transversal	16
Figura 4.2.4. Catalizador, vista real	17
Figura 4.2.5. Tren de enfriamiento.....	19
Figura 4.2.6. Calentador de aire E-815.....	20
Figura 4.2.7. Esquema del E-815	20
Figura 4.2.8. Cámara de reacción.....	21
Figura 4.2.9. Esquema de la cámara de reacción.....	22
Figura 4.2.10. Coolers condensers (Condensadores de superficie)	23
Figura 4.2.11. Esquema del E-801 A/B.....	24
Figura 4.2.12. Esquema del E-802	25
Figura 4.2.13. Esquema del E-809	25
Figura 4.2.14. Sistema de recolección de ácido	26
Figura 4.2.15. Turbina de vapor (STB-801)	27
Figura 4.2.16. Esquema de la turbina a vapor STB-801	28
Figura 4.2.17. Expansor (TB-802).....	29
Figura 4.2.18. Esquema del expansor TB-802	30
Figura 7.1.1. Clasificación de los intercambiadores según las relaciones térmicas de sus fluidos	34
Figura 7.2.1. Esquemas de configuraciones geométricas de flujo comunes para intercambiadores de calor.....	36
Figura 7.2.2. Esquemas de configuraciones geométricas de flujo comunes para intercambiadores de calor.....	36
Figura 7.2.3. Esquemas de configuraciones geométricas de flujo comunes para intercambiadores de calor.....	36
Figura 7.2.4. Esquemas de configuraciones geométricas de flujo comunes para intercambiadores de calor.....	37
Figura 7.2.5. Configuración característica de la temperatura de los fluidos para intercambiadores de diferentes configuraciones.....	38
Figura 7.4.1. Análisis para los intercambiadores de calor según las relaciones de flujo	41
Figura 7.5.1. Volumen de control en un intercambiador de calor.....	42
Figura 7.5.2 Distribuciones de temperatura para un intercambiador de calor de flujo paralelo.....	44
Figura 7.5.3.....	46
Figura 9.2.1 Esquema del E-802	63
9.2.2 Variación de temperatura del E-802	68
9.2.3 Esquemático del intercambiador E-802	71

Figura 9.3.1 Esquema del E-815	78
Figura 9.3.2 Variación de temperatura en el E-815	83
Figura 9.3.3 Esquemático del intercambiador E-815.	86
Figura 9.4.1 B-801	90
Figura 9.4.2 Esquemático B-801.....	91
Figura 9.5.1. C-801	95
Figura 9.5.2. Diagrama del compresor C-801	97
Figura 9.6.1. CO-801 parte inferior	99
Figura 9.6.2. CO-801 parte superior	89
Figura 9.6.3. Esquema del CO-801	90
Figura 9.6.4. Variación de temperatura en el CO-801	95
Figura 9.6.0.1 Esquema del EC-802.....	98
Figura 9.6.0.2. Variación de temperatura del EC-802.....	103
Figura 9.6.0.3. Esquemático del intercambiador EC-802.....	106
Figura 9.8.1 Esquema del EC-801	110
Figura 9.8.2. Variación de la temperatura del EC-801.	116
Figura 9.8.3. Esquemático del EC-801.	118
Figura 9.8.4. Ilustración del EC-801	118
Figura 9.10.1. Variación de temperatura en el nuevo intercambiador.....	128
Figura 9.10.2. Esquemático del nuevo intercambiador.	130
Figura 9.10.1. Destrucción de exergía incluyendo el tren de compresión.....	139
Figura 9.10.2. Destrucción de exergía sin incluir el tren de compresión.	140
Figura 9.10.3. de exergía sin incluir tren de compresión y convertidor CO 801- E 803.....	141

14 INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1.1. Costos unitarios de la producción NAN2.....	5
Tabla 1.1.2. Costos unitarios de la producción NAN3.....	6
Tabla 7.5.1. O ₂ (Oxígeno Molecular)- Entalpía, Entropía y calor específico	54
Tabla 7.5.2. N ₂ (Nitrógeno Molecular) - Entalpía, Entropía y calor específico	55
Tabla 7.5.3. NO (Oxido Nitroso)- Entalpía, Entropía y calor específico	56
Tabla 7.5.4. NO ₂ (Dióxido de Nitrógeno) - Entalpía, Entropía y calor específico ...	57
Tabla 7.5.5. AGUA - Entalpía, Entropía y calor específico.....	58
Tabla 9.1.1 Exergias y eficiencias en cada punto del sistema.....	60
Tabla 9.1.2.....	62
Tabla 9.2.1 Análisis del intercambiador E-802.....	63
Tabla 9.2.2. Capacidades caloríficas y flujo (salida)	65
Tabla 9.2.3. Capacidad calorífica y flujo (entrada).....	65
Tabla 9.2.4. Capacidades caloríficas y flujo (salida)	65
Tabla 9.2.5. Fluido caliente de Entrada	72
Tabla 9.2.6. Fluido caliente de salida.....	72
Tabla 9.2.7. Fluido frío de Entrada.....	72
Tabla 9.2.8. Fluido frío de Salida	73
Tabla 9.3.1. E815.....	78
Tabla 9.3.2. Flujo caliente entrada E815	80
Tabla 9.3.3. Flujo caliente salida E815	80
Tabla 9.3.4. Flujo frío entrada E815.....	80
Tabla 9.3.5. Flujo frío salida E815.....	81
Tabla 9.3.6. Fluido caliente entrada E815	87
Tabla 9.3.7. Fluido caliente salida E815	87
Tabla 9.3.8. Fluido frío entrada E815.....	87
Tabla 9.3.9. Fluido frío salida E815.....	88
Tabla 9.4.1 Especificaciones técnicas caldera	89
Tabla 9.4.2. Fluido caliente B801.....	89
Tabla 9.4.3. Generación de vapor B801	91
Tabla 9.4.4. Flujo de entrada caliente B801	92
Tabla 9.4.5. Flujo de salida caliente B801	92
Tabla 9.4.6. Características del flujo B801	93
Tabla 9.5.1. Propiedades del aire de proceso	96
Tabla 9.5.2. Flujos C801	96
Tabla 9.5.3. Características flujo entrada C801	97
Tabla 9.5.4. Características flujo salida C801	97
Tabla 9.6.1. Flujos CO801 (E-803)	90
Tabla 9.6.2. Fluido caliente entrada CO801 (E-803).....	92
Tabla 9.6.3 Fluido caliente salida CO801 (E-803)	92
Tabla 9.6.4 Fluido frío entrada CO801 (E-803).....	92
Tabla 9.6.5 Fluido frío salida CO801 (E-803).....	93
Tabla 9.7.1 Especificaciones técnicas EC 802	97
Tabla 9.7.0.1 Fluido caliente EC802	98
Tabla 9.7.0.2 Fluido frío EC802	98

Tabla 9.7.0.3 Fluido caliente entrada EC802.....	100
Tabla 9.7.0.4 Fluido caliente salida EC802.....	101
Tabla 9.7.0.5 Fluido frio salida EC802.....	101
Tabla 9.7.0.6 Fluido frio salida EC802.....	101
Tabla 9.7.0.7 Fluido caliente entrada EC802.....	106
Tabla 9.7.0.8 Fluido caliente salida EC802.....	107
Tabla 9.7.0.9 Fluido frio entrada EC802.....	107
Tabla 9.7.0.10 Fluido frio salida EC802.....	107
Tabla 9.8.1 Especificaciones técnicas EC 801.....	109
Tabla 9.8.2 Gas de proceso EC 801.....	110
Tabla 9.8.3 Fluido frio EC801.....	110
Tabla 9.8.4 Fluido caliente entrada EC801.....	112
Tabla 9.8.5 Fluido caliente salida EC801.....	113
Tabla 9.8.6 Fluido frio entrada EC801.....	113
Tabla 9.8.7 Fluido frio salida EC801.....	113
Tabla 9.8.8 Fluido caliente entrada EC801.....	119
Tabla 9.8.9 Fluido caliente salida EC801.....	120
Tabla 9.8.10 Fluido frio entrada EC801.....	120
Tabla 9.8.11 Fluido frio salida EC801.....	120
Tabla 9.9.9.9.1 Fluido caliente nuevo intercambiador.....	122
Tabla 9.9.2 Fluido frio nuevo intercambiador.....	122
Tabla 9.10.1 Fluido caliente entrada nuevo intercambiador.....	124
Tabla 9.10.2 Fluido caliente salida nuevo intercambiador.....	125
Tabla 9.10.3 Fluido frio entrada nuevo intercambiador.....	125
Tabla 9.10.4 Fluido frio salida nuevo intercambiador.....	125
Tabla 9.10.5 Fluido caliente entrada nuevo intercambiador.....	131
Tabla 9.10.6 Fluido caliente salida nuevo intercambiador.....	131
Tabla 9.10.7 Fluido frio entrada nuevo intercambiador.....	131
Tabla 9.10.8 Fluido frio salida nuevo intercambiador.....	132
Tabla 9.10.1 E815 CALCULOS EXERGETICOS.....	134
Tabla 9.10.2 Tren de compresión.....	135
Tabla 9.10.3 B801.....	136
Tabla 9.10.4 E802.....	136
Tabla 9.10.5 EC802.....	137
Tabla 9.10.6 EC801.....	138
Tabla9.10.7 Destrucción de exergia incluyendo tren de compresión.....	139
Tabla 9.10.8 Destrucción de exergia sin incluir tren de compresión.....	140
Tabla 9.10.9 Destrucción de exergia sin incluir tren de compresión y convertidor CO 801- E 803.....	141
Tabla 9.10.10 Perdidas económicas en el proceso.....	142

15 ANEXOS

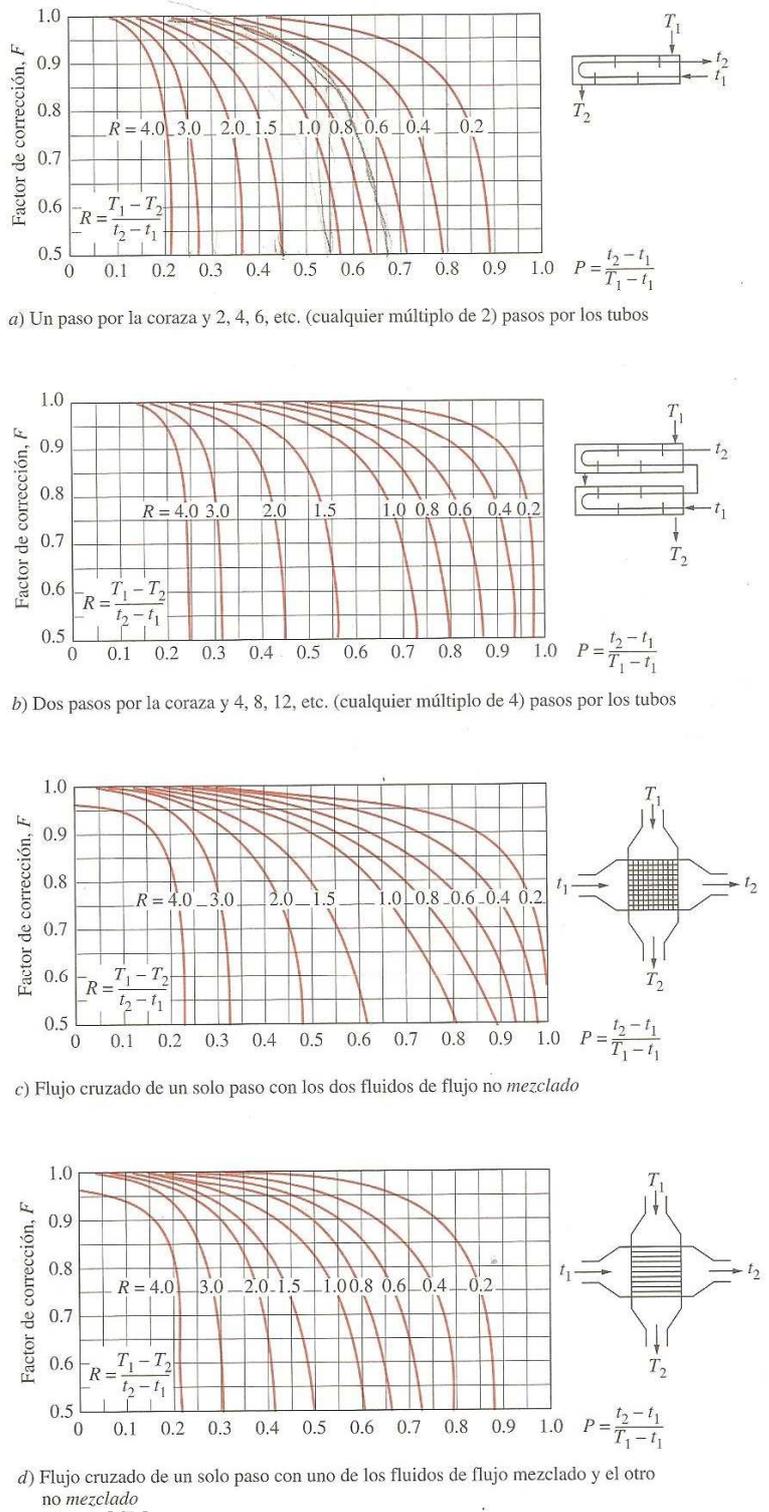


FIGURA 11-18
Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado.

(Tomado de Bowman, Mueller y Nagle.)

16 HOJAS DE DATO

EC-801

		6EC 801			
		E-TECH DESIGN SPECIFICATION			
CUSTOMER - FARMLAND/AG CHEMICAL				INQUIRY - CECO	
				DATE - 5/11/92	
				QUOTE - 29027	
SERVICE - ECONOMIZER		COUNTER CURRENT FLOW			
		PERFORMANCE		FIRING - NAT GAS	
		---TUBE------SHELL---			
FLUID		WATER * FLUE GAS		* DESIGN PRESSURE	
FLOW-LBS/HR		33000. * 140000.		* DESIGN TEMP. 700.0 DEG.F	
TEMP-IN DEG.F		290.00 * 520.00		* NO. OF TUBES 128.0	
TEMP-OUT DEG.F		398.25 * 421.99		* NO. TUBES WIDE 18.0	
PRES.DROP-PSI/IN.WC		15.70 * 1.27		* NO. ROWS DEEP 8.0	
DESIGN PRES-PSI		700.00 * .35		* NO. OF STREAMS 2.0	
OPER. PRES-PSI		600.0 *		* EFF. TUBE LENGTH 6.0000 FT.	
VELOCITY-FT/SEC		4.90 * 55.42		* TUBE O.D. 2.0000 IN.	
FOULING FACTOR		.00100 * .02000		* AVG. TUBE WALL .1370 IN.	
HEAT TRANSFERRED BTU/HR		3695350. *		* TUBE SPEC. SA 53B/SA 178 A	
RATE BTU/HR/SQ.FT-DEG.F		7.2417 *		* FIN MATERIAL CS	
LMTD - DEG.F		126.80 *		* FIN HEIGHT .7500 IN.	
EXT. SURFACE -SQ.FT		4024.3 *		* FIN THICKNESS .0500 IN.	
DIMENSIONS		OL= 9.63 FT OW= 6.88 FT		* FINS / INCH 5.00/IN.	
		HI= 4.50 FT			
DUCT OPENING		LG= 6.00 FT W = 6.00 FT		* HEADER SIZE 3.0 I.P.S. 300 RFWN	

EC-802

SERVICE - ECONOMIZER		COUNTER CURRENT FLOW		DATE - 6/2/92
		PERFORMANCE		QUOTE - 29027
		FIRING - NAT GAS		
FLUID	*---TUBE---	*---SHELL---	*	
	WATER	FLUE GAS	* DESIGN PRESSURE	700.0 PSI
FLOW-LBS/HR	33000.	140000.	* DESIGN TEMP.	700.0 DEG.F
TEMP-IN DEG.F	250.00	600.00	* NO. OF TUBES	84.0
TEMP-OUT DEG.F	383.91	480.00	* NO. TUBES WIDE	14.0
PRES.DROP-PSI/IN.WC	10.57	1.37	* NO. ROWS DEEP	6.0
DESIGN PRES-PSI	700.00	.35	* NO. OF STREAMS	2.0
ER. PRES-PSI	600.0		* EFF. TUBE LENGTH	5.6670 FT.
VELOCITY-FT/SEC	4.88	71.52	* TUBE O.D.	2.0000 IN.
FOULING FACTOR	.00100	.00200	* AVG. TUBE WALL	.1370 IN.
HEAT TRANSFERRED BTU/HR		4559013.	* TUBE SPEC.	SA 53B/SA 178 A
RATE BTU/HR/SQ.FT-DEG.F		9.7120	* FIN MATERIAL	CS
LMTD - DEG.F		222.97	* FIN HEIGHT	.7500 IN.
EXT. SURFACE -SQ.FT		2105.3	* FIN THICKNESS	.0600 IN.
DIMENSIONS	OL= 9.29 FT	OW= 6.13 FT	* FINS / INCH	4.00/IN.
	HI= 3.75 FT			
DUCT OPENING	LG= 5.67 FT	W = 5.25 FT	* HEADER SIZE	3.0 I.P.S. 600 RFWN

E-802

GENERAL NOTES		
1) ALL BOLT HOLES TO STRADDLE NATURAL CENTER LINES.		
2) ALL NOZZLE FLANGES TO HAVE PROTECTIVE COVERS FOR SHIPMENT.		
3) ALL THREADED OPENINGS FURNISHED WITH PLUGS.		
4) SEAL WELD TUBES TO TUBESHEET.		
MATERIALS-	SHELLSIDE	TUBESIDE
TUBES: 360) 1" O.D. x 14 B.W.G. (AVG)	SA-213-304L	
TUBE SHEET	SA-240-304L	
SHELL	SA-240-304L	
BODY FLANGE		
HEAD		
NOZZLE NECK	SA-240-304L	
NOZZLE FLANGE	SA-105 *	
* W/304L FACING		
CERTIFIED		
CORRECT FOR FABRICATION, BY		DATE

DESIGN DATA	SHELL SIDE	TUBE SIDE		
DESIGN PRESSURE	125 PSI.	PSI		
DESIGN TEMPERATURE	400 °F.	°F.		
HYDRO TEST PRESSURE	188 PSI.	PSI		
CORROSION ALLOWANCE	NONE	EXCEPT TUBES		
RADIOGRAPH	SPOT			
STRESS RELIEVE				
NO. OF PASSES	1			
MIN. OUSTON METAL TEMP.	20° F.			
TUBE SURFACE	1,103	SQ. FT. (EXTERNAL)		
APPROX. WEIGHT EACH	EMPTY	FULL H ₂ O		
	6.420 ^{lb}	9.636 ^{lb}		
DESIGN & CONSTRUCTION IN ACCORDANCE WITH: A.S.M.E. SECT. VIII, DIV. 1, STAMPED 1198 SECTION 500 - U1 T.E.M.A. CLASS				
NO.	DATE	DESCRIPTION	BY	CHK
△				
△	7/20/24	CHG. LST 4 & 200 P.A.O. PER H.T.S.	J.S.G.	B.D.
REVISIONS				

CUSTOMER: FARMLAND INDUSTRIES, INC.

ONE UNIT(S) REQUIRED

TAG: HTS. NO. 11828
 ITEM NO. B-11828
 P.O. NO. LAW-3581

DIMENSIONAL OUTLINE

TAIL GAS PREHEATER

SIZE: 28-144 TYPE: J-SHELL

HEAT TRANSFER SYSTEMS, INC.
 DESIGNER & MANUFACTURER
 ST. LOUIS, MO. 63112

OR BY J.O.G.	HTS 11828	REV
DATE 3-19-92	DWG. NO. B-11828-A	△
SVA BF		

B-801

GENERAL NOTES

- 1.) ALL BOLT HOLES TO STRADOLE NATURAL CENTER LINES.
- 2.) ALL NOZZLE FLANGES TO HAVE PROTECTIVE COVERS FOR SHIPMENT.
- 3.) ALL THREADED OPENINGS FURNISHED WITH PLUGS.
- 4.) TUBE TO TUBESHEET JOINT: ROLL TUBES AFTER STRENGTH WELD
- 5.) STRESS RELIEVE COMPLETED SHELL BEFORE ATTACHMENT OF TUBESHEET.

MATERIALS:	TUBE SIDE	SHELL SIDE	W
TUBES (650) - 1" O.D. x 14 BWG (AVG)	SA-265-TP-320	SA-516-70	3/2
TUBE SHEET	SA-516-70		
SHELL	SA-240-321	SA-516-70	
BODY FLANGE	SA-516-70	-	
HEAD/EXP. JOINT	T	SA-516-70	
NOZZLE NECK	I	SA-106-B	
NOZZLE FLANGE	I	SA-105	

• W/SA-240-321 3/2 CLADDING,

BOLTING: SA-193-B7 GASKETS: COMP. NON. ASS

CERTIFIED

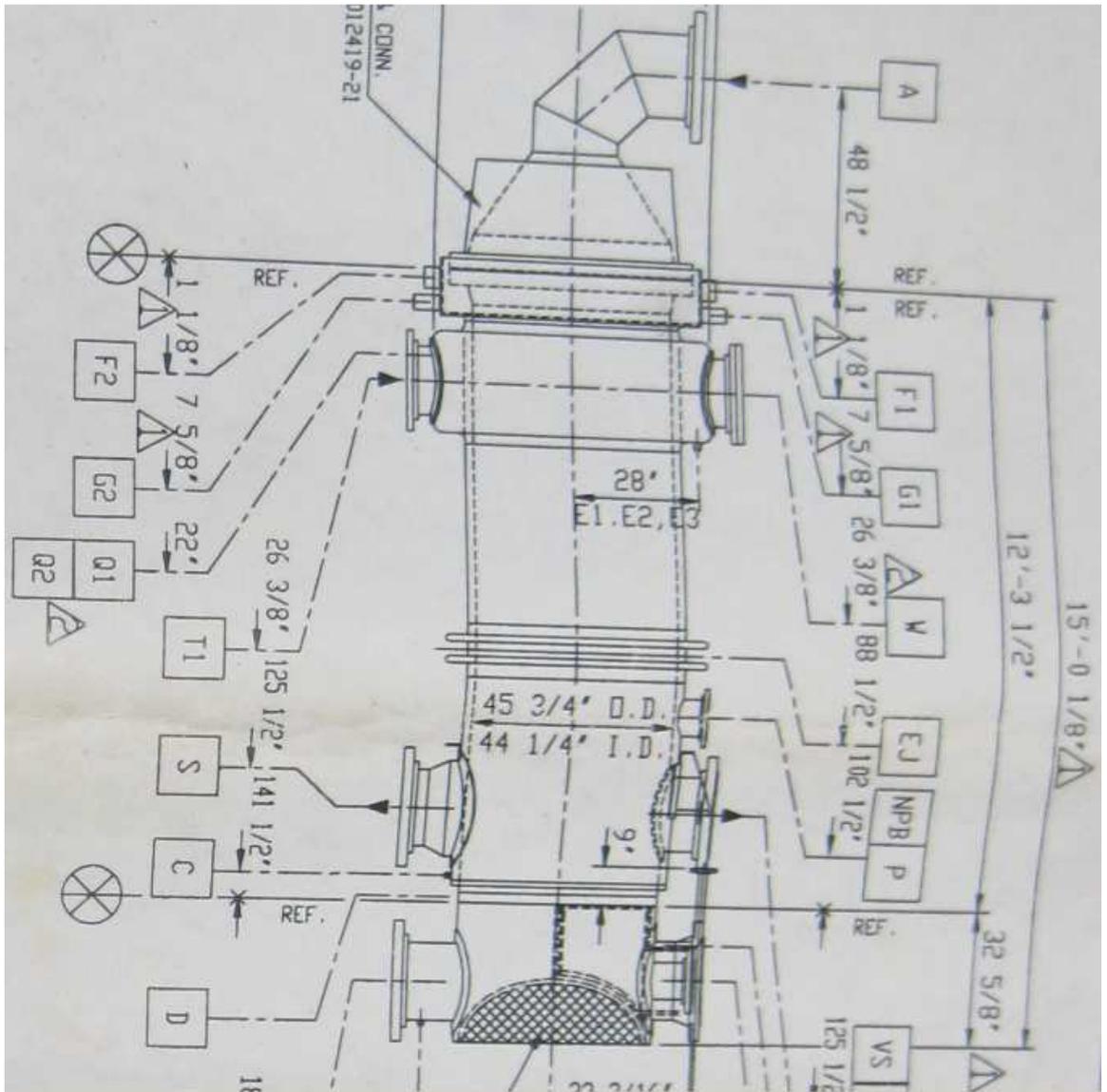
CORRECT FOR FABRICATION, BY _____ DATE _____

DESIGN DATA		SHELL SIDE	TUBE SIDE
DESIGN PRESSURE		600 P.S.I.	125 P.S.I.
DESIGN TEMPERATURE		500 °F.	+750 °F.
HYDRO TEST PRESSURE		900 P.S.I.	187.5 P.S.I.
CORROSION ALLOWANCE		1/16"	NONE
RADIOGRAPH		100%	100%
STRESS RELIEVE		NONE	—
NO. OF PASSES		1	—
MIN. DESIGN METAL TEMP.		20°F	20°F
TUBE SURFACE		3361	SQ. FT. (EXTERNAL)
APPROX. WEIGHT EACH		EMPTY	FULL H ₂ O
		20905#	31575#
DESIGN & CONSTRUCTION IN ACCORDANCE WITH:			
A.S.M.E. SECT. VIII, DIV. 1, STAMPED — 1959 ED 'A' 90 "U"			
T.F.M.A. CLASS — — — — —			
* INLET 1300°F / OUTLET 550°F			
△			
△			
△	1/3/98	ADD NOTE 5 PER CUST.	JOG/HLL
NO.	DATE	DESCRIPTION	BY
REVISIONS			

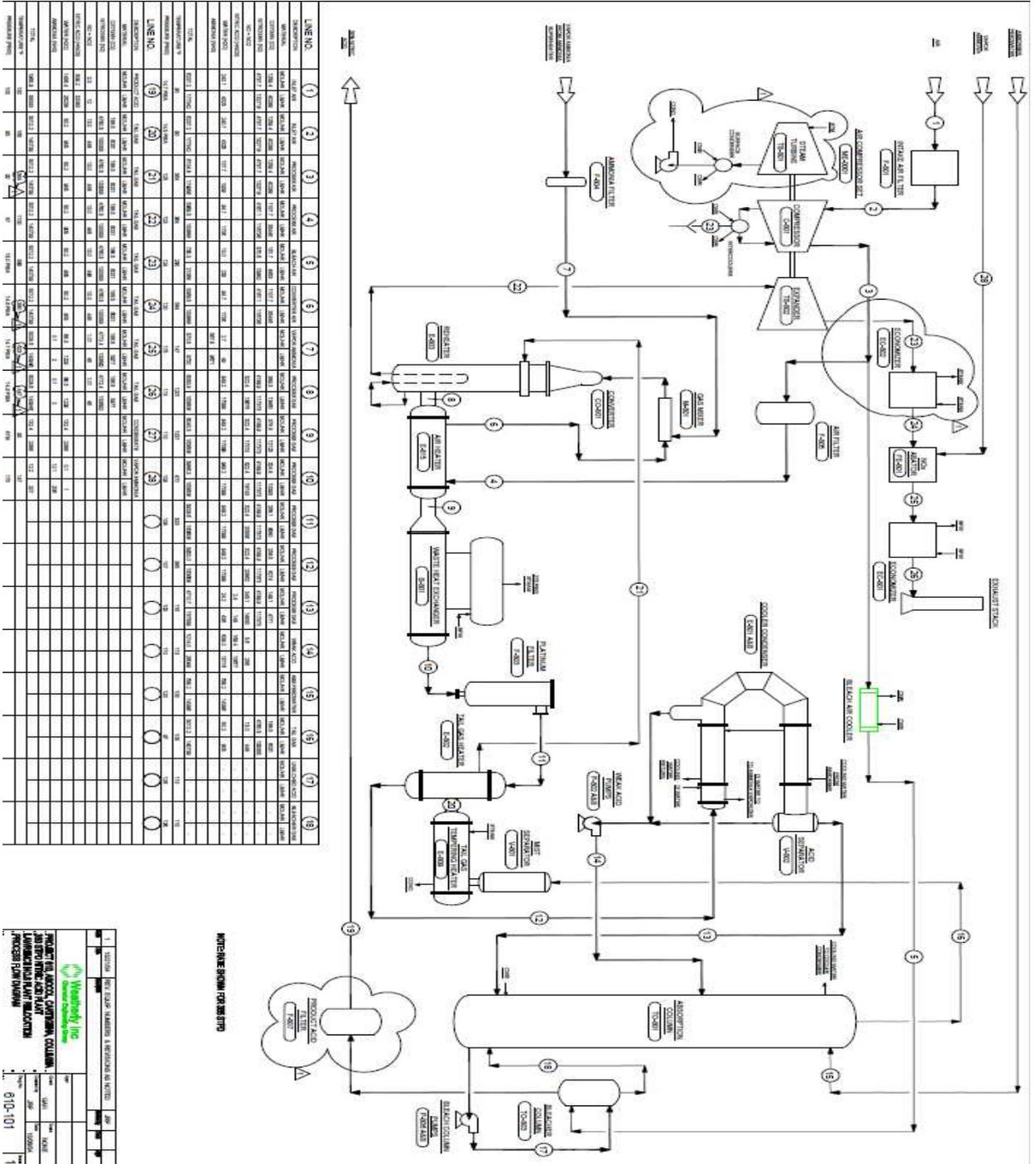
CO-801 Y E-803

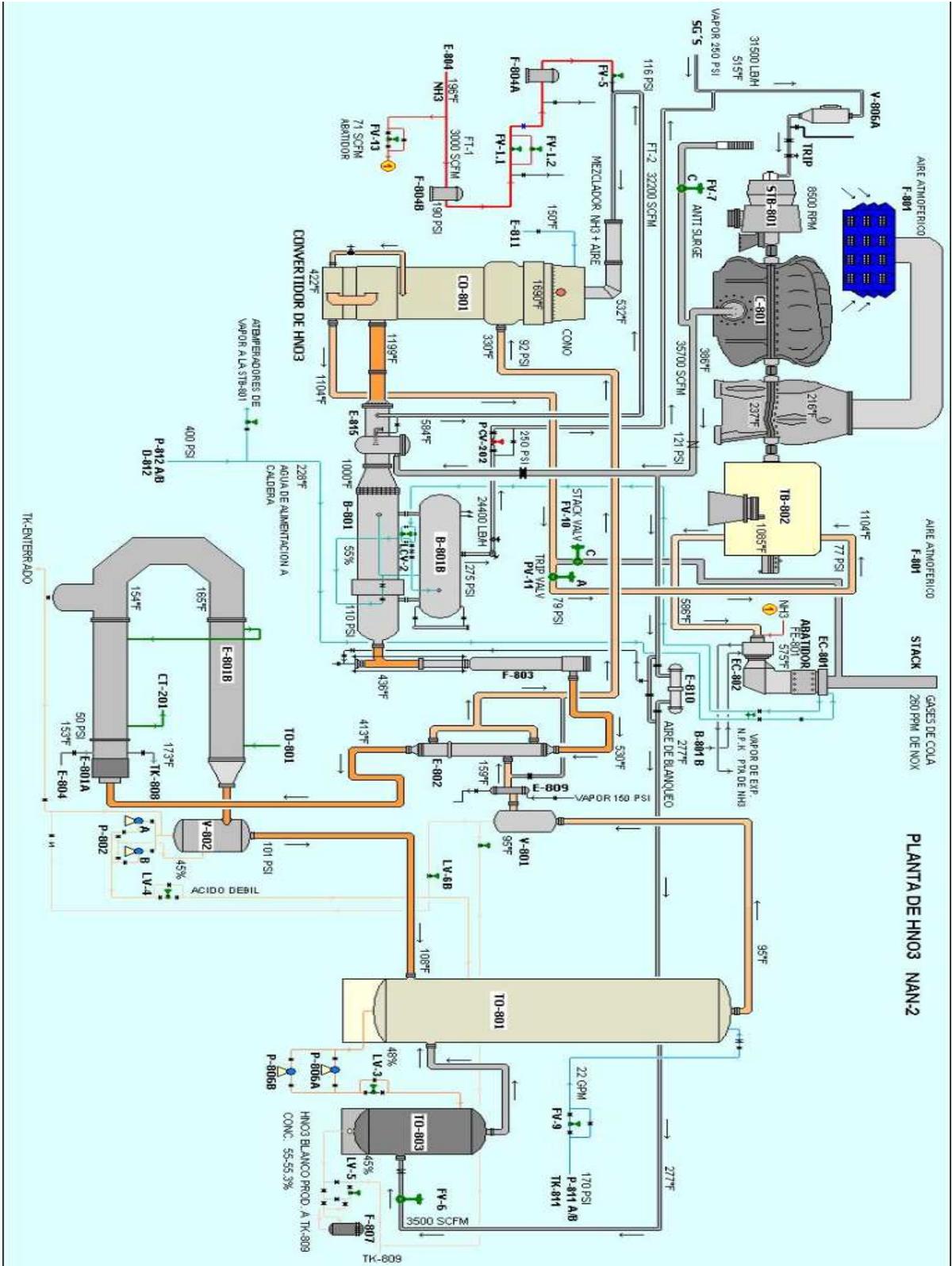
GENERAL NOTES				
1) ALL BOLT HOLES TO STRADDLE NATURAL CENTERLINES.				
2) ALL NOZZLES TO HAVE PROTECTIVE COVERS FOR SHIPMENT.				
3) TUBE TO TUBESHEET JOINT STRENGTH WELDED AND ROLLED △				
4) ALL THREADED OPENINGS FURNISHED WITH PLUGS.				
5) DO NOT PRESSURIZE THE JACKET WITHOUT PRESSURE IN SHELL. △				
MATERIALS:	SHELL SIDE	TUBE SIDE	JACKET SIDE	COVER ASEM.
TUBES (287U)	1' O.D. x 12BWG (0.109) AVG. SA-213-TP321			
TUBESHEET	SA-182-F347H	SA-182-F347H	---	---
SHELL △	SA-240-347	SA-240-347	SA-240-347	SA-240-304L
BODY FLANGE	SA-182-F347H	---	---	SA-182-F316
HEAD/CONE	---	SA-240-347H	SA-240-347H	SA-240-304L
NOZZLE NECK △	SA-240-347	SA-240-347 /	SA-312-347	SA-312-304L
NOZZLE FLANGE	SA-182-F347	SA-182-F347	SA-182-F347	SA-182-F304L
BOLTING	SA-193-B8 CL.2 / SA-194-GR.8			
GASKETS	DJ ALLOY 600 NAF	DJ ALLOY 600 NAF	600 SPRL-WUD NAF	DJ ALLOY 600 NAF
CERTIFIED				
CORRECT FOR FABRICATION, BY <i>BO Peng</i> DATE 12-1-98				

DESIGN DATA		SHELL SIDE	TUBE SIDE	JACKET SIDE	COVER ASEM.
DESIGN PRESSURE - INTERNAL		150 PSIG	135 PSIG	135 PSIG	150 PSIG
DESIGN PRESSURE - EXTERNAL		135 PSIG	---	---	---
DESIGN TEMPERATURE		1100 F	1100 F	600 F	650 F
HYDRO TEST PRESSURE	▲	465 PSIG	403 PSIG	232 PSIG	274 PSIG
CORROSION ALLOWANCE		0.00"	0.00"	0.00"	0.00"
RADIOGRAPH		SPOT	SPOT	SPOT	SPOT
STRESS RELIEF		NONE	NONE	NONE	NONE
NO. OF PASSES		1	2	1	1
MIN. DESIGN METAL TEMP		20 F	20 F	20 F	20 F
TUBE SURFACE (EXTERNAL) 1284 SQ. FT.					
APPROX. WEIGHT EACH		EMPTY	FULL WATER	BUNDLE	
		20409 LBS.	35171 LBS.	7850 LBS.	
DESIGN & CONSTRUCTION IN ACCORDANCE WITH:					
ASME SECTION VIII, DIV. 1 STAMPED 1995 ED 'A'96 'U'					
T.E.M.A. CLASS R					
▲	10-7-98	REV. BY HTS		B.P.	B.P.
▲	8-21-98	REV. BY HTS		B.P.	B.P.
NO.	DATE	DESCRIPTION		BY	CHK
REVISIONS					



17 DIAGRAMAS DE PROCESO





18 BIBLIOGRAFIA

- VAN WYLEN Gordon, fundamentos de termodinámica, segunda edición, editorial Limusa S.A. de cv Mexico 2002,
- WARK Kenneth, termodinámica, sexta edición, editorial McGraw-Hill, México 2001
- Yunus A. Cengel, Transferencia de calor y de masa (3° edición), editorial McGraw-Hill, Mexico 2007

INFOGRAFÍA

- http://es.wikipedia.org/wiki/Turbina_de_vapor, Julio 2 de 2008
- www.mavainsa.com/documentos/8_turbinas_de_vapor.pdf, Julio 2 2008
- <http://www.fi.uba.ar/materias/6720/unidad11.PDF>, Julio 2 2008

SOFTWARE DE CÁLCULO

- Engineering Equation Solver, 1995-2005 S.A. Klein, Limited Academic Version 7.473D, #014 For use with Heat Transfer: A practical approach (3rd edition) by Yunus A. Çengel

