

Área de Conocimiento de Agricultura

“OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE PRECALENTAMIENTO DE CRUDO MEDIANTE EL CAMBIO DE SERVICIO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR EXISTENTE EN LA REFINERÍA PUMA ENERGÍA”.

Proyecto de Graduación para optar al título de
Ingeniero Químico

Elaborado por:

Br. Ana Sofía
Molina Ortega
Carnet: 2015-0815U

Br. José Ignacio
Vado Carballo
Carnet: 2013-61669

Br. José Antonio
Meza Montenegro
Carnet: 2013-61260

Tutor:

Ing. Julia del Carmen
Aleman Arias

22 de mayo de 2026
Managua, Nicaragua

AGRADECIMIENTOS

José Antonio Meza Montenegro

A Dios, por sostenerme en cada etapa de este camino y permitirme llegar hasta este momento.

A mi mamita, a quien dedico este logro hasta el cielo. Tu amor, tu ejemplo y tu presencia siguen guiando mis pasos aun en tu ausencia física. Este triunfo también es tuyo.

A mi esposa, por acompañarme en cada noche de desvelo, por su paciencia infinita y por sostenerme cuando el cansancio parecía ganar. Gracias por creer en mí incluso cuando yo dudaba.

A mis padres, por su esfuerzo incansable, por las oportunidades brindadas y por enseñarme el valor del trabajo y la perseverancia.

A mi hermano menor, Engel, por su compañía constante y por recordarme siempre de dónde vengo.

A mis primos Arturo y Fran, por su cuidado, mentoría y apoyo incondicional a lo largo del camino. Y a mis tíos Arturo y Ángela, quienes asumieron el rol de tutores y padres durante mi infancia y juventud. Su guía, disciplina y amor marcaron profundamente mi formación personal y académica.

A Javier, mi primo, maestro y tutor, quien me acompañó antes, durante y después de la universidad. Gracias por nunca decir que no a mis intentos de culminar los estudios y por creer siempre que podía lograrlo.

A mi tía Mache, Hamilton y Yamil, ustedes me acompañaron durante tiempos difíciles, de desvelo y estrés por la universidad.

A la Universidad, que durante mi etapa de estudiante fue un segundo hogar, y que hoy, a través del acompañamiento de la Facultad, hace finalmente posible el cierre formal de esta etapa.

Un agradecimiento especial a mi tutora, Ing. Julia Alemán, por su guía y acompañamiento en el desarrollo de este trabajo.

A mis compañeros Vado y Sofía, por compartir el camino académico y los retos propios de este trabajo de grado.

A mi empresa, Puma Energy, y a su gerencia, quienes me brindaron la oportunidad a inicios de 2018, con cero experiencia, pero con muchas ganas de aprender y contribuir. Gracias por la confianza depositada y por el espacio para crecer profesionalmente.

Y a todos aquellos que en este momento puedan escapar de mi memoria, pero que de alguna manera aportaron a este proceso, muchas gracias. Con la contribución de cada uno, este logro ha sido posible.

Ana Sofía Molina Ortega

A Dios, por brindarme la fortaleza, la sabiduría y la perseverancia necesarias para culminar esta importante etapa de mi formación académica.

A mi mamá, a mi hermana Arakcelly y a mi hermano Oscar, por su apoyo incondicional, su comprensión y su motivación constante a lo largo de este proceso. Su confianza, amor y respaldo han sido fundamentales para alcanzar este logro.

A mi mita, que en paz descanse, por su amor incondicional, sus enseñanzas y por ser una fuente de inspiración permanente en mi vida. Su recuerdo y su ejemplo han sido mi guía en cada paso de este camino.

A mi tío Roberto que siempre me ha apoyado como un padre.

A mis sobrinitos Sebas y Mati, por llenar mi vida de alegría.

A la Universidad Nacional de Ingeniería, a todos los docentes de la carrera de Ingeniería Química y, de manera especial, a nuestra tutora, la Ing. Julia Alemán, por su guía académica, orientación técnica y compromiso con mi formación profesional.

A la empresa Puma Energy, por la apertura y el acceso a la información que hicieron posible la realización de este estudio.

A mis compañeros de tesis, José Vado y José Meza, por su colaboración, dedicación y trabajo en equipo durante el desarrollo del proyecto.

José Ignacio Vado Carballo

Principalmente, a mis padres, por realizar siempre un esfuerzo admirable para garantizar mis estudios y los de mis hermanos, y por brindarme todas las herramientas necesarias para formarme como una persona y profesional con valores.

A mi pareja, por su apoyo incondicional y por motivarme constantemente a alcanzar nuevas metas.

A Puma Energy y a sus colaboradores, por brindarme una valiosa oportunidad de formación dentro de su organización y permitirme aportar a su mejora continua.

A la Universidad Nacional de Ingeniería, a los docentes de Ingeniería Química y a nuestra tutora, la Ing. Julia Alemán, por su guía y apoyo a lo largo de la carrera y durante el desarrollo de este proyecto de culminación de estudios.

A mis compañeros de proyecto, José Meza y Ana Sofía, por su dedicación y esfuerzo para alcanzar juntos esta meta.

RESUMEN EJECUTIVO

La elevada demanda energética de las unidades de destilación atmosférica en refinerías de petróleo convierte al sistema de precalentamiento de crudo en un elemento crítico para la eficiencia térmica del proceso. La recuperación de calor residual mediante intercambiadores de calor permite reducir la carga térmica del horno y mejorar el desempeño energético global. En la refinería de Managua, operada por Puma Energy, cambios recientes en las condiciones operativas y en la disponibilidad de corrientes térmicas han generado la subutilización de un intercambiador de calor existente, así como la presencia de corrientes calientes con potencial energético no aprovechado.

El presente estudio evalúa la viabilidad técnica del cambio de servicio de dicho intercambiador dentro del sistema de precalentamiento de crudo, con el objetivo de incrementar la recuperación térmica del proceso. La investigación se desarrolla bajo un enfoque analítico no experimental, utilizando datos reales de operación, balances de energía en estado estacionario y fundamentos de transferencia de calor y mecánica de fluidos.

Se establece inicialmente la condición base energética del tren de precalentamiento mediante la caracterización operativa del sistema. Posteriormente, se analiza el potencial térmico de las corrientes calientes disponibles para identificar la alternativa con mayor capacidad de transferencia energética y compatibilidad operativa. El desempeño térmico del intercambiador bajo el nuevo servicio se evalúa mediante el método de diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD) y el modelo de resistencias térmicas para la estimación del coeficiente global de transferencia de calor. De manera complementaria, se desarrolla un análisis hidráulico que considera régimen de flujo, velocidades, factor de fricción y pérdidas de presión, con el fin de verificar la factibilidad operativa del cambio propuesto.

Finalmente, se cuantifica el impacto energético del nuevo arreglo sobre la recuperación térmica del tren y la carga térmica del horno atmosférico. Los resultados indican que la reutilización del intercambiador bajo el servicio propuesto constituye una alternativa técnicamente viable para

incrementar la recuperación de calor residual y mejorar la eficiencia energética del sistema, manteniendo condiciones operativas dentro de los límites de diseño industrial.

ÍNDICE

1.	INTRODUCCIÓN	1
2.	ANTECEDENTES Y MARCO LEGAL.....	4
2.1	Estado actual del tema a nivel nacional e internacional	4
2.2	Referentes académicos relevantes asociados con el tema.....	5
2.3	Marco jurídico, normativo e institucional	5
2.4	Principios ingenieriles y científicos aplicables.....	6
2.5	Normas y estándares de referencia.....	7
3.	OBJETIVOS	8
3.1	Objetivo general.....	8
3.2	Objetivos específicos	8
4.	DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	9
4.1	Naturaleza o tipología del proyecto.....	9
4.2	Localización geográfica y contexto socioeconómico	9
4.3	Usuarios, destinatarios o protagonistas directos e indirectos.....	10
4.4	Alcances y limitaciones del proyecto	11
5.	FUNDAMENTOS TÉCNICOS	12
5.1	Sistema de precalentamiento de crudo	12
5.2	Transferencia de calor en intercambiadores	15
5.2.1	<i>Selección de la nueva corriente caliente</i>	17
5.3	Fundamentos termo-hidráulicos y diseño de tuberías.....	17
5.4	Evaluación energética y económica	19
6.	METODOLOGÍA	20
6.1	Caracterización de las condiciones operativas del sistema	20
6.1.1	<i>Procedimientos técnicos</i>	20
6.1.2	<i>Herramientas y recursos técnicos</i>	21
6.1.3	<i>Estrategia de análisis</i>	22
6.2	Evaluación del potencial térmico del fluido caliente	22
6.2.1	<i>Procedimientos técnicos</i>	22
6.2.2	<i>Levantamiento de información</i>	23
6.2.3	<i>Normas y criterios técnicos</i>	23
6.2.4	<i>Procesos de validación técnica</i>	24

6.2.5	<i>Estrategia de análisis</i>	24
6.3	Análisis hidráulico y térmico del intercambiador E-203	25
6.3.1	<i>Procedimientos técnicos</i>	25
6.3.2	<i>Evaluación hidráulica</i>	26
6.3.3	<i>Normas aplicadas</i>	29
6.3.4	<i>Validación técnica</i>	30
6.3.5	<i>Estrategia de análisis</i>	30
6.4	Evaluación del impacto energético y la viabilidad técnica	30
6.4.1	<i>Procedimientos técnicos</i>	30
6.4.2	<i>Evaluación de la carga térmica del horno</i>	31
6.4.3	<i>Estimación del ahorro energético</i>	31
6.4.4	<i>Herramientas de análisis</i>	32
6.4.5	<i>Levantamiento de información</i>	32
6.4.6	<i>Validación técnica</i>	32
6.4.7	<i>Estrategia de análisis de resultados</i>	32
6.5	Síntesis Metodológica	33
7.	RESULTADOS	35
7.1	Caracterización de las condiciones operativas del sistema y del intercambiador fuera de servicio 35	
7.2	Evaluación del potencial térmico de la corriente seleccionada	42
7.3	Análisis de varianza - ANOVA	46
7.4	Análisis hidráulico y térmico del intercambiador E-203	48
7.4.1	<i>Análisis Hidráulico</i>	49
7.4.2	<i>Análisis Térmico</i>	53
7.5	Impacto sobre la recuperación térmica del tren de precalentamiento y la carga térmica del horno 61	
7.5.1	<i>Estimación del incremento real de temperatura por mezcla</i>	62
7.5.2	<i>Impacto sobre la carga térmica del horno F-101 (before/after)</i>	63
7.5.3	<i>Estimación del beneficio económico por reducción de consumo energético</i>	64
8.	CONCLUSIONES	65
9.	RECOMENDACIONES	67
10.	REFERENCIAS	69
11.	ANEXOS	71
11.1	Fotografías del intercambiador de calor E-103 A/B	71

11.2	Hoja de Especificaciones de E-203 A/B	73
11.3	Evaluación de riesgos de cambio de servicio del E-203 A/B	74
11.4	Planos isométricos de tuberías y P&IDs de cambio de servicio de E-203 A/B	74

1. INTRODUCCIÓN

La industria de refinación de petróleo constituye uno de los sectores industriales con mayor demanda energética, debido a los elevados requerimientos térmicos asociados a los procesos de separación y transformación de hidrocarburos. Dentro de estas operaciones, el calentamiento del crudo previo a su ingreso a la unidad de destilación atmosférica representa una de las etapas de mayor consumo energético, ya que el fluido debe alcanzar temperaturas elevadas para permitir la separación eficiente de sus fracciones. En este contexto, el sistema de precalentamiento de crudo desempeña un papel fundamental, al permitir la recuperación de energía térmica proveniente de corrientes calientes del proceso mediante intercambiadores de calor, reduciendo así la carga térmica del horno y mejorando la eficiencia global de la refinería.

En la refinería de petróleo Managua, operada por Puma Energy, recientes modificaciones operativas asociadas al procesamiento de crudos más ligeros y a cambios en los rendimientos de producción han generado variaciones en la disponibilidad y condiciones de las corrientes térmicas del sistema. Como consecuencia, algunos equipos originalmente diseñados para servicios específicos han quedado fuera de operación, mientras que nuevas corrientes calientes representan un potencial energético actualmente subutilizado. Esta situación plantea la necesidad de evaluar alternativas técnicas que permitan reintegrar dicha energía al proceso mediante estrategias de integración térmica, contribuyendo a mejorar el desempeño del sistema de precalentamiento y a optimizar el consumo de combustible en el horno de crudo.

La relevancia profesional del proyecto radica en la aplicación directa de principios de transferencia de calor, balances de energía y control de procesos en un entorno industrial real, donde la optimización del uso de la energía térmica constituye un factor determinante para la competitividad operativa. A nivel nacional, el fortalecimiento de la eficiencia energética en instalaciones industriales contribuye a la reducción de costos de operación, al mejoramiento de la sostenibilidad del sector

energético y al uso racional de los recursos disponibles. En el ámbito regional, la recuperación de calor residual representa una tendencia creciente en la industria de refinación, orientada a disminuir el consumo de combustibles y las emisiones asociadas a procesos térmicos intensivos.

Desde el punto de vista técnico, el proyecto se justifica en la necesidad de evaluar la viabilidad del cambio de servicio de un intercambiador de calor existente y actualmente en desuso dentro del sistema de precalentamiento de crudo, con el objetivo de incrementar la recuperación térmica mediante el aprovechamiento de una corriente caliente disponible en el proceso. Esta evaluación permitirá determinar si la modificación propuesta mejora la transferencia de energía hacia el crudo, reduce la demanda térmica del horno y mantiene la estabilidad operativa del sistema, considerando criterios termo-hidráulicos y de desempeño mecánico. En el ámbito social y ambiental, la reducción del consumo energético contribuye al uso eficiente de combustibles fósiles y al fortalecimiento de prácticas industriales orientadas a la sostenibilidad. Académicamente, el estudio aporta un caso aplicado de optimización energética industrial, fortaleciendo la formación en ingeniería de procesos.

El proyecto se vincula con los lineamientos estratégicos establecidos en el Plan Nacional de Lucha contra la Pobreza y para el Desarrollo Humano (PNLCP-DH), particularmente en lo relacionado con el fortalecimiento de la eficiencia energética y el uso sostenible de los recursos productivos, así como con el Plan Nacional de Producción, Consumo y Comercio (PNPCC) 2025-2026, que promueve la modernización tecnológica y la mejora de la productividad en los sectores industriales estratégicos del país. Asimismo, se articula con las líneas institucionales de investigación orientadas al desarrollo tecnológico, la eficiencia energética y la optimización de procesos industriales mediante soluciones de ingeniería aplicada.

En función de los objetivos específicos planteados, el presente trabajo se estructura en varios capítulos que desarrollan progresivamente el análisis técnico del proyecto. Inicialmente, se presentan los antecedentes y el marco normativo que contextualizan la problemática y establecen los fundamentos normativos y conceptuales. Posteriormente, se describen las características del sistema

y los fundamentos técnicos que sustentan el análisis energético y termo-hidráulico. En las secciones siguientes, se desarrolla el estudio técnico del sistema de precalentamiento de crudo, incluyendo la caracterización operativa, la evaluación del desempeño del intercambiador bajo el nuevo servicio y la estimación del impacto energético asociado. Finalmente, se presentan los resultados, conclusiones y recomendaciones derivadas del análisis de viabilidad técnica realizado.

De esta manera, el proyecto busca demostrar que la integración energética mediante la reutilización estratégica de equipos existentes constituye una alternativa técnicamente viable para mejorar la recuperación térmica en procesos de refinación de petróleo, contribuyendo al uso racional de la energía y al fortalecimiento de la eficiencia energética industrial en el contexto nacional.

2. ANTECEDENTES Y MARCO LEGAL

La presente sección establece el contexto técnico, científico y normativo que fundamenta el desarrollo del proyecto, permitiendo comprender la evolución del tema, los avances existentes y los vacíos técnicos que justifican la realización del estudio. Para ello, se analizan antecedentes nacionales e internacionales relacionados con la eficiencia energética, la integración térmica y la recuperación de calor residual en procesos industriales de refinación de petróleo, así como los principios ingenieriles y el marco legal aplicable.

2.1 Estado actual del tema a nivel nacional e internacional

A nivel internacional, la industria de refinación de petróleo ha orientado sus esfuerzos hacia la reducción del consumo energético mediante estrategias de integración energética y recuperación de calor residual, debido a que las unidades de destilación atmosférica representan uno de los mayores consumidores de energía térmica dentro de una refinería. Estudios recientes han demostrado que el incremento de la recuperación térmica en trenes de precalentamiento de crudo permite disminuir significativamente la carga térmica del horno y mejorar la eficiencia global del proceso (Zhang, X., et al., 2025).

En este contexto, las refinerías modernas han priorizado proyectos de *retrofit* energético que consisten en la reutilización o reasignación de intercambiadores existentes para aprovechar corrientes calientes disponibles dentro del proceso, evitando inversiones mayores en nuevos equipos y reduciendo el consumo de energía primaria (Ravagnani, M. A. S. S., et al., 2022).

A nivel nacional, la refinería de petróleo de Managua constituye la principal instalación de procesamiento de hidrocarburos del país, desempeñando un rol estratégico en el abastecimiento energético. Cambios operativos asociados al procesamiento de crudos más ligeros han modificado la disponibilidad de corrientes térmicas dentro del proceso, generando oportunidades para mejorar la

recuperación energética mediante la reintegración de equipos fuera de servicio y el aprovechamiento de calor residual interno.

2.2 Referentes académicos relevantes asociados con el tema

A continuación, se presentan investigaciones que han abordado la mejora energética en trenes de precalentamiento de crudo mediante modificaciones operativas específicas:

Supachai, S., et al. (2012) evaluaron el reacondicionamiento de redes de intercambio térmico mediante la reubicación de intercambiadores existentes bajo diferentes tipos de crudo, demostrando que la reutilización de equipos permite incrementar la recuperación térmica sin modificar la infraestructura principal del proceso. Este estudio constituye un antecedente directo del enfoque adoptado en el presente proyecto.

Gadalla, M., Jobson, M., y Smith, R. (2009) analizaron la integración de nuevas corrientes calientes dentro de unidades de destilación, evidenciando mejoras significativas en la eficiencia energética y reducciones en la carga térmica del horno atmosférico, lo cual respalda la incorporación de corrientes térmicas subutilizadas como estrategia de mejora energética.

Asimismo, Coletti, F., y Macchietto, S. (2008) desarrollaron evaluaciones tecno-económicas de mejoras en trenes de precalentamiento, concluyendo que modificaciones puntuales en intercambiadores pueden generar reducciones importantes en el consumo de combustible cuando se verifica previamente su viabilidad térmica e hidráulica.

En conjunto, estos estudios evidencian que la integración energética mediante recuperación de calor residual constituye una práctica consolidada en la ingeniería aplicada a refinerías de petróleo.

2.3 Marco jurídico, normativo e institucional

El proyecto se encuentra alineado con el marco jurídico nacional orientado al uso eficiente y racional de la energía. En Nicaragua, la Ley No. 911, Ley de Eficiencia Energética, establece la promoción del aprovechamiento eficiente de los recursos energéticos mediante la implementación de

mejoras tecnológicas y operativas que reduzcan el consumo energético en los sectores productivos (Asamblea Nacional de la República de Nicaragua, 2015).

Dentro del ámbito industrial, esta normativa impulsa la adopción de estrategias de eficiencia energética basadas en la reducción de pérdidas térmicas y el aprovechamiento del calor disponible dentro de los procesos productivos. En refinerías de petróleo, estas acciones se materializan mediante la integración energética y la recuperación de calor residual, prácticas que permiten minimizar el consumo de energía primaria y mejorar el desempeño energético global.

El proyecto contribuye a estos objetivos al reintegrar energía térmica interna al sistema de precalentamiento de crudo, reduciendo la demanda energética del horno y promoviendo el uso racional de la energía.

2.4 Principios ingenieriles y científicos aplicables

El proyecto se fundamenta en principios ingenieriles orientados a la eficiencia energética industrial, la recuperación térmica y la integración energética interna. Estos principios establecen que el desempeño energético de un proceso puede mejorarse mediante el aprovechamiento del calor disponible dentro del propio sistema antes de recurrir a fuentes externas de energía.

Entre los fundamentos científicos aplicables destacan:

- eficiencia energética en procesos térmicos, basada en la reducción del consumo de energía primaria;
- recuperación de calor residual mediante transferencia térmica entre corrientes calientes y frías;
- uso racional de la energía a través del reaprovechamiento de infraestructura existente;
- conservación de la energía aplicada mediante balances térmicos;
- minimización de irreversibilidades térmicas conforme a la segunda ley de la termodinámica.

Estos principios permiten evaluar técnicamente el impacto del cambio de servicio del intercambiador sobre la recuperación energética del sistema.

2.5 Normas y estándares de referencia

La evaluación técnica del proyecto se sustenta en estándares de ingeniería internacionales utilizados en la industria de refinación de petróleo para garantizar la seguridad, confiabilidad operativa y desempeño energético de los cambios propuestos.

Entre los principales estándares aplicables se encuentran:

- **API Standard 660**, para intercambiadores de calor en servicios de refinería (American Petroleum Institute, 2021);
- **TEMA Standards**, para criterios de diseño térmico e hidráulico de intercambiadores de calor de tubo y coraza (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2019);
- **ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII**, para integridad mecánica y operación segura de equipos a presión (American Society of Mechanical Engineers, 2021);
- **ISO 50001**, relacionada con la mejora del desempeño energético en sistemas industriales (International Organization for Standardization, 2018).

El análisis conjunto de los antecedentes técnicos, el marco legal y los principios ingenieriles evidencia que la mejora del desempeño energético en refinерías se orienta actualmente hacia estrategias de integración energética y recuperación de calor residual mediante modificaciones operativas técnicamente evaluadas. En este contexto, el presente proyecto aborda la viabilidad técnica de una intervención específica orientada a incrementar la recuperación térmica del sistema de precalentamiento de crudo, contribuyendo al uso racional de la energía y al cumplimiento de los lineamientos nacionales e internacionales de eficiencia energética.

3. OBJETIVOS

3.1 Objetivo general

Analizar la viabilidad técnica del cambio de servicio de un intercambiador de calor existente para mejorar la recuperación térmica del sistema de precalentamiento de crudo en la refinería Puma Energy.

3.2 Objetivos específicos

1. Caracterizar las condiciones operativas del sistema de precalentamiento de crudo y del intercambiador fuera de servicio, identificando las limitaciones energéticas asociadas a la configuración actual del proceso.
2. Evaluar el potencial térmico de la corriente seleccionada como nuevo fluido caliente, determinando su capacidad de transferencia de energía y su compatibilidad operativa con el intercambiador existente.
3. Analizar el desempeño térmico e hidráulico del intercambiador bajo el nuevo servicio propuesto mediante balances de energía y evaluación de parámetros de transferencia de calor y caída de presión.
4. Determinar el impacto del cambio de servicio sobre la recuperación térmica del tren de precalentamiento y la carga térmica del horno de proceso para establecer la viabilidad técnica de la modificación.

4. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

4.1 Naturaleza o tipología del proyecto

El presente proyecto corresponde a un estudio de ingeniería de procesos aplicado, orientado al análisis de viabilidad técnica de una modificación operativa dentro de un sistema industrial existente. Específicamente, se enmarca en la evaluación de un proceso térmico asociado al sistema de precalentamiento de crudo de una refinería de petróleo, mediante el cambio de servicio de un intercambiador de calor actualmente fuera de operación.

Desde el punto de vista tipológico, el proyecto se clasifica como una intervención sobre un sistema de proceso industrial, ya que no contempla el diseño de nueva infraestructura ni la construcción de equipos, sino la evaluación técnica de la reutilización de un activo existente con el propósito de mejorar la recuperación térmica del proceso. La propuesta se fundamenta en principios de eficiencia energética e integración térmica industrial, buscando incrementar el aprovechamiento del calor residual disponible dentro del sistema y reducir la demanda energética externa asociada al calentamiento del crudo.

El estudio se desarrolla bajo un enfoque de ingeniería aplicada, considerando condiciones reales de operación y restricciones propias del proceso, con el objetivo de determinar la factibilidad térmica y operativa del cambio de servicio propuesto antes de su eventual implementación industrial.

4.2 Localización geográfica y contexto socioeconómico

El proyecto se desarrolla en la refinería de petróleo operada por Puma Energy, ubicada en el municipio de Managua, capital de la República de Nicaragua. A nivel macro, la instalación forma parte de la infraestructura energética estratégica del país, al constituir el principal centro de procesamiento, almacenamiento y distribución de combustibles derivados del petróleo destinados a los sectores transporte, industrial y doméstico.

El área de influencia se localiza dentro de una zona industrial vinculada a actividades logísticas y energéticas, caracterizada por la presencia de infraestructura de almacenamiento de hidrocarburos, terminales de distribución y redes de abastecimiento nacional. Desde el punto de vista socioeconómico, la operación de la refinería contribuye al suministro continuo de combustibles necesarios para el funcionamiento de la economía nacional, influyendo directamente en la estabilidad del sector transporte y en la actividad productiva del país.

En términos ambientales y energéticos, las instalaciones industriales de refinación presentan una elevada demanda térmica, por lo que la implementación de estrategias orientadas a mejorar la eficiencia energética y reducir el consumo de combustible constituye un elemento relevante para la sostenibilidad operativa y la optimización del uso de recursos energéticos.

4.3 Usuarios, destinatarios o protagonistas directos e indirectos

Los beneficiarios directos del proyecto corresponden al área operativa y técnica de la refinería de petróleo en Managua, particularmente los departamentos responsables de operación de procesos, mantenimiento e ingeniería, quienes podrán disponer de información técnica que respalde la toma de decisiones relacionadas con mejoras energéticas del sistema de precalentamiento de crudo.

Como usuarios indirectos se identifican la empresa operadora, Puma Energy, y el sector energético nacional, debido a que una mejora en la eficiencia energética del proceso contribuye a la reducción de costos operativos y al uso más eficiente del combustible industrial. De manera indirecta, también se beneficia la sociedad en general, al promoverse prácticas industriales orientadas al uso racional de la energía y a la reducción del consumo energético asociado a procesos de alta demanda térmica.

Asimismo, el estudio aporta valor académico y técnico al ámbito de la ingeniería de procesos, al generar conocimiento aplicable a proyectos de integración energética y recuperación de calor residual en instalaciones industriales similares.

4.4 Alcances y limitaciones del proyecto

El alcance del proyecto comprende el análisis técnico del cambio de servicio de un intercambiador de calor existente dentro del sistema de precalentamiento de crudo, incluyendo la caracterización operativa del sistema, la evaluación del potencial térmico de la nueva corriente caliente, el análisis del desempeño térmico e hidráulico del equipo bajo las condiciones propuestas y la evaluación de los sistemas de control requeridos para la operación del equipo. Asimismo, se considera la estimación del impacto energético asociado a la recuperación térmica y su efecto sobre la carga térmica del horno de proceso.

El estudio se limita a la evaluación técnica de la modificación propuesta bajo condiciones operativas determinadas, sin incluir el rediseño integral del tren de intercambiadores, análisis detallados de ensuciamiento, optimización global de la red térmica ni evaluaciones económicas o financieras completas del proyecto. Tampoco contempla la ejecución física de modificaciones en planta, ya que su propósito es establecer la viabilidad técnica como base para futuras decisiones de implementación.

Estas limitaciones permiten enfocar el estudio en el análisis específico del desempeño energético del intercambiador bajo el nuevo servicio, manteniendo coherencia con los objetivos planteados y con la naturaleza evaluativa del proyecto.

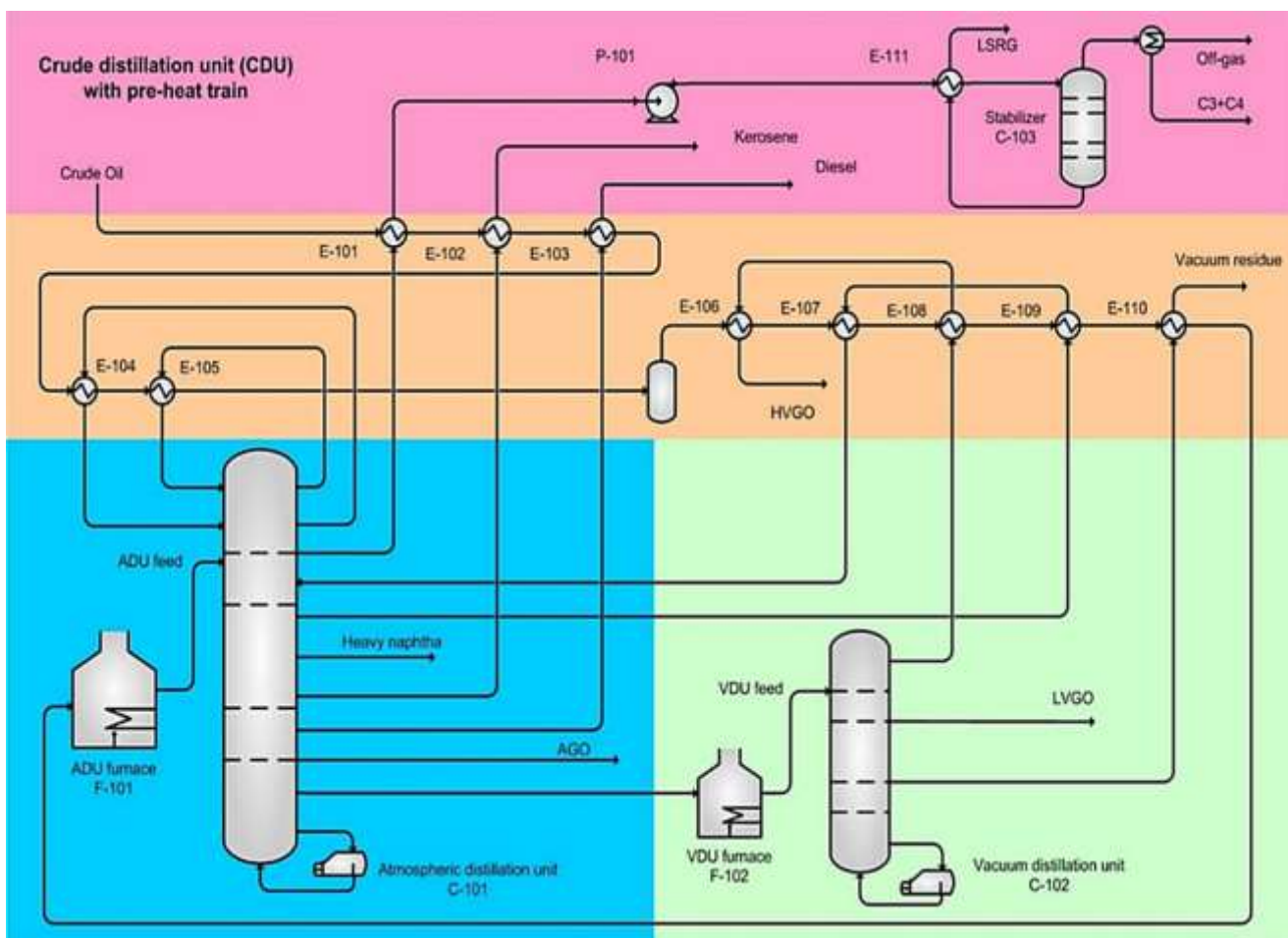
5. FUNDAMENTOS TÉCNICOS

5.1 Sistema de precalentamiento de crudo

El precalentamiento del crudo constituye una etapa esencial dentro de las unidades de destilación atmosférica, ya que permite elevar la temperatura del crudo antes de ingresar al horno, reduciendo su carga térmica y optimizando la eficiencia de separación de fracciones (Gary, Handwerk & Kaiser, 2007). Este proceso asegura que los hidrocarburos se vaporicen correctamente según su punto de ebullición, lo que permite una separación eficiente de las fracciones ligeras, medias y pesadas. Ver Figura 1.

Figura 1

Diagrama de flujo simplificado de una unidad de destilación de crudo atmosférica y al vacío



Nota. La figura muestra un tren de precalentamiento de crudo con diferentes corrientes resultantes del proceso de destilación atmosférica y al vacío. Tomado de *Decarbonizing crude oil distillation unit: feasibility study for utilizing low-carbon fuels in refinery furnaces* por M. A. Khan, E. I. Fitriasari y J. Liu, 2026, *Energy Conversion and Management*, Volume 347.

El tren de precalentamiento de crudo generalmente está compuesto por varios intercambiadores de calor, los cuales pueden estar conectados en serie, paralelo o de manera mixta. Las corrientes calientes utilizadas provienen de fracciones de proceso como productos laterales, fondos de columna o corrientes de vapor de recuperación (Speight, 2014). La correcta integración de estas corrientes permite maximizar la recuperación térmica, reducir el consumo de combustible del horno y mejorar la eficiencia energética de la refinería.

En la refinería de Managua, operada por Puma Energy, cambios recientes en la composición de los crudos y en los rendimientos de producción han alterado la disponibilidad de corrientes calientes, dejando algunos intercambiadores fuera de servicio mientras que otras corrientes representan potencial energético subutilizado. Esto justifica la evaluación de estrategias de optimización energética mediante la reutilización o cambio de servicio de equipos existentes.

El balance de energía aplicado al flujo de crudo en el tren de precalentamiento puede expresarse mediante:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{salida} - T_{entrada}) \text{ (Ecuación 1)}$$

Donde:

Q = calor transferido al crudo.

$\dot{m}$ = flujo másico del crudo.

C_p = capacidad calorífica promedio.

$T_{entrada}$ = temperatura del crudo a la entrada del tren de precalentamiento, usualmente corresponde a la temperatura ambiente.

T_{salida} = temperatura de salida del tren de precalentamiento y entrada al horno de crudo.

Este balance permite estimar la energía recuperada dentro del sistema y evaluar oportunidades para incrementar la recuperación térmica mediante la integración de corrientes calientes disponibles.

5.2 Transferencia de calor en intercambiadores

La transferencia de calor en los intercambiadores del tren de precalentamiento se basa en los mecanismos de convección y conducción, mediante los cuales la energía térmica se transfiere desde una corriente caliente hacia una corriente fría a través de una superficie metálica de separación.

El tipo de intercambiador más utilizado en refinerías de petróleo es el intercambiador de carcasa y tubos, debido a su robustez, facilidad de mantenimiento y capacidad para operar bajo condiciones elevadas de presión y temperatura (Kern, 1950).

El calor transferido en un intercambiador se puede calcular mediante la diferencia de temperatura logarítmica media (LMTD):

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \text{ (Ecuación 2)}, \quad \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \text{ (Ecuación 3)}$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A el área de superficie, y ΔT_1 y ΔT_2 , las diferencias de temperatura en los extremos del flujo (Incropera & DeWitt, 2011).

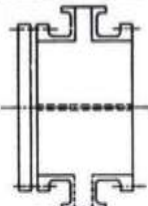
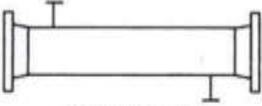
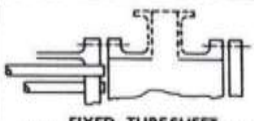
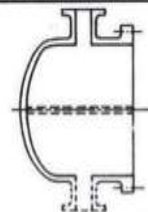
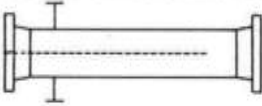
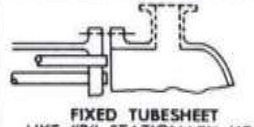
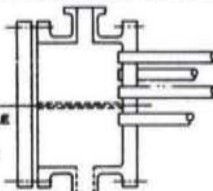
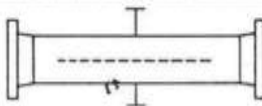
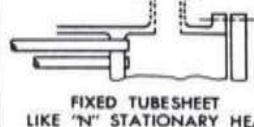
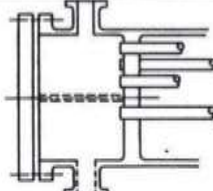
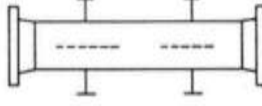
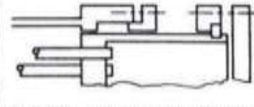
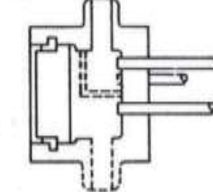
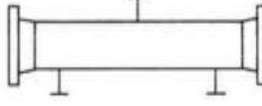
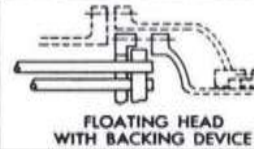
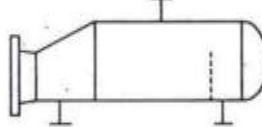
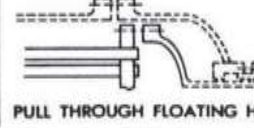
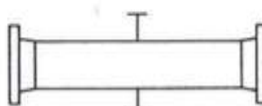
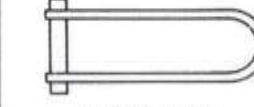
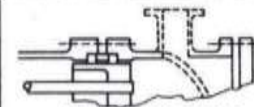
El coeficiente global de transferencia de calor U considera todas las resistencias térmicas, incluida la conducción a través de la pared, la convección en ambos lados y el fouling:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + R_f + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_o} \text{ (Ecuación 4)}$$

Donde h_i y h_o son los coeficientes de convección, R_f la resistencia por fouling, t el espesor del tubo, y k , la conductividad térmica del material (Speight, 2014).

Figura 2

Clasificación de intercambiadores de calor de tubo y coraza conforme nomenclatura TEMA

FRONT END STATIONARY HEAD TYPES		SHELL TYPES		REAR END HEAD TYPES	
A	 CHANNEL AND REMOVABLE COVER	E	 ONE PASS SHELL	L	 FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD
B	 BONNET (INTEGRAL COVER)	F	 TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE	M	 FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD
C	 REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY	G	 SPLIT FLOW	N	 FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD
N	 CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER	H	 DOUBLE SPLIT FLOW	P	 OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD
D	 SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE	J	 DIVIDED FLOW	S	 FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE
		K	 KETTLE TYPE REBOILER	T	 PULL THROUGH FLOATING HEAD
		X	 CROSS FLOW	U	 U-TUBE BUNDLE
				W	 EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET

Nota. La figura muestra la clasificación de los intercambiadores de tubo y coraza en función del tipo de cabezales y corazas. Tomado de *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association* por TEMA, Inc., 9na edición, 2009.

5.2.1 Selección de la nueva corriente caliente

Para la optimización energética mediante el cambio de servicio de un intercambiador de calor, la selección de la nueva corriente caliente debe considerar diversos factores operativos y de diseño.

Entre los principales criterios se encuentran:

1. **Temperatura disponible:** la corriente debe poseer una temperatura suficientemente alta para transferir energía al crudo antes de su ingreso al horno.
2. **Flujo másico y capacidad calorífica:** corrientes con mayor flujo másico o mayor capacidad calorífica permiten transferir una mayor cantidad de energía térmica.
3. **Compatibilidad química y térmica:** el fluido no debe generar problemas de corrosión ni comprometer la integridad mecánica del equipo (Speight, 2014).
4. **Estabilidad operativa:** la corriente seleccionada debe presentar condiciones relativamente estables de flujo y temperatura para evitar perturbaciones en la operación del sistema (Gary et al., 2007).
5. **Disponibilidad y confiabilidad:** la corriente debe estar disponible de manera constante dentro del proceso para garantizar la confiabilidad del sistema de precalentamiento (Towler & Sinnott, 2013).

La adecuada selección de la corriente caliente permite maximizar la recuperación energética del sistema y garantizar la estabilidad operativa del intercambiador bajo el nuevo servicio propuesto.

5.3 Fundamentos termo-hidráulicos y diseño de tuberías

La adecuada evaluación técnica de cambios en un sistema de intercambiadores de calor debe garantizar que este se desempeñe de manera correcta hidráulicamente y que, de preferencia, no implique cambios significativos en la caída de presión del sistema que obliguen a evaluar cambios adicionales en los sistemas de bombeo. Asimismo, otro factor a considerar, son los sistemas de control que podrían verse impactados resultados del cambio, como controles de flujo del fluido caliente o

frío en el intercambiador de calor, o bien, tener a consideración toda instrumentación adicional que se requiera para poder asegurar una adecuada evaluación de los cambios ejecutados.

Los sistemas de control son totalmente dependientes del desempeño hidráulico del sistema, pues deben ejercer una restricción de flujo para garantizar un control de la variable manipulada mediante un elemento final de control, que comúnmente consiste en una válvula de control.

El desempeño hidráulico del intercambiador depende del régimen de flujo, evaluado mediante el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \text{ (Ecuación 5)}$$

Donde ρ es la densidad, v la velocidad, D el diámetro hidráulico y μ la viscosidad (Incropera & DeWitt, 2011).

La caída de presión se calcula con la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \text{ (Ecuación 6)}$$

Donde f es el factor de fricción y L la longitud de la tubería.

El flujo de líquidos a través de una válvula de control se calcula de la siguiente manera:

$$Q = Cv \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{SG}} \text{ (Ecuación 7)}$$

Donde Cv es el coeficiente de flujo determinado por la capacidad de la válvula de control, ΔP es la presión disponible en el sistema, y SG la gravedad específica.

El diseño de tuberías e instrumentación incluye: dimensionamiento de tuberías según velocidad y caída de presión, válvulas y lazos de control de temperatura y flujo, e instrumentación de monitoreo para garantizar seguridad y estabilidad operativa.

5.4 Evaluación energética y económica

La evaluación del impacto del cambio de servicio se realiza mediante un balance energético. Esto permite determinar el incremento de temperatura del crudo, la reducción de energía térmica que debe generar el horno y el ahorro energético esperado.

La evaluación económica preliminar incluye: costos de modificación de tuberías, instrumentación y válvulas; ahorro en combustible; y tiempo de retorno de inversión. Esto justifica la viabilidad técnico-económica de la optimización energética.

6. METODOLOGÍA

El presente proyecto se desarrolla mediante un enfoque metodológico analítico de tipo no experimental, basado en el análisis de información operativa y en la aplicación de balances de energía y principios de transferencia de calor para evaluar la viabilidad técnica del cambio de servicio del intercambiador de calor dentro del sistema de precalentamiento de crudo de la Refinería Puma Energy.

El estudio se fundamenta en datos reales de operación del sistema de precalentamiento de crudo, sin realizar modificaciones físicas en el proceso industrial. En este sentido, el proyecto corresponde a un estudio de ingeniería aplicada, orientada a la evaluación técnica de una alternativa de optimización energética dentro de un sistema industrial existente.

La metodología se desarrolla de forma secuencial siguiendo los objetivos específicos del proyecto. Cada etapa del análisis genera parámetros intermedios (potencial térmico, coeficiente global de transferencia, caídas de presión y balances energéticos) que posteriormente son utilizados para cuantificar el impacto energético del cambio de servicio del intercambiador E-203.

6.1 Caracterización de las condiciones operativas del sistema

6.1.1 Procedimientos técnicos

La caracterización operativa del sistema de precalentamiento de crudo se realiza mediante el análisis del arreglo actual del tren de intercambiadores de calor y la evaluación del intercambiador actualmente fuera de servicio E-203. Este análisis permite identificar las condiciones energéticas del sistema y las oportunidades potenciales de recuperación térmica disponibles dentro del proceso.

Para establecer la condición base del sistema, se estima el calor recuperado en el tren de precalentamiento mediante un balance energético aplicado al flujo de crudo, el cual permite

determinar la cantidad de energía térmica transferida a lo largo del sistema de intercambiadores de calor (Gary, Handwerk & Kaiser, 2007; Towler & Sinnott, 2013).

La relación utilizada se expresa como:

$$Q_{rec} = \dot{m}_{crudo} C_p (T_{salida} - T_{entrada}) \text{ (Ecuación 8)}$$

- Q_{rec} = calor recuperado en el tren de precalentamiento
- $\dot{m}_{crudo}$ = flujo másico del crudo
- C_p = calor específico promedio
- T_{salida} = temperatura de salida del tren
- $T_{entrada}$ = temperatura de entrada

El desarrollo de esta etapa metodológica incluye las siguientes actividades:

- revisión de los diagramas de flujo de proceso (PFD) y diagramas de tuberías e instrumentación (P&ID) del sistema;
- identificación de las corrientes térmicas actualmente integradas al tren de precalentamiento;
- levantamiento de variables operativas del sistema, incluyendo temperaturas, caudales y propiedades físicas del crudo;
- determinación del balance energético del tren de precalentamiento con el fin de establecer la condición base del sistema.

6.1.2 Herramientas y recursos técnicos

- Documentación técnica de planta;
- Hojas de datos de intercambiadores de calor;
- Registros históricos de operación;

- Hojas de cálculo para el procesamiento de datos.

6.1.3 Estrategia de análisis

A partir de la información recopilada se establece la condición base energética del tren de precalentamiento, permitiendo cuantificar la recuperación térmica actual del sistema e identificar oportunidades de integración energética mediante la reutilización del intercambiador E-203.

6.2 Evaluación del potencial térmico del fluido caliente

Para el cumplimiento del objetivo específico 2, se evalúa el potencial energético de las corrientes calientes disponibles en el proceso mediante la aplicación de balances de energía en estado estacionario. El propósito de este análisis es identificar y comparar las corrientes candidatas que presentan mayor capacidad de recuperación térmica y compatibilidad operativa para su integración en el intercambiador de calor fuera de servicio E-203.

Inicialmente, se identifican las principales corrientes calientes del proceso que podrían emplearse como fluido de calentamiento. Posteriormente, se realiza un análisis comparativo del potencial térmico disponible de cada corriente, considerando parámetros operativos como temperatura, flujo másico y propiedades físicas del fluido.

6.2.1 Procedimientos técnicos

Para cada corriente candidata se estima el calor disponible para transferencia térmica mediante un balance energético simplificado:

$$Q_{disp} = \dot{m}C_p(T_{in} - T_{out,min}) \text{ (Ecuación 9)}$$

Donde:

Q_{disp} = calor disponible para recuperación térmica

$\dot{m}$ = flujo másico de la corriente caliente

C_p = calor específico del fluido

T_{in} = temperatura de entrada de la corriente caliente

$T_{out,min}$ = temperatura mínima permisible de salida de la corriente caliente

La temperatura mínima de salida $T_{out,min}$ se define a partir de un criterio de aproximación térmica mínima de 15 °F respecto a la temperatura del crudo, con el objetivo de garantizar una fuerza impulsora adecuada para la transferencia de calor y evitar condiciones cercanas al equilibrio térmico.

El calor específico de los hidrocarburos líquidos se estimó mediante correlaciones empíricas ampliamente utilizadas en la industria de refinación, las cuales relacionan el calor específico con la temperatura y la gravedad específica del fluido (Gary, Handwerk & Kaiser, 2007; Speight, 2014).

$$C_p = (0.388 + 0.00045T) + \left(\frac{0.0009T}{SG}\right) \text{ (Ecuación 10)}$$

Donde

T = temperatura (°F)

SG = gravedad específica

6.2.2 Levantamiento de información

Para el desarrollo de esta etapa se utilizan datos operativos representativos del proceso, incluyendo:

- Temperaturas de operación de las corrientes calientes;
- Caudales volumétricos o másicos de cada corriente;
- Propiedades físicas relevantes de los fluidos, como gravedad específica.

6.2.3 Normas y criterios técnicos

El análisis se desarrolla considerando principios de integración energética en procesos industriales y criterios de diseño térmico utilizados en intercambiadores de calor, como las recomendaciones establecidas por TEMA Standards.

6.2.4 *Procesos de validación técnica*

Se verifica que la temperatura de salida de la corriente caliente posterior al intercambio no afecte las condiciones operativas de la corriente dentro del proceso, garantizando su estabilidad operativa.

6.2.5 *Estrategia de análisis*

Los resultados obtenidos se utilizan para comparar las corrientes candidatas en términos de potencial térmico disponible, disponibilidad operativa y compatibilidad con el sistema existente.

La corriente que presenta mayor potencial de recuperación energética sin comprometer la estabilidad del proceso se selecciona como fluido caliente para su integración en el intercambiador E-203.

6.2.6 *Análisis estadístico del potencial térmico de las corrientes*

Con el objetivo de complementar la evaluación técnica de las corrientes calientes candidatas, se realizó un análisis de varianza de un factor (ANOVA) aplicado al potencial térmico disponible de cada fluido evaluado. Este análisis permitió determinar si las diferencias observadas entre los valores promedio de potencial térmico de las corrientes eran estadísticamente significativas.

Para ello, se consideró como variable de respuesta el potencial térmico disponible, expresado en MMBtu/h, y como factor de análisis el tipo de corriente caliente evaluada. Las réplicas se definieron a partir de condiciones representativas de caudal bajo, normal y alto, obtenidas de registros históricos de operación.

La hipótesis nula estableció que no existen diferencias significativas entre los potenciales térmicos promedio de las corrientes evaluadas, mientras que la hipótesis alternativa indicó que al menos una corriente presenta un desempeño térmico promedio diferente. El análisis se desarrolló con un nivel de significancia de 0.05, utilizando la herramienta de análisis de datos de Microsoft Excel.

Los resultados del ANOVA fueron utilizados como criterio complementario para respaldar la selección de la corriente caliente con mayor potencial de recuperación energética, sin sustituir los criterios técnicos de disponibilidad, compatibilidad operativa, temperatura disponible y factibilidad de integración al sistema existente.

6.3 Análisis hidráulico y térmico del intercambiador E-203

Para el cumplimiento del objetivo específico 3, se realiza un análisis térmico e hidráulico del intercambiador de calor E-203 bajo el nuevo servicio propuesto, con el fin de verificar su capacidad de transferencia de calor y su comportamiento hidráulico dentro de las condiciones operativas del sistema.

6.3.1 Procedimientos técnicos

Inicialmente se revisan las características mecánicas y térmicas del equipo a partir de la hoja de datos del intercambiador, incluyendo geometría, área de transferencia de calor, configuración de flujo y materiales de construcción. Posteriormente se evalúan las condiciones de operación del crudo en el lado de tubos y de la corriente caliente seleccionada en el lado de coraza.

El calor transferido en el intercambiador se analiza mediante la relación (Incropera et al., 2017):

$$Q = UA\Delta T_{lm} \text{ (Ecuación 11)}$$

En intercambiadores con configuraciones multipaso o flujo cruzado, se utiliza un factor de corrección térmico, por lo que la expresión general se escribe como (Towler & Sinnott, 2013):

$$Q = UAF\Delta T_{lm} \text{ (Ecuación 12)}$$

donde F es el factor de corrección del LMTD.

El coeficiente global de transferencia de calor se estima mediante el modelo de resistencias térmicas, considerando resistencias convectivas en ambos lados del intercambiador, resistencia de pared del tubo y resistencias de ensuciamiento:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_i} + R_{f,i} + R_w + R_{f,o} + \frac{1}{h_o} \text{ (Ecuación 13)}$$

Donde:

h_i = coeficiente convectivo lado tubos

h_o = coeficiente convectivo lado coraza

R_w = resistencia térmica de la pared del tubo

$R_{f,i}, R_{f,o}$ = resistencias de ensuciamiento

Los coeficientes convectivos se estiman mediante correlaciones empíricas utilizadas en análisis preliminares de intercambiadores de calor, basadas en números adimensionales como Reynolds, Prandtl y Nusselt (Incropera et al., 2017; Kern, 1950).

El balance energético del intercambiador se determina mediante:

$$Q = \dot{m}C_p(T_{salida} - T_{entrada}) \text{ (Ecuación 14)}$$

lo cual permite verificar la consistencia entre el calor transferido y las temperaturas de salida de las corrientes.

6.3.2 Evaluación hidráulica

El análisis hidráulico de sistemas de tuberías y equipos de transferencia de calor se fundamenta en los principios de conservación de la masa y la energía, así como en correlaciones empíricas desarrolladas para flujo interno en conductos (Fox, Pritchard & McDonald, 2015; Mott & Untener, 2015).

La evaluación hidráulica se realiza con el objetivo de verificar que el nuevo servicio no genere pérdidas de presión excesivas que puedan afectar la estabilidad operativa del sistema.

Para ello se desarrollan cálculos que permiten:

- Determinar la velocidad de flujo en las tuberías;
- Establecer el régimen hidráulico mediante el número de Reynolds;
- Estimar el factor de fricción;
- Calcular las pérdidas de presión mayores y menores en el sistema de tuberías;
- Verificar que la presión disponible sea suficiente para vencer las pérdidas del circuito y la contrapresión del sistema.

6.3.2.1 Determinación de velocidad de flujo

La velocidad del fluido en una tubería se determina a partir del caudal volumétrico y el área transversal de flujo (Fox et al., 2015):

$$v = \frac{Q}{A} \text{ (Ecuación 15)}$$

Donde:

v = velocidad promedio del fluido (ft/s)

Q = caudal volumétrico (ft³/s)

A = área interna de la tubería (ft²)

El área de flujo se calcula mediante la expresión geométrica (Mott & Untener, 2015):

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \text{ (Ecuación 16)}$$

Donde D es el diámetro interno de la tubería.

6.3.2.2 Determinación del régimen hidráulico

El régimen de flujo se determina mediante el número de Reynolds, definido como (Fox et al., 2015; Mott & Untener, 2015):

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \text{ (Ecuación 17)}$$

Donde:

ρ = densidad del fluido

v = velocidad promedio del flujo

D = diámetro interno de la tubería

μ = viscosidad dinámica

Los criterios de clasificación del flujo son:

- flujo laminar: $Re < 2100$
- flujo transicional: $2100 < Re < 4000$
- flujo turbulento: $Re > 4000$

6.3.2.3 Factor de fricción

Para flujo turbulento en tuberías industriales, el factor de fricción puede estimarse mediante la correlación explícita de Swamee–Jain, consistente con el diagrama de Moody (Swamee & Jain, 1976):

$$f = \frac{0.25}{\left[\log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2} \text{ (Ecuación 18)}$$

Donde:

f = factor de fricción de Darcy

ε = rugosidad absoluta de la tubería

6.3.2.4 Caída de presión en tuberías

Las pérdidas de presión debidas a fricción en tramos rectos se determinan mediante la ecuación de Darcy–Weisbach (Crane Co., 2018):

$$\Delta P = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho v^2}{2} \text{ (Ecuación 19)}$$

Donde:

ΔP = caída de presión

L = longitud de la tubería

v = velocidad del fluido

f = factor de fricción.

6.3.2.5 Caída de presión total del sistema

Las pérdidas de presión asociadas a accesorios como codos, válvulas y tees se estiman mediante coeficientes de pérdida K (Crane Co., 2018):

$$\Delta P = K \frac{\rho v^2}{2} \text{ (Ecuación 20)}$$

6.3.2.6 Caída de presión del sistema

La caída de presión total en el sistema se calcula como la suma de pérdidas mayores y pérdidas menores (Crane Co., 2018):

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{major} + \Delta P_{minor} \text{ (Ecuación 21)}$$

Este resultado permite verificar que las pérdidas de presión del nuevo circuito de tuberías se mantengan dentro de los límites operativos del sistema, garantizando la factibilidad hidráulica del cambio de servicio propuesto.

6.3.3 Normas aplicadas

- TEMA Standards;
- API Standard 660;
- Criterios de operación segura ASME Section VIII.

6.3.4 Validación técnica

Se verifica que los valores calculados de coeficiente global de transferencia de calor y caída de presión se mantengan dentro de rangos aceptables de operación industrial, garantizando que el cambio de servicio propuesto no comprometa la estabilidad del sistema.

6.3.5 Estrategia de análisis

Los resultados del análisis térmico e hidráulico permiten confirmar la factibilidad operativa del intercambiador bajo el nuevo servicio, verificando que el equipo posee capacidad suficiente de transferencia de calor y que las pérdidas de presión se mantienen dentro de límites aceptables para la operación del sistema.

6.4 Evaluación del impacto energético y la viabilidad técnica

Para el cumplimiento del objetivo específico 4, se determina el impacto energético del cambio de servicio del intercambiador de calor sobre el sistema de precalentamiento de crudo mediante la aplicación de balances energéticos globales del proceso. Este análisis permite cuantificar el incremento en la recuperación térmica del tren de precalentamiento y evaluar su efecto sobre la carga térmica requerida en el horno atmosférico.

6.4.1 Procedimientos técnicos

El impacto energético del cambio de servicio se determina mediante balances energéticos del sistema de precalentamiento, considerando las condiciones operativas actuales y la condición propuesta con la integración del intercambiador E-203.

El análisis incluye:

- Estimación del incremento de temperatura del crudo debido a la recuperación térmica adicional;

- Cálculo de la nueva temperatura de entrada del crudo al horno atmosférico;
- Evaluación de la reducción en la carga térmica requerida en el horno.

Cuando el intercambiador calienta únicamente una fracción del caudal total del tren de crudo, el incremento efectivo de temperatura del sistema se determina mediante un balance energético de mezcla entre la corriente tratada y la corriente principal del tren, considerando la conservación de energía en el punto de reintegración de las corrientes.

6.4.2 Evaluación de la carga térmica del horno

La carga térmica requerida en el horno de proceso se determina a partir del balance energético del crudo entre la temperatura de entrada al horno y la temperatura objetivo de destilación (Gary, Handwerk & Kaiser, 2007).

El cambio de servicio del intercambiador permite incrementar la temperatura de entrada del crudo al horno, lo cual reduce directamente el requerimiento energético del sistema de calentamiento.

6.4.3 Estimación del ahorro energético

El ahorro energético asociado al cambio de servicio se calcula mediante la diferencia entre la carga térmica requerida en el horno bajo la condición actual y la condición propuesta (Smith, 2016):

$$\Delta Q = Q_{\text{horno,actual}} - Q_{\text{horno,propuesto}} \text{ (Ecuación 22)}$$

Donde:

ΔQ = ahorro energético estimado

$Q_{\text{horno,actual}}$ = carga térmica del horno en la condición base

$Q_{\text{horno,propuesto}}$ = carga térmica del horno con el intercambiador en operación.

Este análisis permite cuantificar la mejora en eficiencia energética del sistema de precalentamiento.

6.4.4 Herramientas de análisis

Para el desarrollo del análisis energético se emplearon las siguientes herramientas:

- Modelación energética en estado estacionario.
- Hojas de cálculo técnico para procesamiento de datos
- Análisis comparativo de escenarios antes–después.

6.4.5 Levantamiento de información

Los cálculos energéticos se realizaron utilizando condiciones operativas representativas del proceso, obtenidas a partir de registros históricos de operación, hojas de datos de equipos y especificaciones técnicas del sistema de precalentamiento de crudo.

6.4.6 Validación técnica

Los resultados obtenidos se comparan con los límites operativos del proceso y con las condiciones de diseño del sistema de precalentamiento, con el objetivo de garantizar que la modificación propuesta no comprometa la estabilidad operativa del sistema ni el desempeño del horno atmosférico.

6.4.7 Estrategia de análisis de resultados

Se realiza una comparación energética entre la condición actual del sistema y la condición propuesta con la integración del intercambiador E-203 utilizando la corriente Dirsol como fluido caliente. Este análisis permite determinar el incremento en la temperatura de entrada del crudo al horno y cuantificar la reducción de la carga térmica requerida, estableciendo así la viabilidad técnica del cambio de servicio propuesto.

6.5 Síntesis Metodológica

La metodología del presente estudio se desarrolla de manera secuencial con el objetivo de evaluar la viabilidad técnica del cambio de servicio del intercambiador de calor E-203 dentro del sistema de precalentamiento de crudo. El enfoque metodológico integra progresivamente la caracterización operativa del sistema, la evaluación energética de las corrientes calientes disponibles, la verificación termo-hidráulica del intercambiador y el análisis del impacto energético global sobre el sistema.

En primer lugar, se realiza la caracterización de las condiciones operativas del tren de precalentamiento, con el propósito de establecer la condición base energética del sistema e identificar las corrientes térmicas actualmente integradas al proceso. Posteriormente, se evalúa el potencial térmico de las corrientes calientes disponibles, mediante un análisis comparativo basado en balances de energía y criterios de compatibilidad térmica.

A continuación, se desarrolla el análisis termo-hidráulico del intercambiador E-203, con el fin de verificar su capacidad de transferencia de calor bajo el nuevo servicio propuesto y asegurar que las condiciones hidráulicas del sistema se mantienen dentro de límites operativos aceptables. Finalmente, se realiza la evaluación del impacto energético del cambio de servicio, cuantificando el incremento en la recuperación térmica del tren de precalentamiento y la reducción en la carga térmica requerida en el horno atmosférico.

Para validar la factibilidad técnica del cambio de servicio propuesto, los resultados obtenidos en cada etapa del análisis se contrastan con criterios técnicos de aceptación comúnmente utilizados en el diseño y operación de intercambiadores de calor en refinerías de petróleo. Entre los principales criterios considerados se encuentran:

- Diferencia mínima de temperatura de 15 °F entre la corriente caliente y el crudo, con el fin de garantizar una fuerza impulsora adecuada para la transferencia de calor.
- Régimen hidráulico turbulento en tuberías ($Re > 4000$), condición que favorece la transferencia de calor y reduce problemas de ensuciamiento. Velocidades de flujo en

tuberías dentro de rangos típicos para hidrocarburos líquidos, generalmente entre 3 y 10 ft/s.

- Caídas de presión admisibles que no comprometan la operación hidráulica del sistema ni excedan la presión disponible en la fuente de la corriente caliente.
- Coeficientes globales de transferencia de calor consistentes con valores típicos reportados para intercambiadores de carcasa y tubos que manejan hidrocarburos líquidos.

De esta manera, la metodología permite evaluar de forma sistemática la factibilidad técnica del cambio de servicio bajo condiciones representativas de operación industrial, garantizando coherencia entre los objetivos específicos del proyecto y los resultados obtenidos.

7. RESULTADOS

7.1 Caracterización de las condiciones operativas del sistema y del intercambiador fuera de servicio

El crudo almacenado en tanques atmosféricos es impulsado hacia el tren de precalentamiento mediante las bombas centrífugas P-101 A o P-101 B, las cuales suministran la presión necesaria para su circulación a través de la red de intercambiadores de calor. A la descarga de estas bombas, el flujo de crudo es bifurcado mediante las válvulas de control FV-100 y FV-128, las cuales operan en un lazo de control asociado al tambor separador D-132, permitiendo regular el caudal de alimentación y mantener condiciones estables de operación en el sistema.

La distribución de flujo entre ambas ramas se opera típicamente manteniendo entre el 80 y 85 % del caudal total a través de la válvula FV-100, mientras que el flujo restante circula por la rama asociada a la válvula FV-128. Esta configuración permite controlar el balance térmico del tren de precalentamiento y garantizar el adecuado acondicionamiento del crudo antes de su ingreso a las etapas posteriores del proceso.

A lo largo del tren de precalentamiento, el crudo intercambia calor con diversas corrientes calientes del proceso, incluyendo productos intermedios y corrientes de fondo provenientes de la columna de destilación atmosférica, con el objetivo de incrementar progresivamente su temperatura mediante recuperación térmica. Este proceso reduce la carga térmica requerida en el horno de proceso, mejorando la eficiencia energética global de la unidad.

Posteriormente, el crudo precalentado es conducido hacia el tambor separador D-132, donde se estabilizan las condiciones de flujo antes de su envío hacia el horno atmosférico F-101, en el cual se suministra el calor adicional necesario para alcanzar la temperatura de destilación requerida.

Con el propósito de establecer la condición base del sistema de precalentamiento de crudo, se realizó un levantamiento de información operativa de las principales corrientes involucradas en el

tren de recuperación térmica, incluyendo caudales, temperaturas de operación y propiedades físicas relevantes. Este análisis permitió identificar las fuentes térmicas actualmente integradas, así como las oportunidades de recuperación de energía mediante la reutilización del intercambiador fuera de servicio. De igual modo se determina la condición actual del tren de crudo, utilizando la temperatura de entrada al tren y la de salida, dando como resultado una cantidad de calor recuperado al tren de 32.87 MMBtu/h:

$$Q_{rec,actual} = \dot{m}_{crudo} * C_{p,m,crudo} * (T_{salida\ tren} - T_{entrada\ tren})$$

$$Q_{rec,actual} = \frac{199,767 lb}{h} * \frac{0.556 Btu}{lb * ^\circ F} * (395 - 99)^\circ F$$

$$Q_{rec,actual} = 32.87\ MMBtu/h$$

Tabla 1

Parámetros del crudo en el tren de precalentamiento

Parámetro	Tren de Crudo
API	44
Flujo Volumétrico, B/d	17,000
Sg	0.806
Densidad, lb/gal	6.71
Flujo másico, lb/h,	199,766.5
Temperatura de entrada, °F	99
Temperatura de Salida, °F	395
Cp, inlet	0.482
Cp, outlet	0.630
Cp, medio	0.556
Qrec, MMBtu/h	32.87

Los datos recopilados evidenciaron que las corrientes de diésel, keroseno y fondos atmosféricos ya se encuentran integradas al tren de precalentamiento, cumpliendo funciones activas en la recuperación de energía térmica del proceso. En consecuencia, su potencial térmico ya está

siendo aprovechado dentro de la configuración actual del sistema, por lo que su reutilización en el intercambiador fuera de servicio no representaría un aprovechamiento adicional de energía sin modificar la red existente.

Tabla 2

Intercambiadores de calor del tren de precalentamiento de crudo de la Refinería

Intercambiador	Lado frío, tubos	Flujo tubos, lb/h	Lado Caliente, coraza	Flujo coraza, lb/h	Origen del lado caliente
FV -100 - 80%					
E-101	Crudo	159,813.20	Nafta/Tope	99,570	T-101
E-158	Crudo	159,813.20	Recirculación	29,738	T-101
E-160	Crudo	159,813.20	SRLR/Fondos	300,465	T-101
FV-128 - 20%					
E-162	Crudo	39,953.30	Kero	26,707.7	T-103
E-3C	Crudo	39,953.30	Kero	26,707.7	T-103
E-54	Crudo	39,953.30	Diésel	66,137.7	T-705
E-3	Crudo	39,953.30	Diésel	66,137.7	T-705
Combinado (FV-100 + FV-128)					
E-163	Crudo	199,766.5	Diésel	66,137.7	T-705
E-103 A/B	Crudo	199,766.5	SRLR/Fondos	29,738.4	T-101
E-103 C/D	Crudo	199,766.5	SRLR/Fondos	29,738.4	T-101

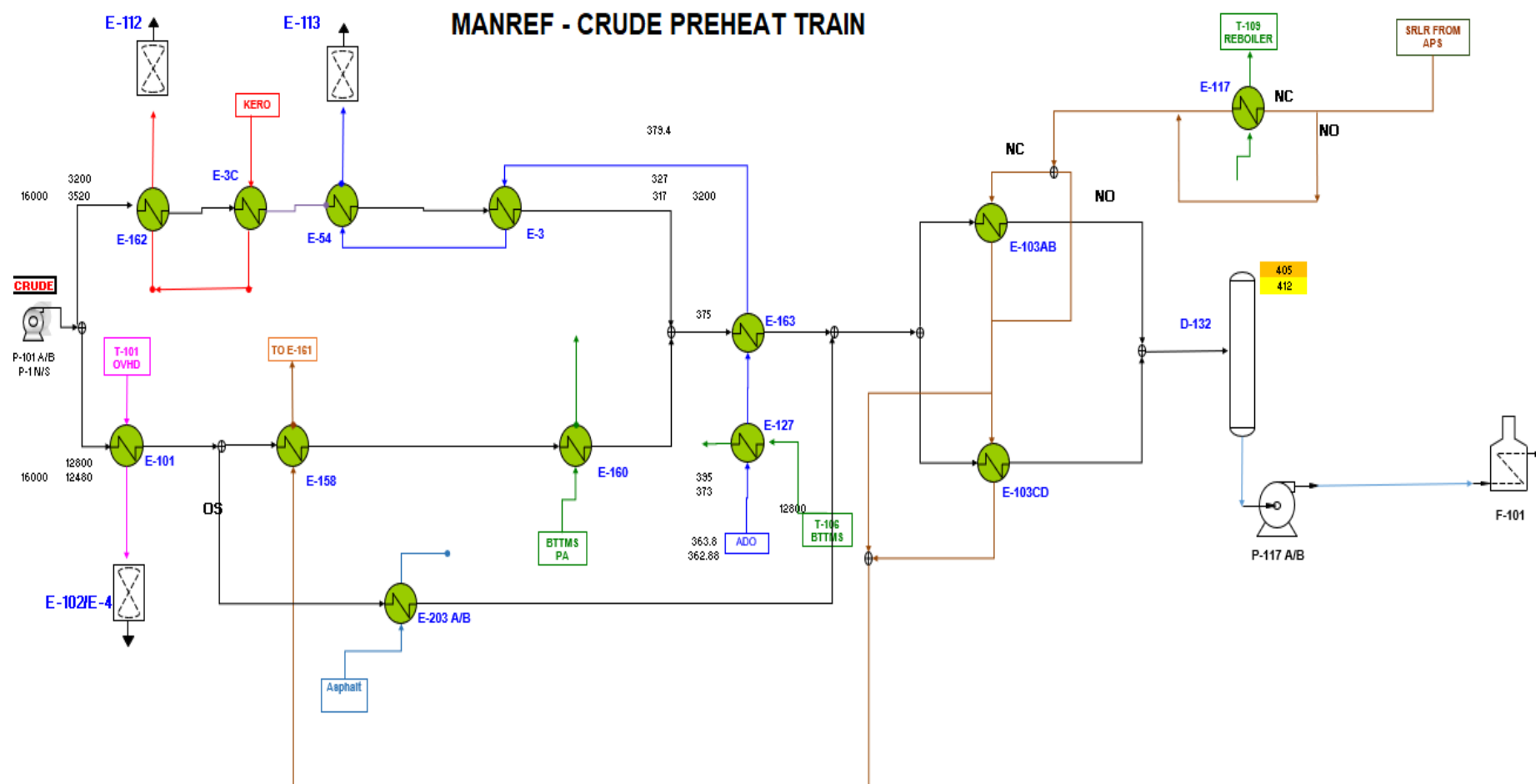
Por otra parte, se confirmó la disponibilidad de una corriente adicional, denominada Dirsol 40, la cual no forma parte del tren de precalentamiento actual y presenta condiciones térmicas favorables para su integración. Esta corriente se caracteriza por una temperatura de entrada de 415°F y un flujo volumétrico de 1500 B/d, lo que la convierte en una fuente térmica potencialmente significativa para precalentar el crudo antes de su ingreso al horno atmosférico.

El análisis de la condición base energética evidencia que, si bien el tren recupera 32.87 MMBtu/h, la configuración actual no incorpora la corriente Dirsol 40, la cual representa una fuente térmica disponible a mayor temperatura que las corrientes actualmente integradas. Por lo tanto, existe potencial de recuperación térmica no aprovechado dentro de la unidad.

Durante la inspección en sitio se identificó un intercambiador que formaba parte del sistema, sin embargo, debido al cambio de alimentación de crudo procesado, ha quedado fuera de servicio. Dicho intercambiador era utilizado para enfriar el asfalto y calentar el crudo. Un flujo controlado de aproximadamente 1500 - 2000 B/d se derivaba del ramal correspondiente al FV-100, desde la entrada del E-158 hacia los tubos de dicho intercambiador, E-203, para ser calentado y posteriormente reintegrado al tren en la tubería de salida del E-163. Por tanto, este intercambiador ya cuenta con el arreglo de tubería necesario para calentar el crudo. Por otro lado, para el nuevo fluido de calentamiento será necesario construir la sección de tubería correspondiente. Ver la figura 3 el diagrama del tren de precalentamiento, con el E-203 utilizando asfalto como fluido caliente.

Figura 3

Tren de precalentamiento de crudo de la refinería Puma Energy



El E-203 posee área suficiente y configuración compatible para ser reutilizado como equipo de recuperación térmica, los materiales son adecuados para el servicio, considerando que ha sido diseñado para asfalto, exponiéndolo a condiciones más severa en comparación a cualquiera de las propuestas actuales. Las características mecánicas y térmicas del intercambiador se resumen en las tablas 3 y 4 respectivamente

Tabla 3

Información mecánica de E-203

Parámetro	Valor	Unidades/Observaciones
Tipo TEMA	AET	
Pasos en coraza	1 paso por coraza (2 corazas en serie)	
Pasos en tubos	6	
Numero de tubos	124	
Diámetro Exterior tubo	0.750	in
Longitud de tubo	24	ft
Material de tubo	SA-214	
Diámetro de coraza	19	in
Material de la coraza	SA-516-70	
Deflectores	Segmentado simple	
Espaciamiento entre deflectores	4.501	in
Pitch del tubo	1.000	in
Diseño	45°	
Presión de diseño de Coraza	380	psig
Presión de diseño del tubo	550	psig
Temperatura de diseño Coraza	750	°F
Temperatura de diseño tubo	550	°F
Margen de corrosión	0.125	in
Clase TEMA	R	

Tabla 4*Información térmica de E-203*

Parámetro	Lado Coraza	Lado tubos	Unidades
Tipo de fluido	Asfalto (AC-30)	Crudo	-
Flujo másico total	11,500	24,256	lb/hr
Temperatura Entrada	700	250	°F
Temperatura de Salida	352	432.18	°F
Gravedad específica (entrada/salida)	0.7785/0.9056	0.8101/0.7315	-
Viscosidad (entrada/salida)	1.0790/13.695	1.3060/0.4824	cP
Calor específico (entrada/salida)	0.7500/0.5740	0.5570/0.6420	Btu/lb°F
Conductividad térmica (entrada/salida)	0.0507/0.0574	0.0660/0.0591	Btu/h-ft°F
Presión de entrada	163	442	psia
Caída de presión (calculada / permisible)	0.729 / 20	15.008/20	psi
Carga térmica transferida	2649227	-	Btu/hr
Coeficiente global limpio	34.78	-	Btu/h-ft ² °F
Coeficiente global real	14.82	-	Btu/h-ft ² °F
ΔT media logarítmica corregida (LMTD)	155.3	-	°F

7.2 Evaluación del potencial térmico de la corriente seleccionada

Con el fin de determinar la corriente más adecuada para su integración como nuevo fluido caliente en el intercambiador fuera de servicio, se realizó un análisis comparativo de las corrientes disponibles, considerando como criterios principales la temperatura de entrada, el caudal másico y la fuerza impulsora térmica disponible respecto a la corriente de crudo.

Para este propósito, se estableció un criterio de compatibilidad térmica basado en una diferencia mínima de temperatura de 15 °F entre la salida de la corriente caliente y la entrada del crudo, con el objetivo de asegurar una transferencia de calor físicamente viable y evitar condiciones de equilibrio térmico que limiten la recuperación energética. Bajo este criterio, la temperatura mínima permisible de salida de la corriente caliente se definió como:

$$T_{h,out,min} = T_{c,in} + \Delta T_{min}$$

Donde $T_{c,in}$ corresponde a la temperatura de entrada del crudo y ΔT_{min} es el incremento mínimo esperado en el crudo, el cual se ha definido como 15°F.

Con fines comparativos se calcula $\Delta T_{disp} = T_{h,in} - T_{h,out,min}$, de modo que se permita visualizar el gradiente térmico de cada corriente.

El potencial térmico se estimó con la siguiente ecuación;

$$Q_{disp} = \dot{m}_h * cp_h * (T_{h,in} - T_{h,out,min})$$

El calor específico de ambas corrientes fue estimado utilizando la correlación empírica ampliamente empleada en la industria de refinación para hidrocarburos líquidos, la cual relaciona el calor específico con la temperatura y la gravedad específica del fluido:

$$Cp_{crudo} = (0.388 + 0.00045 \cdot T) / \sqrt{SG}$$

donde Cp se expresa en Btu/lb-°F, T en °F y SG corresponde a la gravedad específica del fluido.

Los resultados del análisis se presentan en la Tabla 5.

Tabla 5*Análisis de potencial térmico de las corrientes*

Corriente caliente	Dirsol 40	Diesel	Kero	SRLR / Fondos
API	48.0	40.0	46.1	28.0
Flujo (B/d)	1500	5500	2300	2300
T disponible (°F)	415	254	315	260
SG	0.7883	0.8251	0.7967	0.8871
Cp_in (Btu/lb-°F)	0.6473	0.5590	0.6063	0.5328
m est. (lb/h)	17,233.67	66,270	26,761	29,798
ΔT disponible (°F)	159	0	59	4
Q_disp (MMBtu/h)	1.777	0.000	0.957	0.064

El análisis comparativo confirma lo planteado en el punto 7.1, siendo la corriente Dirsol 40 aquella que presenta el mayor potencial térmico disponible, con una capacidad estimada de transferencia de calor de aproximadamente 1.78 MMBtu/h bajo el criterio de evaluación establecido. Por el contrario, la corriente de diésel presenta un potencial térmico insuficiente bajo el criterio de aproximación térmica establecido, debido a que su temperatura de entrada es cercana a la temperatura del crudo, lo cual limita significativamente la fuerza impulsora térmica disponible para transferencia de calor. De manera similar, la corriente de fondos presenta un potencial térmico reducido debido a su baja diferencia de temperatura efectiva. Aunque la corriente de keroseno presenta un potencial térmico considerable, esta corriente ya se encuentra integrada al tren de precalentamiento, por lo que su reutilización no representaría una recuperación térmica adicional sin alterar la configuración actual del sistema.

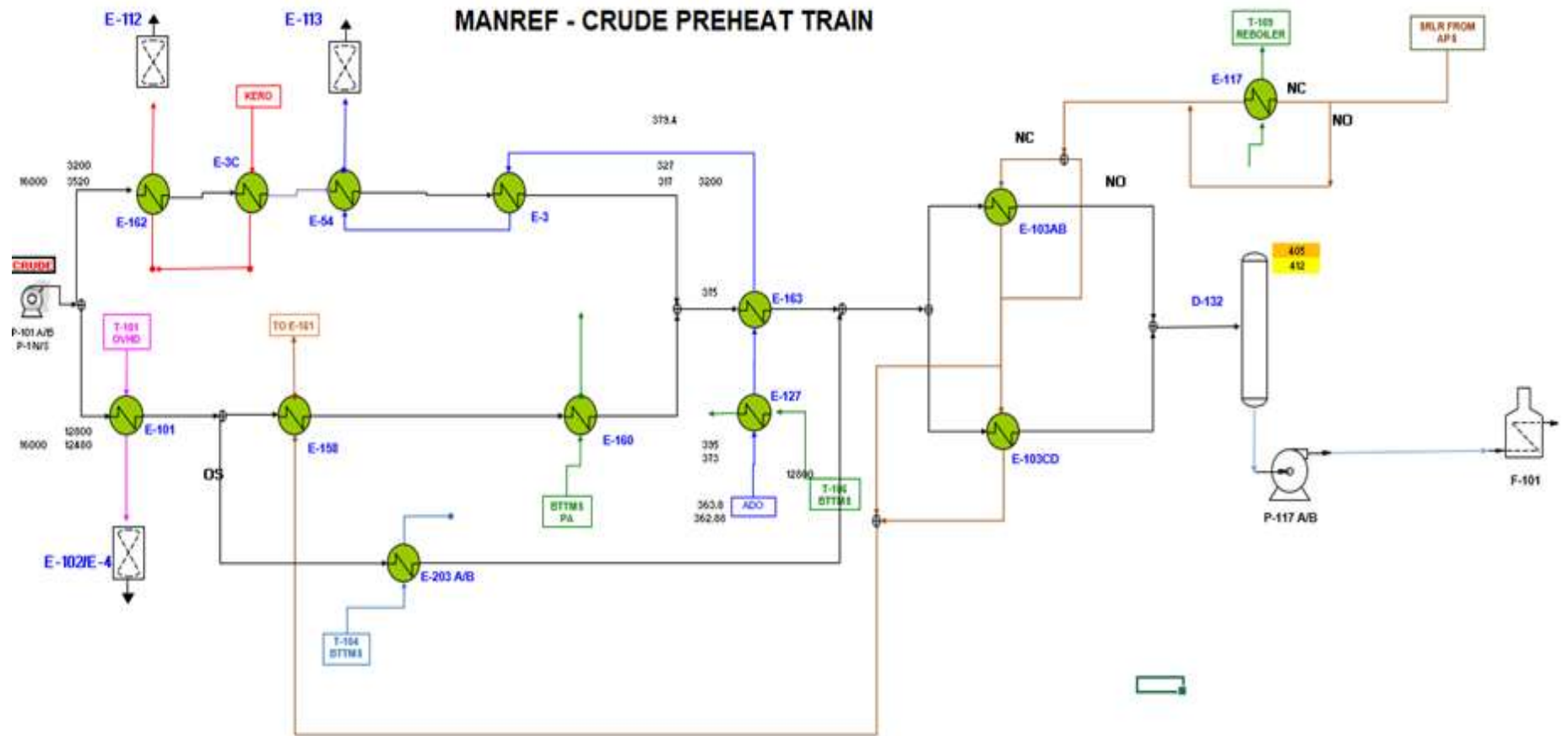
En consecuencia, la corriente Dirsol 40 fue seleccionada como el nuevo fluido caliente para su integración en el intercambiador fuera de servicio, al cumplir simultáneamente con los criterios de disponibilidad, compatibilidad operativa y mayor potencial térmico recuperable. Esta selección

permite maximizar la recuperación energética mediante la reutilización de infraestructura existente, contribuyendo a la optimización térmica del tren de precalentamiento.

La figura 4 refleja la figura 3 actualizada utilizando el Dirsol 40 como fluido de calentamiento en el E-203.

Figura 4

Tren de precalentamiento de crudo actualizado de la refinería Puma Energy



7.3 Análisis de varianza - ANOVA

El siguiente análisis ANOVA se aplica con el objetivo de determinar si existen diferencias significativas entre los potenciales térmicos promedio de las corrientes evaluadas a ser utilizadas como fluido caliente. Basados en el cuadro anterior, descartaremos el diésel del análisis y nos enfocaremos en el keroseno, dirsol y corriente de fondos (SRLR), de modo que el numero de réplicas sea manejable.

La hipótesis nula define lo siguiente:

$$H_0 = \mu_{Dirsol} = \mu_{Kero} = \mu_{SRLR}$$

Es decir, todos los fluidos tienen el mismo desempeño térmico. Mientras que la hipótesis alternativa está dada por:

$$H_a = \text{Al menos uno de los fluidos tiene desempeño diferente}$$

Para aceptar o refutar el H_0 se procedió a analizar el potencial térmico disponible (Q_{disp}) variando el flujo de cada corriente. Estas réplicas fueron denominadas caudal bajo, caudal medio y caudal alto, basados en valores históricos obtenidos de la operación entre 2022 y 2023.

Tabla 6

Réplicas definidas para análisis de varianza

N° Réplica	Dirsol		Kero		SRLR	
	Caudal, B/d	Carga térmica, MMBtu/h	Caudal, B/d	Carga térmica, MMBtu/h	Caudal, B/d	Carga Termica, MMBtu/h
Réplica 1	600.00	0.71	1800.00	0.73	1500.00	0.042
Réplica 2	1400.00	1.66	2000.00	0.81	2000.00	0.055
Réplica 3	1500.00	1.77	2300.00	0.94	2300.00	0.064

Los datos fueron ordenados de la siguiente manera, para realizar el análisis:

Tabla 7

Capacidad energética de cada corriente en la condición de réplica

N° Réplica	Condición (caudal)	Carga térmica Dirsol	Carga térmica Kero	Carga térmica SRLR
1	Bajo	0.71	0.73	0.04
2	Normal	1.66	0.81	0.0555
3	Alto	1.77	0.94	0.0638

Calculando el promedio y la varianza, tenemos lo siguiente:

Tabla 8

Resultados de varianza según réplicas

Grupos	Conteo	Suma	Promedio	Varianza
Carga Dirsol	3	4.139	1.380	0.340
Carga Kero	3	2.480	0.827	0.010
Carga SRLR	3	0.161	0.054	0.000

Con estos datos, se utiliza la función Análisis de datos en Excel, obteniendo los resultados del ANOVA como se muestran en la tabla 9:

Tabla 9

Análisis de Varianza - ANOVA

Fuente de variación	SS	df	MS	F	P-value	F crit
------------------------	----	----	----	---	---------	--------

Entre tratamientos	2.662	2.000	1.331	11.379	0.009082	5.143253
Error (dentro de grupos)	0.702	6.000	0.117			
Total	3.364	8.000				

El análisis ANOVA de un factor mostró diferencias estadísticamente significativas entre los potenciales térmicos promedio de los fluidos evaluados, con un valor F de 11.38 superior al F crítico de 5.14, y un valor p de 0.0091 menor que el nivel de significancia de 0.05. Por tanto, se rechaza la hipótesis nula de igualdad de medias y se concluye que el tipo de fluido influye significativamente en el potencial térmico obtenido.

No obstante, la selección de la corriente Dirsol 40 no se fundamenta únicamente en el resultado estadístico, sino también en criterios técnicos previamente definidos, tales como su disponibilidad operativa, su mayor temperatura de entrada y el hecho de no encontrarse actualmente integrada al tren de precalentamiento, lo cual permite un aprovechamiento adicional de energía térmica sin modificar la configuración existente del sistema.

7.4 Análisis hidráulico y térmico del intercambiador E-203

Con el propósito de verificar la factibilidad técnica del cambio de servicio propuesto, se realiza una evaluación integral del desempeño térmico e hidráulico del intercambiador E-203 bajo las nuevas condiciones de operación. Este análisis permite determinar si el equipo posee capacidad suficiente de transferencia de calor y si el nuevo arreglo de tuberías garantiza condiciones de flujo y pérdidas de presión compatibles con la operación segura y estable del sistema.

En primera instancia, se desarrolla el análisis hidráulico del circuito asociado a la corriente Dirsol 40, con el fin de verificar el régimen de flujo, las velocidades en tubería, el factor de fricción y la caída de presión total del sistema, asegurando que la presión disponible sea suficiente para vencer las pérdidas del circuito y la contrapresión del tanque atmosférico. Posteriormente, se presenta el análisis térmico del intercambiador, mediante la estimación del coeficiente global de transferencia de

calor y la verificación del área disponible frente al área requerida, con el objetivo de confirmar la capacidad del equipo para satisfacer la carga térmica bajo el nuevo servicio propuesto.

7.4.1 *Análisis Hidráulico*

Se desarrolló una propuesta técnica de la trayectoria de las nuevas tuberías desde el punto de origen de la corriente Dirsol 40 hasta el intercambiador E-203, considerando criterios de factibilidad constructiva, accesibilidad operativa y minimización de interferencias con infraestructura existente. A partir de esta propuesta, se elaboraron los planos isométricos correspondientes (ver Anexos 11.4), los cuales permitieron definir con precisión la configuración geométrica del trazado.

Con base en los planos isométricos, se realizó la cuantificación de materiales requeridos, incluyendo tramos rectos de tubería, accesorios y válvulas, constituyendo esta información la base para el desarrollo de los cálculos hidráulicos del nuevo servicio. En la Tabla 10 se presentan los datos de entrada utilizados en el análisis, incluyendo el inventario detallado de tuberías y accesorios considerados en la propuesta.

Tabla 10

Datos de entrada para el análisis hidráulico de la línea Dirsol 40

Parámetro	Valor
Flujo másico Dirsol40, $\dot{m}$ (lb/h)	17,233.67
Densidad Dirsol40, ρ (lb/gal)	6.57
Densidad Dirsol40, ρ (lb/ft³)	49.15
Tubería nueva: NPS 2 Sch 80 – ID (pulg)	1.939
Longitud recta de tubería, L (ft)	220
Accesorios: codos 90° (unidades)	26
Accesorios: tees (unidades)	4
Accesorios: válvulas compuerta 2" (unidades)	12
Viscosidad μ (cP)	1.57

7.4.1.1 Determinación de velocidad y régimen hidráulico

La velocidad promedio en la línea se determinó a partir del caudal volumétrico y el área de flujo:

$$V = \dot{m} / \rho$$

$$A = \pi \cdot D_i^2 / 4$$

$$v = V / A$$

Con los datos disponibles se obtuvo $v = 4.75$ ft/s. El régimen hidráulico se evaluó mediante el número de Reynolds:

$$Re = \rho \cdot v \cdot D_i / \mu$$

El valor calculado fue $Re = 35,652.6$, indicando flujo turbulento.

7.4.1.2 Factor de fricción y pérdidas por fricción en tubería

Para flujo turbulento, el factor de fricción fue estimado mediante la correlación explícita de Swamee–Jain, utilizando rugosidad típica de acero al carbón comercial ($\epsilon \approx 0.00015$ ft):

$$f = 0.25 / [\log_{10}((\epsilon/3.7D_i) + 5.74/Re^{0.9})]^2$$

Se obtuvo $f = 0.0229$. La pérdida de carga mayor (fricción en tramo recto) se calculó con Darcy–Weisbach:

$$\Delta P_{\text{mayores}} = f \cdot (L/D_i) \cdot (\rho \cdot v^2 / (2 \cdot g_c))$$

El resultado para el tramo recto fue $\Delta P_{\text{major}} = 3.74$ psi.

7.4.1.3 Pérdidas menores por accesorios

Las pérdidas menores se estimaron mediante el método de coeficientes K, empleando valores típicos para válvula compuerta totalmente abierta y accesorios de tubería (codos y tees).

$$\Delta P_{menores} = \Sigma K \cdot (\rho \cdot v^2 / (2 \cdot g_c))$$

Para el inventario de accesorios indicado se obtuvo $\Sigma K = 27.6$, y por tanto $\Delta P_{minor} = 3.30$ psi.

7.4.1.4 Caída de presión total en la línea nueva de Dirsol 40

La caída de presión total se determinó como la suma de pérdidas mayores y menores:

$$\Delta P_{total, line} = \Delta P_{major} + \Delta P_{minor}$$

El valor estimado fue $\Delta P_{total, line} = 7.04$ psi.

7.4.1.5 Verificación de caída de presión en la coraza del intercambiador

Adicionalmente, la factibilidad hidráulica requiere verificar o estimar la caída de presión en el lado de coraza (Dirsol 40) del intercambiador. Para ello puede utilizarse el valor de caída de presión reportado en la hoja de datos del fabricante para el equipo o aplicando correlaciones simplificadas para flujo cruzado con deflectores (p. ej., método de Kern) para obtener un estimado de ΔP_{shell} . En ambos casos, el criterio de aceptación es:

$$\Delta P_{total, Dirsol} = \Delta P_{total, line} + \Delta P_{shell, HEX} \leq \Delta P_{allowable}$$

Considerando que el diseño original del equipo fue desarrollado para un fluido significativamente más viscoso (asfalto AC-30), para el cual se reporta una caída de presión calculada de 0.73 psig bajo condiciones de mayor resistencia hidráulica, y dado que Dirsol 40 presenta menor viscosidad y densidad en comparación con el servicio original, se adopta de forma conservadora un valor máximo de 5 psi para la caída de presión en el lado de coraza. Este valor se encuentra dentro de rangos operativos típicos aceptables para intercambiadores de carcasa y tubos según criterios establecidos por TEMA, garantizando que la modificación propuesta no compromete la factibilidad hidráulica del sistema.

7.4.1.6 Verificación de presión mínima requerida en descarga a tanque atmosférico

Dado que la descarga de la corriente Dirsol 40 se realiza mediante conexión inferior a un tanque atmosférico, se evaluó la contrapresión generada por la cabeza hidrostática correspondiente a la altura máxima operativa de líquido.

La relación fundamental utilizada es:

$$P = \gamma h$$

donde γ es el peso específico del fluido y h la altura de la columna líquida.

Para agua a condiciones estándar, el peso específico es:

$$\gamma_{\text{agua}} = 62.4 \text{ lb/ft}^3$$

La presión generada por 1 ft de columna de agua es:

$$\Delta P = 62.4 \text{ lb/ft}^2$$

Considerando que:

$$1 \text{ psi} = 144 \text{ lb/ft}^2$$

Se obtiene el factor de conversión:

$$62.4 / 144 = 0.433 \text{ psi/ft}$$

Por tanto, para un fluido con gravedad específica SG:

$$\Delta P_{\text{estática}} = 0.433 \cdot SG \cdot h$$

Sustituyendo $SG = 0.788$ y $h = 45 \text{ ft}$:

$$\Delta P_{\text{estática}} = 0.433 \text{ psi/ft} * 0.788 * 45 \text{ ft} = 15.36 \text{ psi}$$

La presión mínima requerida a la salida de la fuente debe cubrir la caída total en el circuito (línea + coraza del intercambiador, 12 psi) más la contrapresión hidrostática:

$$P_{\text{min, fuente}} \geq 7.04 + 5 + 15.36$$

$$P_{\text{min, fuente}} \geq 27.4 \text{ psi}$$

Considerando una presión disponible de 101 psig en la fuente, la presión de la corriente a la salida del intercambiador será de $88.96 > P_{min}$, lo que garantizaría la estabilidad hidráulica del sistema bajo el escenario más conservador.

7.4.1.7 Síntesis del resultado hidráulico

El análisis hidráulico del nuevo arreglo de tuberías del Dirsol40 arroja una caída de presión total estimada de 7.04, con velocidad promedio de 4.74 ft/s y flujo turbulento. Asumiendo una caída de presión máxima de 5 psi en el intercambiador, se obtiene $\Delta P_{total, Dirsol} = 12.04$ psi. Considerando una presión disponible de 101 psi en el sistema, la presión del Dirsol será de 88.96 psi a la salida del intercambiador, la cual es mayor a la presión mínima requerida para vencer el cabezal estático el tanque de almacenamiento, 27.4 psi. Dicho resultado confirma la viabilidad operativa del cambio de servicio.

7.4.2 Análisis Térmico

El desempeño térmico del intercambiador E-203 bajo el nuevo servicio propuesto (Dirsol40 en coraza y crudo en tubos) se evaluó mediante el método de resistencias térmicas, calculando el coeficiente global de transferencia de calor a partir de los coeficientes convectivos en tubos y coraza, la resistencia de pared del tubo y factores de ensuciamiento. El cierre térmico final del equipo se realiza resolviendo el balance de energía junto con la ecuación

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}, \quad \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

Datos de entrada y supuestos

Los parámetros geométricos se tomaron de la hoja de datos del E-203. Para propiedades físicas se adoptaron valores típicos consistentes con un crudo ligero ($API \approx 44$) y un destilado medio, empleando supuestos conservadores cuando aplica. Para el Dirsol 40 se tomó una viscosidad

cinemática constante de 2 cSt, como el peor escenario asociado a condiciones de almacenamiento ($\approx 60^\circ\text{C}$).

Tabla 11

Datos de entrada y supuestos

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidades / Fuente
Temperatura de entrada del crudo	$T_{c,in}$	241	$^\circ\text{F}$ (base de caso)
Temperatura de entrada del Dirsol	$T_{h,in}$	415	$^\circ\text{F}$ (base de caso)
Flujo másico crudo	$\dot{m}_c$	11,750.97	lb/h (Data)
Flujo másico Dirsol	$\dot{m}_h$	17,233.67	lb/h (Data)
Diámetro externo de tubo	D_o	0.750	in (datasheet)
Espesor de tubo	t	0.083	in (datasheet; sin corrosión asumida)
Número de tubos	N_t	124	— (datasheet)
Número de pases	N_p	6	— (datasheet)
Diámetro interno de coraza	D_s	19	in (datasheet)
Espaciamiento de deflectores	B	4.501	in (datasheet)
Paso de tubos	P_t	1.000	in (datasheet)
Arreglo de tubos	—	45° (triangular)	datasheet
k pared (acero carbono)	k_w	30	Btu/h-ft- $^\circ\text{F}$ (promedio; handbooks)
Fouling (tubos)	$R_{f,i}$	0.001	hr·ft ² · $^\circ\text{F}$ /Btu (destilados medios; TEMA/Kern)

Fouling (coraza)	$R_{f,o}$	0.001	hr·ft ² ·°F/Btu (destilados medios; TEMA/Kern)
Viscosidad del crudo (sup.)	μ_c	1.0	cP (crudo ligero; literatura)
Viscosidad Dirsol (sup.)	ν_h	2.0	cSt (peor caso; almacenamiento)
Conductividad térmica crudo (sup.)	k_c	0.08	Btu/h-ft-°F (hidrocarburos; literatura)
Conductividad térmica Dirsol (sup.)	k_h	0.08	Btu/h-ft-°F (hidrocarburos; literatura)
Calor específico crudo (sup.)	$c_{p,c}$	0.62	Btu/lb-°F (crudo ligero; literatura)
Calor específico Dirsol (sup.)	$c_{p,h}$	0.60	Btu/lb-°F (destilado medio; literatura)

7.4.2.1 Modelo de resistencias térmicas y ecuación de U

El coeficiente global de transferencia de calor, referido al área externa de los tubos, se obtuvo mediante:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + R_{f,o} + (D_o \ln(D_o/D_i))/(2k_w) + (D_o/D_i)(1/h_i + R_{f,i})$$

Donde h_i y h_o corresponden a los coeficientes convectivos en tubos y coraza, respectivamente; k_w es la conductividad térmica de la pared del tubo y R_{fi} , R_{fo} son resistencias de ensuciamiento.

7.4.2.2 Cálculo del coeficiente convectivo en tubos (h_i)

El diámetro interno del tubo se determinó a partir del diámetro externo y el espesor:

$$D_i = D_o - 2t = 0.750 - 2(0.083) = 0.584 \text{ in}$$

El número de tubos por pase y el área de flujo interna se obtuvieron como:

$$N_{(t/p)} = N_t / N_p$$

$$A_{flow,i} = N_{(t/p)} \cdot (\pi D_i^2 / 4)$$

Con $Q_v = \dot{m}_c / \rho_c$, la velocidad promedio en tubos es:

$$v_i = Q_v / A_{flow,i}$$

El número de Reynolds y Prandtl (base horaria consistente con k en Btu/h-ft-°F) se calcularon como:

$$Re_i = (\rho_c v_i D_i) / \mu_c$$

$$Pr_i = (c_p \mu_c) / k_c$$

Para estimación preliminar se aplicó una forma de Sieder–Tate simplificada:

$$Nu_i = 0.027 Re_i^{0.8} Pr_i^{(1/3)}$$

$$h_i = (Nu_i k_c) / D_i$$

Resultados lado tubos (crudo):

Tabla 12

Coefficiente convectivo en lado tubos

Parámetro	Resultado
$A_{flow,i}$	0.0384 ft ²
v_i	1.688 ft/s
Re_i	6,147
Pr_i	18.75
h_i	126.6 Btu/h-ft ² -°F

7.4.2.3 Cálculo del coeficiente convectivo en coraza (h_o)

Para el lado coraza se utilizó un enfoque simplificado tipo Kern para flujo cruzado a través de bancos de tubos con deflectores segmentales, definiendo el área transversal de flujo como:

$$A_s = (D_s \cdot B \cdot C) / P_t$$

donde $C = P_t - D_o$. La velocidad másica en coraza es:

$$G_s = \dot{m}_h / A_s$$

El diámetro equivalente para arreglo triangular se calculó como:

$$D_e = 4(P_t^2 - \pi D_o^2/4)/(\pi D_o)$$

El número de Reynolds y Prandtl en coraza:

$$Re_s = (D_e G_s)/\mu_h$$

$$Pr_s = (c_p \mu_h)/k_h$$

Para estimación preliminar se empleó una correlación tipo banco de tubos en flujo cruzado:

$$Nu_s = 0.36 Re_s^{0.55} Pr_s^{(1/3)}$$

$$h_o = (Nu_s k_h)/D_e$$

Resultados lado coraza (Dirlsol40):

Tabla 13

Coefficiente convectivo en lado coraza

Parámetro	Resultado
A_s	0.1485 ft ²
G_s	116,075 lb/h-ft ²
De	0.0790 ft
Re_s	1,894
Pr_s	36.30
h_o	76.6 Btu/h-ft ² -°F

7.4.2.4 Determinación de U limpio (Uclean) y U operativo (Udirty)

La resistencia de pared del tubo (base área externa) se estimó como:

$$R_w = (D_o \ln(D_o/D_i))/(2k_w)$$

El coeficiente global limpio se calculó anulando las resistencias de ensuciamiento:

$$1/U_{(o, clean)} = 1/h_o + R_w + (D_o/D_i)(1/h_i)$$

Posteriormente, se incorporaron resistencias de fouling típicas de destilados medios:

$$1/U_{(o, dirty)} = 1/U_{(o, clean)} + R_{f,o} + (D_o/D_i)R_{f,i}$$

Tabla 14*Resultados de coeficiente global de transferencia de calor*

Parámetro	Resultado
R_w	0.000261 hr·ft ² ·°F/Btu
U_{o, clean}	42.64 Btu/h-ft ² -°F
U_{o, dirty}	38.86 Btu/h-ft ² -°F

7.4.2.5 Comprobación del Udirty calculado

La comprobación se realizó resolviendo de manera consistente el balance de energía y la ecuación de transferencia de calor. Se adoptó flujo a contracorriente, con un factor de corrección estimado $F = 0.95$ debido a que el equipo es tipo R con dos carcasas en serie (un pase por carcasa), aproximándose al comportamiento contracorriente.

Tabla 15

Comprobación de Udirty

Variable	Valor	Unidades / Fuente
U_{dirty}	38.86	Btu/h-ft ² -°F (por resistencias)
A	1153	ft ² (datasheet)
F	0.95	(estimado conservador)
T_{c, in}	241	°F
T_{h, in}	415	°F
m_c	11,750.97	lb/h
m_h	17,233.67	lb/h
API_{crudo}	44	—
API_{Dirsol}	48	—

La gravedad específica se estimó a partir de la relación API:

$$SG = 141.5 / (API + 131.5)$$

Sustituyendo:

$$SG_c = 141.5 / (44 + 131.5) = 0.8063$$

$$SG_h = 141.5 / (48 + 131.5) = 0.7883$$

El calor específico se calculó mediante la correlación adoptada:

$$C_p = (0.388 + 0.00045 \cdot T) / \sqrt{SG}$$

Para el crudo (promedio a $T_{c,mean}$):

$$T_{c,mean} = (T_{c,in} + T_{c,out})/2 = (241 + 407.06)/2 = 324.03 \text{ } ^\circ F$$

$$C_{p,c,mean} = (0.388 + 0.00045 \cdot 324.03) / \sqrt{0.8063} = 0.5945 \text{ Btu/lb} - ^\circ F$$

Para el Dirsol (promedio a $T_{h,mean}$):

$$T_{h,mean} = (T_{h,in} + T_{h,out})/2 = (415 + 306.40)/2 = 360.70 \text{ } ^\circ F$$

$$C_{p,h,mean} = (0.388 + 0.00045 \cdot 360.70) / \sqrt{0.7883} = 0.6198 \text{ Btu/lb} - ^\circ F$$

7.4.2.6 Balance de energía y determinación de Q

Se iteró sobre $T_{c,out}$ hasta lograr consistencia entre el balance de energía y la ecuación $Q = UAF\Delta T_{lm}$.

Balance lado frío:

$$Q = \dot{m}_c \cdot C_p \cdot (T_{c,out} - T_{c,in})$$

Sustituyendo:

$$Q = (11,750.97)(0.5945)(407.06 - 241)$$

$$Q = 1,160,057 \text{ Btu/h} = 1.160 \text{ MMBtu/h}$$

Determinación de la temperatura de salida del fluido caliente

Balance lado caliente:

$$Q = \dot{m}_h \cdot C_h \cdot (T_{h,in} - T_{h,out})$$

Despeje:

$$T_{h,out} = T_{h,in} - Q/(\dot{m}_h \cdot C_h)$$

Sustituyendo:

$$T_{h,out} = 415 - 1,160,057/((17,233.67)(0.6198)) = 306.40 \text{ } ^\circ F$$

Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperatura (contracorriente)

$$\Delta T_1 = T_{h,in} - T_{c,out}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,out} - T_{c,in}$$

$$\Delta T_{lm} = (\Delta T_1 - \Delta T_2)/\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)$$

Sustituyendo:

$$\Delta T_1 = 415 - 407.06 = 7.94 \text{ } ^\circ F$$

$$\Delta T_2 = 306.40 - 241 = 65.40 \text{ } ^\circ F$$

$$\Delta T_{lm} = (7.94 - 65.40)/\ln(7.94/65.40) = 27.25 \text{ } ^\circ F$$

Verificación con la ecuación de transferencia de calor

$$Q = U_{dirty} \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{lm}$$

Sustituyendo:

$$Q = (38.86)(1153)(0.95)(27.25) = 1,160,057 \text{ Btu/h}$$

Se observa consistencia entre la carga térmica obtenida por balance de energía y la calculada mediante la ecuación de transferencia.

Tabla 16

Resultados de análisis térmico

Parámetro	Resultado
T _{c,out}	407.1 °F
T _{h,out}	306.3 °F
Q	1.16 MMBtu/h

ΔT_{lm}	27.25 °F
F (estimado)	0.95

Con estos resultados se valida la consistencia del coeficiente global de transferencia de calor obtenido mediante el método de resistencias térmicas, comparando con los valores reportados en la hoja de datos del intercambiador E-203, la cual indica un coeficiente global limpio $U_{clean}=34.78 \text{ Btu/h-ft}^2\text{°F}$, mientras que el valor calculado, bajo las condiciones geométricas y supuestos de propiedades adoptados para el nuevo servicio, fue de $38.86 \text{ Btu/h-ft}^2\text{°F}$.

La diferencia relativa entre ambos valores es del orden del 10–12 %, lo cual se considera aceptable dentro de un análisis preliminar basado en correlaciones simplificadas tipo Kern y propiedades promedio de los fluidos. Esta desviación puede atribuirse a las simplificaciones inherentes al modelo empleado, tales como la estimación de coeficientes convectivos mediante correlaciones generales, la utilización de propiedades físicas promedio y la no consideración explícita de efectos como distribución no ideal del flujo o variaciones locales de temperatura.

En consecuencia, la cercanía entre U_{calc} y el U_{clean} del fabricante respalda la validez del modelo termo-hidráulico desarrollado y confirma que el orden de magnitud del coeficiente global estimado es coherente con las características originales del intercambiador.

7.5 Impacto sobre la recuperación térmica del tren de precalentamiento y la carga térmica del horno

El impacto energético del cambio de servicio se evaluó en el nodo del tren donde la salida del intercambiador E-203 (corriente A) se reincorpora al tren de precalentamiento mezclándose con la corriente principal a la salida del intercambiador E-163 (corriente B). Debido a que E-203 calienta únicamente una fracción del caudal total, el incremento efectivo de temperatura en el tren se determina mediante balance de energía de mezcla, y no mediante la suma directa del ΔT del equipo.

Tabla 17*Condiciones operativas para evaluación de recuperación térmica*

Parámetro	Valor	Unidades / Nota
Caudal total de crudo	17,000	B/d
Caudal por E-203 (corriente A)	1,000	B/d
Caudal corriente principal (corriente B)	16,000	B/d
Temperatura corriente A (salida E-203)	407.06	°F (resultado Obj. 3, 7.3.2)
Temperatura corriente B (salida E-163, antes de mezcla)	380	°F (dato de campo)
COT del horno F101	670	°F
Costo unitario de energía	13.00	\$/MMBtu
API del crudo	44	—
Densidad del crudo	6.71	lb/gal

7.5.1 Estimación del incremento real de temperatura por mezcla

Asumiendo mezcla adiabática y valores similares de calor específico por tratarse del mismo crudo, la temperatura de mezcla se estima por fracción de caudal:

$$T_{mix} \approx (\dot{Q}_A T_A + \dot{Q}_B T_B) / (\dot{Q}_A + \dot{Q}_B)$$

Sustitución numérica:

$$T_{mezcla} = ((1,000)(407.06) + (16,000)(380)) / (17,000)$$

$$T_{mezcla} = 381.59 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{mezcla} = T_{mezcla} - T_B = 381.59 - 380 = 1.59 \text{ } ^\circ\text{F}$$

De este modo, aunque la corriente A sale del E-203 a 407.1 °F, el incremento neto del tren en el nodo de mezcla es de 1.59 °F debido a que únicamente 5.9% del caudal total es tratado en el nuevo servicio.

7.5.2 Impacto sobre la carga térmica del horno F-101 (before/after)

Para estimar la reducción de carga térmica del horno, se asume que el incremento en la temperatura del tren aguas abajo del nodo de mezcla se mantiene hasta la entrada al horno (primera aproximación), dado que el tren posterior conserva el sensible heat del crudo. Con ello, el duty requerido para alcanzar la COT se estima mediante:

$$Q_{\text{horno}} = \dot{m}_{\text{total}} \cdot C_{p,\text{mean}} \cdot (T_{\text{COT}} - T_{\text{in,horno}})$$

Conversión de caudal total a flujo másico (usando densidad base):

$$\dot{m}_{\text{total}} = (Q_{\text{total}} \cdot 42 \cdot \rho_{\text{lb/gal}}) / 24$$

$$\dot{m}_{\text{total}} = (17,000)(42)(6.71)/24 = 199,622 \text{ lb/h}$$

El calor específico se estimó con la correlación adoptada en el estudio, evaluada a la temperatura media del calentamiento:

$$SG = 141.5 / (API + 131.5)$$

$$C_p = (0.388 + 0.00045 \cdot T) / \sqrt{SG}$$

Caso base (antes del proyecto):

$$T_{\text{in,base}} = T_B = 380 \text{ °F}$$

$$T_{\text{mean,base}} = (380 + 670)/2 = 525.0 \text{ °F}$$

$$C_{p,\text{base}} = 0.6952 \text{ Btu/lb} - \text{°F}$$

$$Q_{\text{base}} = (199,622)(0.6952)(670 - 380) = 40.246 \text{ MMBtu/h}$$

Caso propuesto (con E-203 en servicio):

$$T_{\text{in,después}} \approx T_{\text{mix}} = 381.59 \text{ °F}$$

$$T_{\text{mean,after}} = (381.59 + 670)/2 = 525.8 \text{ °F}$$

$$C_{p,after} = 0.6956 \text{ Btu/lb} - ^\circ\text{F}$$

$$Q_{despu\acute{e}s} = (199,622)(0.6956)(670 - 381.59) = 40.048 \text{ MMBtu/h}$$

Reducción estimada de carga térmica del horno:

$$\Delta Q_{horno} = Q_{base} - Q_{after}$$

$$\Delta Q_{horno} = 40.246 - 40.048 = 0.198 \text{ MMBtu/h}$$

Este ΔQ_{horno} equivale al ΔQ_{abs} por el crudo, sin embargo, la reducción real en el combustible esta dado por $\Delta Q_{ced} = \Delta Q_{abs}/Eff$, siendo ΔQ_{ced} la cantidad de energía transferida por el combustible hacia el crudo. Utilizando datos históricos del horno, la eficiencia registrada es de 88%, por lo tanto,

$$\Delta Q_{ced} = \frac{0.198 \text{ MMBtu/h}}{0.88} = 0.225 \text{ MMBtu/h}$$

7.5.3 Estimación del beneficio económico por reducción de consumo energético

Con un costo promedio de energía de 13 \$/MMBtu, el ahorro económico asociado a la reducción de duty del horno se estima como:

$$Ahorro_{\$} / h = \Delta Q_{ced} \cdot Costo_{energía}$$

$$Ahorro \$/\text{año} = (0.225) * (24) * (365) * (13) = 25,623 \$/\text{año}$$

El análisis evidencia que la magnitud del beneficio energético global está dominada por la fracción de caudal tratada en el nuevo servicio. Sobre la base de 1,000 B/d ($\approx 5.9\%$ del caudal total), el incremento neto a la salida del nodo de mezcla es de 1.59 °F, lo que se traduce en una reducción de carga térmica del horno cercana a 0.23 MMBtu/h. En términos de factibilidad, el resultado es coherente con el hecho de que la energía recuperada por E-203 se integra al tren por mezcla y, por tanto, se diluye en el caudal total.

8. CONCLUSIONES

El presente proyecto permitió evaluar de manera integral la viabilidad técnica del cambio de servicio del intercambiador E-203 dentro del sistema de precalentamiento de crudo de la Refinería Puma Energy, aplicando principios de transferencia de calor, mecánica de fluidos e integración energética.

En primer lugar, la caracterización operativa del sistema permitió establecer la condición base energética del tren de precalentamiento, determinándose una recuperación térmica actual de 32.87 MMBtu/h. El análisis evidenció que las corrientes de diésel, keroseno y fondos ya se encuentran integradas al sistema, mientras que la corriente Dirsol40 representa una fuente térmica disponible y no aprovechada dentro de la configuración actual. Asimismo, se verificó que el intercambiador E-203 posee características mecánicas y térmicas compatibles para su reutilización, sin requerir modificaciones de las tuberías del lado de los tubos, únicamente desde la fuente del nuevo fluido caliente hacia la coraza.

En segundo lugar, el análisis comparativo del potencial térmico de las corrientes disponibles confirmó que Dirsol40 presenta la mayor capacidad de recuperación energética bajo el criterio de aproximación térmica establecido ($\Delta T_{min} = 15\text{ }^{\circ}\text{F}$), con un potencial estimado de 1.78 MMBtu/h. Esta selección se fundamenta en su mayor temperatura disponible, maximizando la recuperación térmica sin afectar la estabilidad del proceso.

De igual modo, a través del análisis termo-hidráulico del intercambiador bajo el nuevo servicio demostró la factibilidad técnica del cambio propuesto. El estudio hidráulico arrojó una caída de presión total estimada de aproximadamente 12 psi (línea + coraza), valor que se mantiene dentro de límites operativos aceptables y garantiza presión suficiente para vencer la contrapresión hidrostática del tanque atmosférico. Desde el punto de vista térmico, el coeficiente global calculado mediante el método de resistencias ($U_{dirty} \approx 38.86\text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot^{\circ}\text{F}$) mostró coherencia con el

coeficiente limpio reportado en la hoja de datos del fabricante ($U_{\text{clean}} = 34.78 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot^{\circ}\text{F}$), validando el modelo desarrollado. El intercambiador puede transferir aproximadamente 1.16 MMBtu/h al crudo, elevando localmente su temperatura hasta 407 °F en la corriente tratada.

Finalmente, el análisis del impacto energético global evidenció que, debido a que el E-203 procesa 1,000 B/d (aproximadamente 6 % del caudal total), el incremento efectivo de temperatura en el tren tras la mezcla es de aproximadamente 1.6 °F. Este incremento se traduce en una reducción estimada de la carga térmica del horno atmosférico del orden de 0.23 MMBtu/h. Considerando una eficiencia térmica del horno de 88%. Si bien el impacto global es moderado, el resultado confirma que la integración energética mediante reutilización de infraestructura existente permite mejorar el desempeño térmico del sistema sin requerir inversiones significativas en nuevos equipos.

En conclusión, el cambio de servicio propuesto es técnica y operativamente factible, mantiene estabilidad hidráulica, presenta coherencia térmica con el diseño original del equipo y contribuye al uso racional de la energía dentro del proceso de refinación. A su vez La magnitud del beneficio energético global está directamente relacionada con la fracción de caudal calentada en el intercambiador.

9. RECOMENDACIONES

A partir de los resultados obtenidos en el análisis técnico, se plantean las siguientes recomendaciones orientadas a fortalecer la implementación y explorar oportunidades adicionales de optimización energética:

En primer lugar, se recomienda realizar una validación operativa en campo posterior a la implementación del cambio de servicio, mediante el monitoreo continuo de temperaturas de entrada y salida, caída de presión y comportamiento hidráulico del sistema. Esto permitirá contrastar los valores calculados con datos reales de operación y ajustar parámetros en caso necesario, especialmente en lo relacionado con el coeficiente global de transferencia de calor y condiciones reales de ensuciamiento.

Asimismo, se recomienda evaluar periódicamente el desempeño térmico tanto del E-203 en su nuevo servicio como de todo el tren de intercambiadores, con el fin de identificar posibles incrementos en las resistencias por fouling. La implementación de un programa de seguimiento basado en el cálculo del U operativo permitirá detectar desviaciones tempranas y programar limpiezas preventivas si fuese requerido, sin impacto significativo en la producción.

Considerando que el impacto energético global está directamente condicionado por la fracción de caudal tratada (aproximadamente 6 % del total), se recomienda evaluar técnicamente la posibilidad de incrementar el flujo derivado hacia el E-203, siempre que las limitaciones hidráulicas y térmicas lo permitan. Un aumento en la fracción de crudo calentado podría generar un efecto más significativo sobre la carga térmica del horno, de igual modo, se recomienda evaluar el impacto del incremento del flujo de Dirsol 40 en el desempeño del intercambiador.

Se sugiere realizar en una etapa futura un análisis simplificado de integración energética del tren completo, aplicando metodologías de análisis pinch o redistribución térmica, con el objetivo de identificar oportunidades adicionales de recuperación de calor más allá del intercambiador E-203.

Finalmente, se recomienda documentar formalmente los criterios técnicos utilizados en la selección de la corriente Dirsol 40 y en el análisis termo-hidráulico del equipo, a través de un manejo del cambio, de modo que puedan servir como referencia para futuras modificaciones operativas o proyectos de optimización energética dentro de la unidad.

10. REFERENCIAS

1. American Petroleum Institute. (2021). *API Standard 660: Shell-and-tube heat exchangers*. API Publishing Services.
2. American Society of Mechanical Engineers. (2021). *ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII: Rules for construction of pressure vessels*. ASME.
3. Asamblea Nacional de la República de Nicaragua. (2015). *Ley No. 911, Ley de Eficiencia Energética*. La Gaceta, Diario Oficial.
4. Bejan, A. (2016). *Advanced engineering thermodynamics* (4th ed.). Wiley.
5. Coletti, F., & Macchietto, S. (2008). A dynamic, distributed model of shell-and-tube heat exchangers for system simulation. *Chemical Engineering Science*, 63(5), 1188–1204. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2007.11.019>
6. Gadalla, M., Jobson, M., & Smith, R. (2009). Optimization of existing heat-integrated refinery systems. *Chemical Engineering Research and Design*, 87(10), 1378–1390. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2009.03.012>
7. Gary, J. H., Handwerk, G. E., & Kaiser, M. J. (2007). *Petroleum refining: Technology and economics* (5th ed.). CRC Press.
8. Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2017). *Fundamentals of heat and mass transfer* (8th ed.). Wiley.
9. International Energy Agency. (2022). *Energy efficiency 2022*. IEA Publications. <https://www.iea.org/reports/energy-efficiency-2022>
10. Kern, D. Q. (1950). *Process heat transfer*. McGraw-Hill.
11. Kuppan, T. (2013). *Heat exchanger design handbook*. CRC Press.

12. Linnhoff, B., & Hindmarsh, E. (1983). The pinch design method for heat exchanger networks. *Chemical Engineering Science*, 38(5), 745–763. [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(83\)80185-7](https://doi.org/10.1016/0009-2509(83)80185-7)
13. Smith, R. (2016). *Chemical process design and integration* (2nd ed.). Wiley.
14. Supachai, S., et al. (2012). Retrofit with exchanger relocation of crude preheat train under different kinds of crude oils. *Chemical Engineering Transactions*, 29, 547–552.
15. Towler, G., & Sinnott, R. (2013). *Chemical engineering design: Principles, practice and economics of plant and process design* (2nd ed.). Elsevier.
16. Tubular Exchanger Manufacturers Association. (2019). *TEMA standards* (10th ed.). TEMA Inc.
17. Zhang, X., Liu, Y., Wang, J., & Chen, H. (2025). Energy optimization of crude preheat trains using heat recovery integration strategies. *Energy*, 302, 131874. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.131874>
18. Gary, J. H., Handwerk, G. E., & Kaiser, M. J. (2007). *Petroleum refining: Technology and economics* (5th ed.). CRC Press.
19. Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer* (7th ed.). Wiley.
20. Speight, J. G. (2014). *The chemistry and technology of petroleum* (5th ed.). CRC Press.
21. Towler, G., & Sinnott, R. (2013). *Chemical engineering design: Principles, practice and economics of plant and process design* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann.

11. ANEXOS

11.1 Fotografías del intercambiador de calor E-103 A/B

Fotografía 1

Vista lateral de intercambiador de calor E-203 A/B



Nota. Se observa las tuberías de entrada y salida del lado tubos y lado coraza, así como la instrumentación de monitoreo del intercambiador (temperatura y presión de corrientes de entrada y salida).

Fotografía 2

Vista frontal de intercambiador de calor E-203 A/B

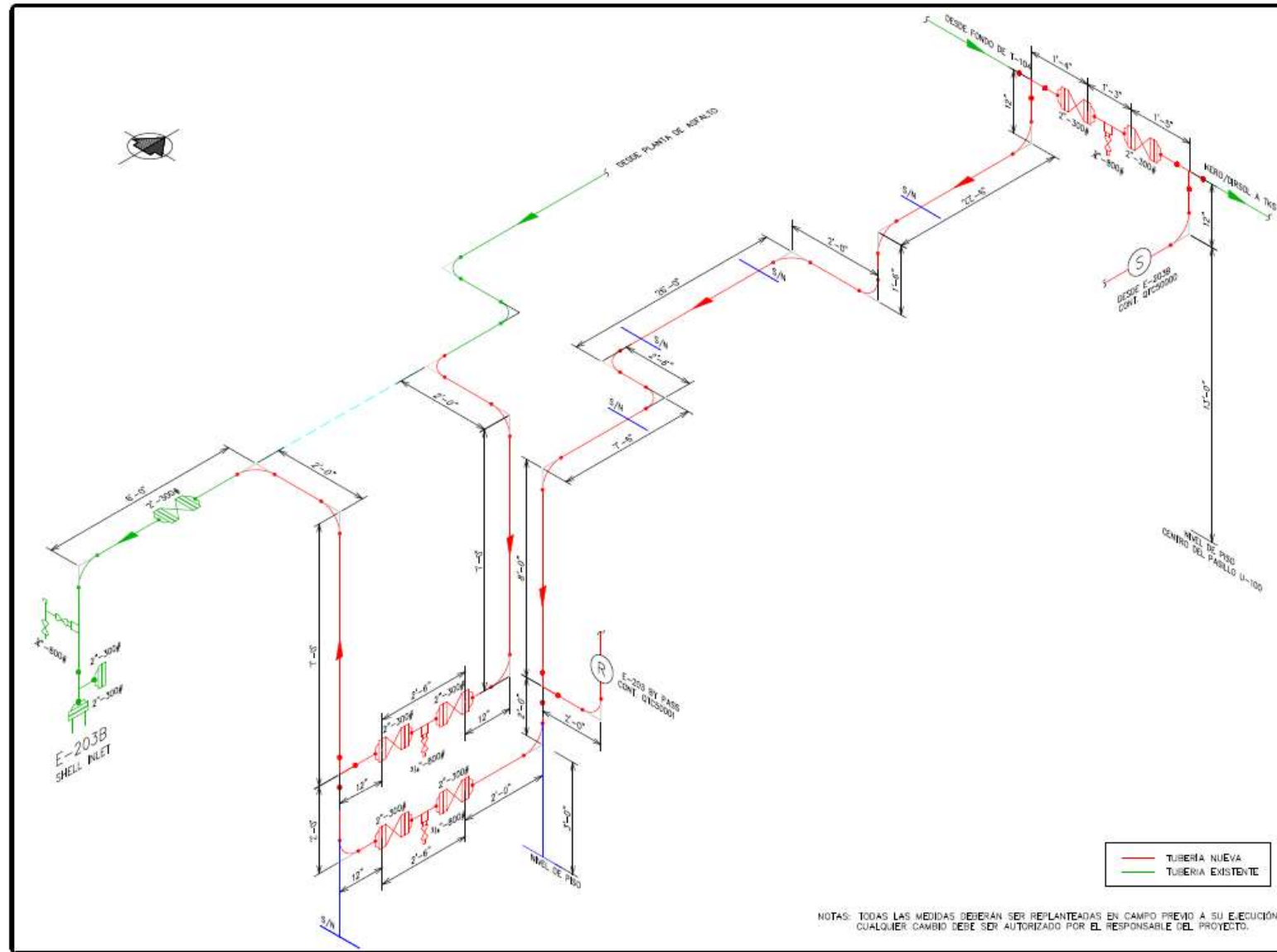


11.2 Hoja de Especificaciones de E-203 A/B

HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET									
Customer ESSO NICARAGUA					Job No.				
Address					Reference No.				
Plant Location					Proposal No. 1290-1				
Service of Unit ASPHALT vs CRUDE OIL					Date 3/4/2006 Rev				
Size 19 - 255					Item No. E-203				
Type AET Horiz.					Connected In 1 Parallel 2 Series				
Surf/Unit (Gross/Eff) 1153					Surf/Shell (Gross/Eff) 576				
PERFORMANCE OF ONE UNIT									
Fluid Allocation		Shell Side				Tube Side			
Fluid Name		ASPHALT				CRUDE OIL			
Fluid Quantity, Total lb/hr		11500.0				24256.0			
Vapor (In/Out)									
Liquid		11500.0				24256.0			
Steam									
Water									
Noncondensables									
Temperature (In/Out) F		700.00 352.00				250.00 432.18			
Specific Gravity		0.7785 0.9056				0.8101 0.7315			
Viscosity cP		1.0790 13.695				1.3060 0.4824			
Molecular Weight, Vapor									
Molecular Weight, Noncondensables									
Specific Heat Btu/lb-F		0.7500 0.5740				0.5570 0.6420			
Thermal Conductivity Btu/hr-ft-F		0.0507 0.0574				0.0860 0.0591			
Latent Heat Btu/lb									
Inlet Pressure psia		163.000				442.000			
Velocity ft/sec		0.17				3.42			
Pressure Drop, Allow/Calc psi		20.000 0.729				20.000 15.008			
Fouling Resistance (min) ft ² -hr-F/Btu		0.03556				0.00300			
Heat Exchanged Btu/hr		2649227				MTD (Corrected) 155.3 F			
Transfer Rate, Service		14.79 Btu/ft ² -hr-F Clean				34.78 Btu/ft ² -hr-F Actual			
						14.82 Btu/ft ² -hr-F			
CONSTRUCTION OF ONE SHELL									
		Shell Side				Tube Side			
Design/Test Pressure psig		380 / CODE				550 / CODE			
Design Temperature F		750.00				550.00			
No Passes per Shell		1				6			
Corrosion Allowance inch		0.1250				0.1250			
Connections		In inch 2"-300# RFWN				3"-300# RFWN			
Size & Rating		Out inch 2"-300# RFWN				3"-300# RFWN			
		Intermediate							
Tube No. 124		OD 0.7500 inch		Thk(min) 0.083 inch		Length 24.000 ft		Pitch 1.0000 inch Layout 45	
Tube Type Plain						Material SA-214			
Shell SA-106B		ID 19.0000 inch		OD 20.00 inch		Shell Cover integral			
Channel or Bonnet SA-106B						Channel Cover SA-516-70			
Tubesheet-Stationary SA-516-70						Tubesheet-Floating SA-516-70			
Floating Head Cover SA-516-70						Impingement Plate None			
Baffles-Cross SA-36		Type SINGLE-SEG. (H)		%Cut (Diam)		Spacing(c/c) 4.5010		Inlet 13.8224 inch	
Baffles-Long				Seal Type					
Supports-Tube				U-Bend		Type			
Bypass Seal Arrangement				Tube-Tubesheet Joint					
Expansion Joint				Type					
Rho-V2-Inlet Nozzle lb/ft-sec ²				Bundle Entrance		Bundle Exit		lb/ft-sec ²	
Gaskets-Shell Side				Tube Side					
-Floating Head									
Code Requirements ASME SECT VIII DIV I						TEMA Class R		lb	
Remarks: 1. EXCHANGERS ARE TO BE STACKED									
2. SPLASH HT PRIMER									

11.4 Planos isométricos de tuberías y P&IDs de cambio de servicio de E-203 A/B

Página | 74





MANREF

Managua Refinery

Equipment - Content

**CAMBIO DE
SERVICIO E-203 A
CRUDO/FONDO T-104**

Unit - Location

U-100

Dwg Type

ISOMETRICO

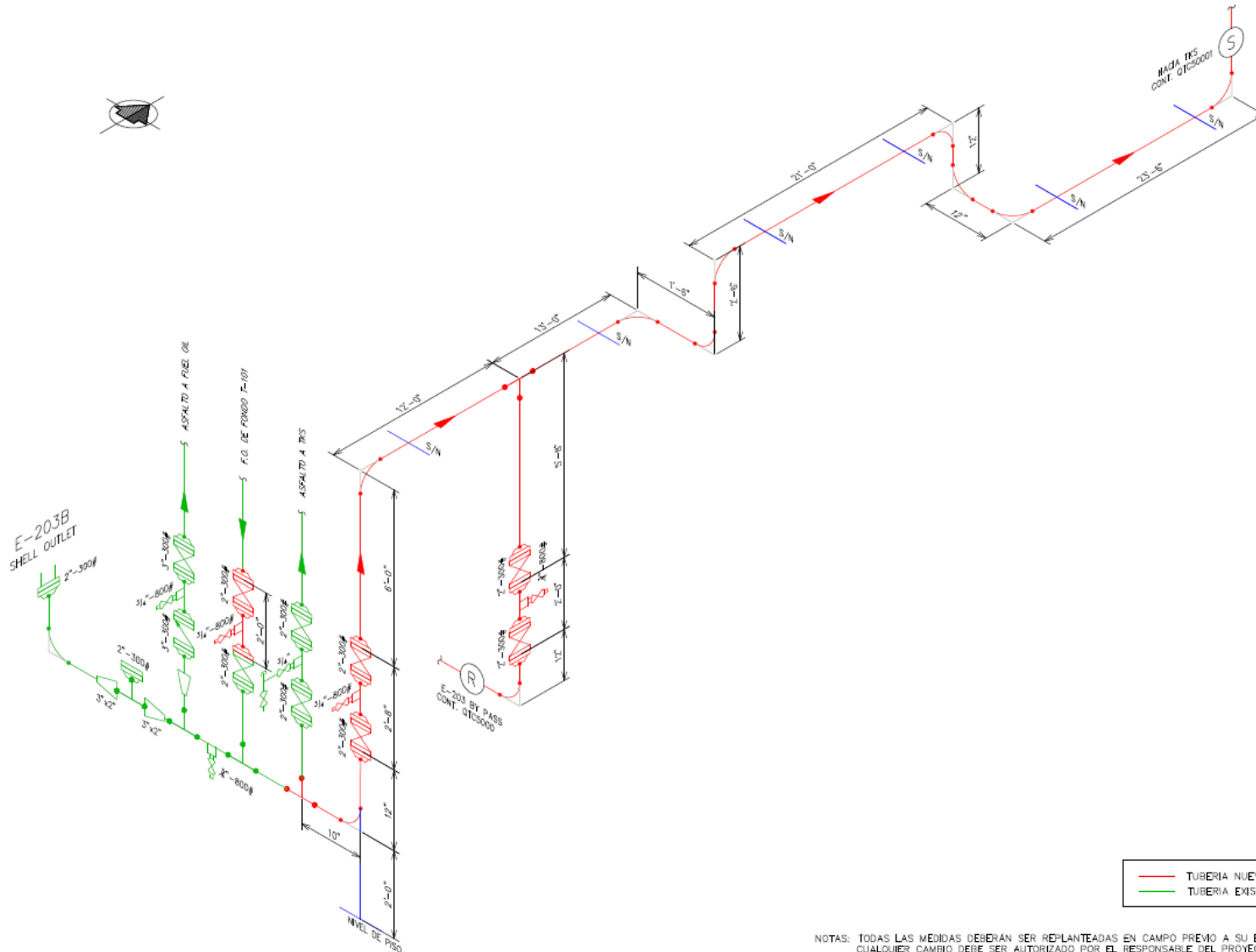
Notes

1		
0	Revision Original	MAR-23
No.	Revision - Issue	Date

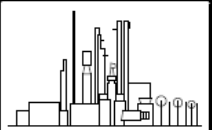
Final Approver	Date
J. MEZA	ABR-23
Instrument Reviewed	Date
N/A	N/A
Process Reviewed	Date
S. RAYO	ABR-23
Draftperson	Date
R. VELEZ	ABR-23

Cad File Name

QTC50000



NOTAS: TODAS LAS MEDIDAS DEBERAN SER REPLANTEADAS EN CAMPO PREVIO A SU EJECUCIÓN. CUALQUIER CAMBIO DEBE SER AUTORIZADO POR EL RESPONSABLE DEL PROYECTO.



MANREF

Managua Refinery

Equipment - Content

CAMBIO DE
SERVICIO E-203 A
CRUDO/FONDO T-104

Unit - Location

U-100

Dwg Type

ISOMETRICO

Notes

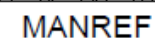
1		
0	Revision Original	MAR-23
No.	Revision - Issue	Date

Final Approver	Date
J. MEZA	ABR-23
Instrument Reviewed	Date
N/A	N/A
Process Reviewed	Date
S. RAYO	ABR-23
Draftperson	Date
R. VELEZ	ABR-23

Cad File Name
QTC50001



NOTAS: TODAS LAS MEDIDAS DEBERÁN SER REPLANTEADAS EN CAMPO PREVO A SU EJECUCIÓN.
CUALQUIER CAMBIO DEBE SER AUTORIZADO POR EL RESPONSABLE DEL PROYECTO.



Managua Refinery

Equipment - Content

TIE IN CAMBIO DE
SERVICIO E-203 A
CRUDO/FONDO T-104

Unit - Location

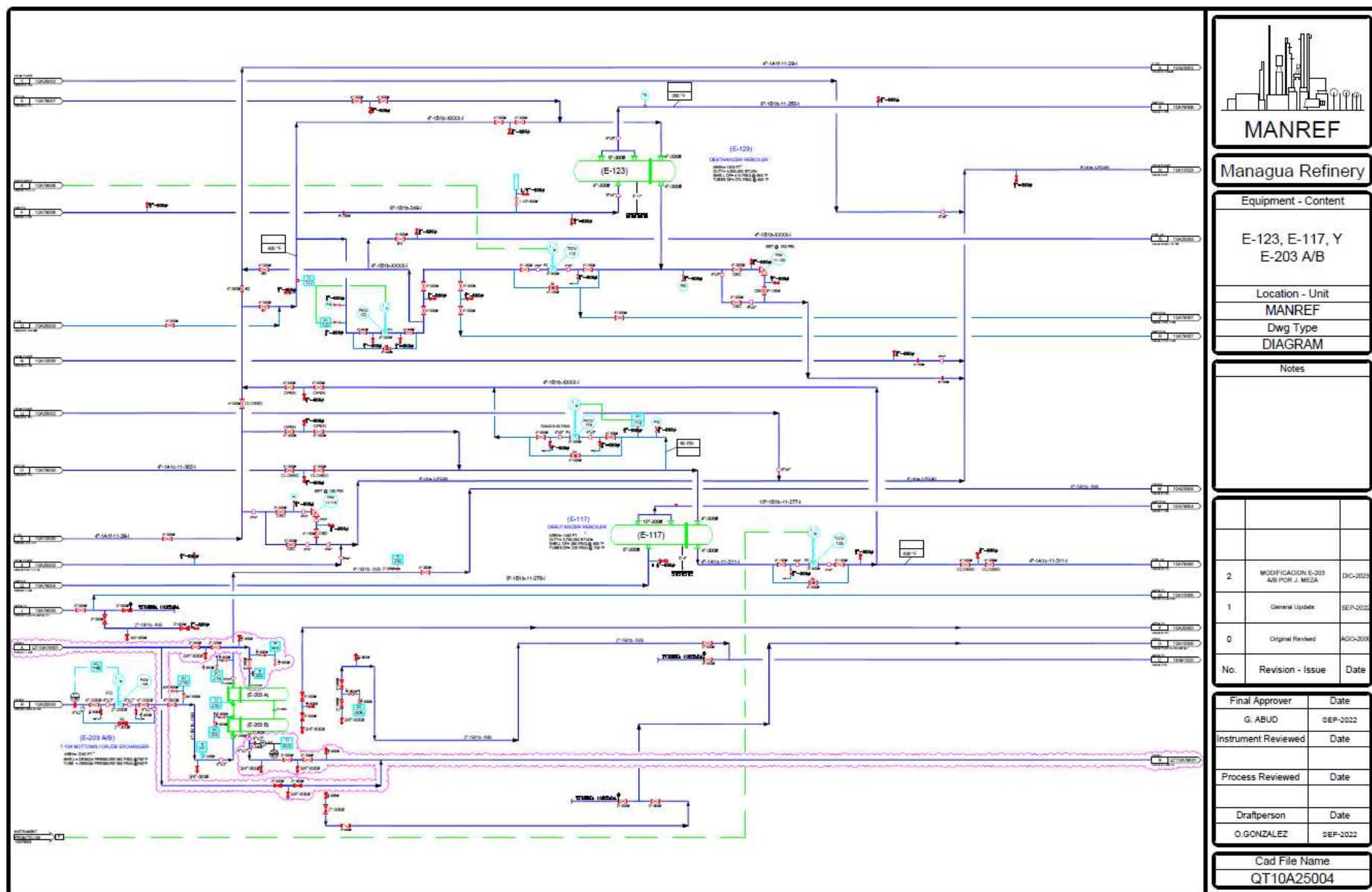
U-100

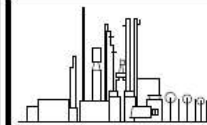
Dwg Type

ISOMETRICO

Notes

QTC50002





MANREF

Managua Refinery

Equipment - Content

T-103, T-104, P-701
A/B Y P-702 A/B

Location - Unit

MANREF

Dwg Type

DIAGRAM

Notes

--	--	--

1	General Update	
0	Original Revised	
No.	Revision - Issue	Date

Final Approver	Date
D.FLORES	AGO-2009
Instrument Reviewed	Date
Process Reviewed	Date
Draftperson	Date
C.MENDIETA	JUL-2000

Cad File Name
QT10A79001

