

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



**INFLUENCIA DE LA CONCENTRACIÓN EN MASA DEL
NANOFLUIDO TiO_2 EN LOS PARÁMETROS DE
FUNCIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE
TUBOS CONCÉNTRICOS Y TUBO CORAZA**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

AUTORES:

Bach. Saldaña Bernuy, Luis Fernando Junior

Bach. Pacherras Uchalín, Manuel Anthony Toribio

ASESOR:

MSc. Chucuya Huallpachoque, Roberto Carlos

NUEVO CHIMBOTE

ENERO – 2022

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

CARTA DE CONFORMIDAD DE ASESOR

El presente proyecto de Tesis para Título ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R: D: N° 492-2017-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGIA**

**“INFLUENCIA DE LA CONCENTRACIÓN EN MASA DEL
NANOFLUIDO TiO_2 EN LOS PARÁMETROS DE
FUNCIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE
TUBOS CONCÉNTRICOS Y TUBO CORAZA”**

TESISTAS:

LUIS FERNANDO JUNIOR SALDAÑA BERNUY

MANUEL ANTHONY TORIBIO PACHERRES UCHALÍN


M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque

ASESOR



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA E.P. INGENIERÍA EN ENERGÍA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO

El presente jurado evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en el cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al reglamento General para obtener el grado Académico de Bachiller y Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D N°492-2017-CU-R-UNS); titulado:

“INFLUENCIA DE LA CONCENTRACIÓN EN MASA DEL NANOFUIDO TiO_2 EN LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS Y TUBO CORAZA”

Autores:

Bachiller SALDAÑA BERNUY, Luis Fernando Junior

Bachiller PACHERRES UCHALIN, Manuel Anthony Toribio

Revisado y evaluado por el siguiente Jurado Evaluador.

Dr. Scrapio Agapito Quillos Ruiz
PRESIDENTE

Lic. Francisco Risco Franco
INTEGRANTE

M.Sc. Roberto Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE



ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los veinticuatro días del mes de febrero del año dos mil veintidós, siendo las nueve horas de la noche, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N°035-2022-UNS-CFI**, integrado por los siguientes docentes:

- **Dr. SERAPIO AGAPITO QUILLOS RUIZ** : PRESIDENTE
- **Lic. FRANCISCO JAVIER RISCO FRANCO** : SECRETARIO
- **M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE** : INTEGRANTE

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: "**INFLUENCIA DE LA CONCENTRACIÓN EN MASA DEL NANOFLUIDO TiO₂ EN LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS Y TUBO - CORAZA**" elaborado por el Bachiller de Ingeniería en Energía: **Luis Fernando Junior Saldaña Bernuy** con código de matrícula N° 0201411046, teniendo como asesor al docente M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque, según Resolución Decanal N° 083-2021-UNS-FI, de fecha 22 de febrero del 2021.

Terminada la sustentación de la Bachiller, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
LUIS FERNANDO JUNIOR SALDAÑA BERNUY	18	MUY BUENO

Siendo las diez horas del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Dr. Serapio A. Quillos Ruiz
PRESIDENTE


Lic. Francisco J. Risco Franco
SECRETARIO


M.Sc. Roberto C. Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los veinticuatro días del mes de febrero del año dos mil veintidós, siendo las nueve horas de la noche, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N°035-2022-UNS-CFI, integrado por los siguientes docentes:

- Dr. SERAPIO AGAPITO QUILLOS RUIZ : PRESIDENTE
- Lic. FRANCISCO JAVIER RISCO FRANCO : SECRETARIO
- M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE : INTEGRANTE

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: "INFLUENCIA DE LA CONCENTRACIÓN EN MASA DEL NANOFLUIDO TiO_2 EN LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS Y TUBO - CORAZA" elaborado por el Bachiller de Ingeniería en Energía: Manuel Anthony Toribio Pacherras Uchalín con código de matrícula N° 0201411002, teniendo como asesor al docente M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque, según Resolución Decanal N° 083-2021-UNS-FI, de fecha 22 de febrero del 2021.

Terminada la sustentación de la Bachiller, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
MANUEL ANTHONY TORIBIO PACHERRES UCHALÍN	18	MUY BUENO

Siendo las diez horas del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.

Dr. Serapio A. Quillos Ruiz
PRESIDENTE

Lic. Francisco J. Risco Franco
SECRETARIO

M.Sc. Roberto C. Chucuya Huallpachoque
INTEGRANTE

DEDICATORIA

A Dios

Por darme la vida, por concederme la fuerza y permitir alcanzar cada una de mis metas profesionales.

A mis Padres y hermanos

Quienes me han demostrado su amor y cariño con cada uno de los consejos y motivaciones del día a día, para formarme y lograr mis objetivos.

Al ingeniero Roberto Chucuya

Por la asesoría dada al presente trabajo, por el tiempo que dedica a esta hermosa profesión, la cual por su dedicación y esfuerzo se van forjando profesionales con amor a la ciencia e investigación.

A cada uno de los docentes de la Escuela Académico Profesional de Ingeniería en Energía

Quienes, con el conocimiento y la enseñanza dada, son los gestores de la formación de grandes profesionales.

Saldaña Bernuy Luis Fernando Junior

DEDICATORIA

A Dios

Por permitirme desarrollar este proyecto que me destinó en esta vida y sobre todo alcanzar una de mis metas trazadas.

A mis padres Manuel y Yoli, a mis dos hermanos y a toda mi familia.

Por todo el amor, consejos y apoyo que me brindaron para concluir la hermosa carrera que elegí.

Al ingeniero Roberto Chucuya

Por su valiosa y constante asesoría para poder desarrollar y concluir este proyecto de tesis, asimismo por inculcarnos pasión por esta gran profesión

A la Escuela de Ingeniería en Energía de la UNS

Institución, que me permitió realizar mi formación de pregrado y a todo el personal que siempre tuvo muy buena disposición en todos los aspectos académicos y administrativos y a mis compañeros por su constante apoyo.

Pacherres Uchalín Manuel Anthony Toribio

RECONOCIMIENTO

Los autores expresan su reconocimiento a:

A nuestro asesor de tesis y docente **ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE** por el apoyo desinteresado para la elaboración de este proyecto, quien con sus conocimientos y experiencia nos orientó a culminarlo de manera exitosa. A la plana docente de la Escuela Académico Profesional de Ingeniería en Energía por su valioso aporte formativo, por las enseñanzas dadas en este trayecto y por su labor encomiable para impartir conocimiento que forman grandes profesionales; a todos los docentes directivos que amablemente nos permitieron hacer uso del laboratorio para el desarrollo experimental de nuestro proyecto. Finalmente, a nuestras familias por el soporte moral y económico durante el desarrollo de nuestro trabajo de grado.

INDICE

INDICE	4
RESUMEN.....	9
ABSTRACT	10
CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN	11
1.1. ANTECEDENTES	12
1.2. REALIDAD PROBLEMÁTICA.....	14
1.3. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	15
1.4. OBJETIVOS	15
1.5. HIPÓTESIS DE LA INVESTIGACIÓN	15
1.6. IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO	16
1.7. LIMITACIONES DE LA INVESTIGACIÓN	16
CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO	17
2.1 NANOFUIDOS.....	18
2.1.1. Propiedades de los nanofluidos.....	19
2.1.3. Aplicaciones principales	23
2.1.4. Ventajas	24
2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR	24
CAPÍTULO III MATERIALES Y MÉTODOS.....	33
3.1 MATERIALES.....	34
3.2 METODOLOGÍA DEL TRABAJO.....	37
3.2.1. Método de investigación	37
3.2.2. Diseño de la investigación	37
3.2.3. Población y muestra.....	38
3.3.1. Recolección de la información	38
3.3.2. Procedimiento de recolección de la información.....	38
3.3.3. Técnicas de procesamiento y análisis de la información	39
CAPÍTULO IV RESULTADOS Y DISCUSIONES	40
4.1. CONSIDERACIONES INICIALES	41
4.2. RESULTADOS DE LOS PARÁMETROS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA.....	46

4.2.1.	Cálculo del calor Q_{prom} (kW) en flujo paralelo:	46
4.2.2.	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U ($\frac{kW}{m^2K}$) en flujo paralelo: 47	
4.2.3.	Cálculo de la efectividad ε en flujo paralelo:	48
4.2.4.	Cálculo del calor Q_{prom} (kW) en flujo contracorriente:.....	49
4.2.5.	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U ($\frac{kW}{m^2K}$) en flujo contracorriente:	50
4.2.6.	Cálculo de la efectividad ε en flujo contracorriente:	51
4.3.	RESULTADOS DE LOS PARÁMETROS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS	51
4.3.1.	Cálculo del calor Q_{prom} (kW) en flujo paralelo:	51
4.3.2.	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U ($\frac{kW}{m^2K}$) en flujo paralelo: 52	
4.3.3.	Cálculo de la efectividad ε en flujo paralelo:	53
4.3.4.	Cálculo del calor Q_{prom} (kW) en flujo contracorriente:.....	54
4.3.5.	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U ($\frac{kW}{m^2K}$) en flujo contracorriente:	55
4.3.6.	Cálculo de la efectividad ε en flujo contracorriente:	56
4.4.	DISCUSIONES	56
	CAPÍTULO V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	58
5.1.	CONCLUSIONES	59
5.2.	RECOMENDACIONES	60
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	61
	ANEXOS	66

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Conductividad térmica de materiales comúnmente usados.....	21
Figura 2. Síntesis de nanofluidos con método de dos etapas.	22
Figura 3. Síntesis de nanofluidos con método de dos etapas.	23
Figura 4. Síntesis de nanofluidos con método de dos etapas.	23
Figura 5. Intercambiador de calor de placas.	25
Fuente: Intercambiador de calor de bastidor y placas (Alfa Laval, 2019).	25
Figura 6. Intercambiador de tubos concéntricos.	26
Figura 7. Esquema de un intercambiador de calor de tubo y coraza.....	26
Figura 8. Disposición del flujo en pasos múltiples en los intercambiadores de calor de tubo y coraza.	27
Figura 9. Resistencias térmicas asociadas a un intercambiador de tubo doble.....	27
Figura 10. Área superficial de un intercambiador de tubos concéntricos.	28
Figura 11. Factor de corrección en un intercambiador de calor con un paso por la coraza y dos (o un múltiplo de dos) pasos por los tubos.	30
Figura 12. Factor de corrección en un intercambiador de calor con dos pasos por la coraza y un múltiplo de dos pasos por los tubos.	31
Figura 13. Unidad de alimentación WL. 110.....	34
Figura 14. Intercambiador de calor de tubos concéntricos WL. 110.01.	34
Figura 15. Intercambiador de calor de tubo y coraza WL. 110.03.....	35
Figura 16. Laptop core i5-10th generación.	36
Figura 17. Balanza electrónica.	36
Figura 18. Óxido de titanio (TiO ₂).....	37
Figura 19. Pesaje de TiO ₂ (0.25 kg).....	43
Figura 20. Pesaje de TiO ₂ (0.5 kg).....	43
Figura 21. Cálculo del calor Q _{prom} (kW) del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo paralelo.....	46
Figura 22. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U ($\frac{kW}{m^2K}$) del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo paralelo.	48
Figura 23. Cálculo de la efectividad ϵ del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo paralelo.	49
Figura 24. Cálculo de calor Q _{prom} (kW) del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo contracorriente.	49

Figura 25. Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor U ($\frac{kW}{m^2K}$) del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo contracorriente.....	48
Figura 26. Cálculo de la efectividad ε del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo contracorriente.	51
Figura 27. Cálculo de calor Q_{prom} (kW) del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo paralelo.	52
Figura 28. Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor U ($\frac{kW}{m^2K}$) del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo paralelo.	53
Figura 29. Cálculo de la efectividad ε del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo paralelo.	54
Figura 30. Cálculo de calor Q_{prom} (kW) del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo contracorriente.	54
Figura 31. Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor U ($\frac{kW}{m^2K}$) del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo contracorriente.....	55
Figura 32. Cálculo de la efectividad ε del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo contracorriente.	56

LISTA DE TABLAS

Tabla N° 1: Relaciones de efectividad para intercambiadores de calor.....	32
Tabla N° 2: Datos técnicos de la unidad de alimentación.....	34
Tabla N° 3: Datos técnicos del intercambiador de tubos concéntricos.....	35
Tabla N° 4: Datos técnicos del intercambiador de tubos concéntricos.....	35
Tabla N° 5: Datos técnicos de la laptop.....	36
Tabla N° 6: Datos técnicos de la balanza electrónica.	36
Tabla N° 7: Datos técnicos del TiO ₂	37
Tabla N° 8: Flujo volumétrico, fluido frío y fluido caliente.	41
Tabla N° 9: Propiedades del fluido base y de la nanopartícula	42
Tabla N° 10: Cálculo de conductividad, densidad y calor específico con concentración de nanofluido al 2.5 y 5 %.	45
Tabla N° 11: Bienes de consumo.....	67
Tabla N° 12: Bienes de servicios	68
Tabla N° 13: Bienes de inversión	69

RESUMEN

En la industria los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde sistemas domésticos hasta la producción de energía, siendo la transferencia de calor uno de los parámetros más relevantes y la aplicación de nanofluidos la metodología más útil para mejorar la transferencia de calor.

El objetivo principal de este trabajo es determinar la influencia de la concentración en masa del nanofluido TiO_2 en los parámetros de funcionamiento en un intercambiador de calor de tubos concéntricos y tubo coraza. Los experimentos fueron realizados en el laboratorio de Procesos Térmicos de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía de la Universidad Nacional del Santa. Para el intercambiador de tubos concéntricos operando en contracorriente, los resultados muestran aumentos porcentuales de 7.16% en la transferencia de calor, 12.6% en el coeficiente global de transferencia de calor y 8.48% en la efectividad cuando el flujo volumétrico frío es 1.25 l/min y 2.25 l/min de nanofluido. Para el intercambiador de tubo y coraza, se determinaron aumentos porcentuales de 9.68% en la transferencia de calor, 12.17% en el coeficiente global de transferencia de calor y 9.46% en la efectividad para una configuración paralela y aumentos de 9.71% en la transferencia de calor, un aumento de 14.1% en el coeficiente global de transferencia de calor y un aumento de 10.46% de la efectividad para una configuración contracorriente de un intercambiador de calor de tubo y coraza cuando el flujo volumétrico frío es 1.25 l/min y 2.25 l/min de nanofluido.

Palabras claves: Nanofluidos, intercambiadores de calor, parámetros de funcionamiento.

ABSTRACT

In industry, heat exchangers are commonly used in a wide variety of applications, from domestic systems to energy production, with heat transfer being one of the most relevant parameters and the application of nanofluids the most useful methodology to improve heat transfer.

The main objective of this work is to determine the influence of the mass concentration of the TiO₂ nanofluid on the operating parameters of a concentric tube and shell tube heat exchanger. The experiments were carried out in the Thermal Processes laboratory of the Professional School of Energy Engineering of the Santa National University. For the concentric tube exchanger operating in countercurrent, the results show percentage increases of 7.16% in heat transfer, 12.6% in overall heat transfer coefficient and 8.48% in effectiveness when the cold volumetric flow rate is 1.25 l/min and 2.25 l/min of nanofluid. For the shell and tube exchanger, percentage increases of 9.68% in heat transfer, 12.17% in overall heat transfer coefficient and 9.46% in effectiveness were determined for a parallel configuration and increases of 9.71% in heat transfer, an increase of 14.1% in overall heat transfer coefficient and 10.46% increase in effectiveness for a countercurrent configuration of a shell and tube heat exchanger when the cold volumetric flow rate is 1.25 l/min and 2.25 l/min of nanofluid.

Keywords: Nanofluids, heat exchangers, operating parameters.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

Qi et al. (2019), presentaron un estudio experimental sobre las cualidades de flujo y transferencia de calor de nanofluidos en intercambiadores de calor de tubos concéntricos basándose en la evaluación de eficiencia térmica. En este experimento, se seleccionan nanopartículas de TiO_2 y agua desionizada (fluido base) para preparar nanofluidos de $\text{TiO}_2\text{-H}_2\text{O}$ con fracciones de masa (0,1% en peso, 0,3% en peso y 0,5% en peso). En dicho equipamiento de intercambio de calor corrugado, la tasa de transferencia de calor con $\omega = 0,1\%$, $0,3\%$, $0,5\%$ se puede mejorar en un 10,8%, 13,4% y 14,8% y el número de unidades de transferencia térmica (NTU) presentó un incremento en 10,7%, 12,6% y 13,6% en el mejor de los casos en comparación con agua desionizada, respectivamente. Finalmente, indican que en aplicaciones prácticas, es más razonable seleccionar el modo de flujo del termofluido en el lado del tubo y nanofluidos en el lado de la carcasa.

Kumar y Sonawane (2016), estudiaron la mejora de la conductividad térmica y la transferencia de calor por convección utilizando nanopartículas de CuO y TiO_2 . Se prepararon nanofluidos diluidos, incluyendo nanopartículas de CuO y TiO_2 con diámetros promedio de 26 nm y 9 nm respectivamente en agua destilada y etilenglicol como fluido base con una concentración en volumen del 6%.

La conductividad térmica de los fluidos base sin la adición de nanopartículas fue de $0,61 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ y $0,268 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ y se encontró que la adición del porcentaje de volumen más alto era de 25% y 21% de mejora para CuO y 16% y 13% para TiO_2 de agua y etilenglicol respectivamente; para confirmar este valor se llevó a cabo una experimentación repetitiva. Se concluyó que el uso de nanopartículas de CuO y TiO_2 como fase dispersa en agua puede mejorar significativamente la transferencia de calor por convección cuando el flujo es laminar así también cuando el flujo es turbulento, la mejora se ve en aumento con el número de Reynolds, así como la concentración de partículas, e indicaron que los nanofluidos pueden considerarse fluidos de próxima generación para aplicaciones de transferencia de calor.

Hernández et al. (2015), presentaron el estudio sobre la utilización de nanofluidos para obtener una mejora en la eficiencia térmica en un sistema de refrigeración. Se ejecutaron simulaciones mediante el software ANSYS FLUENT 15.0 de una

mistura de refrigerantes R113, R123 y R134a, con nanopartículas de Al_2O_3 al 1% y 5% de concentración volumétrica recorriendo a través de un tubo horizontal con una temperatura constante de la pared y con velocidades de ingreso de 0.5 y 5 m/s donde se obtuvieron los siguiente resultados: Para una velocidad de 0.5 m/s, la mezcla Al_2O_3 - R113, Al_2O_3 - R123 y Al_2O_3 - R134a y 1% de concentración se obtuvieron valores del coeficiente convectivo de transferencia de calor de 600,400 y $850 \frac{W}{m^2K}$ mientras que para 5% fueron 780, 600 y $925 \frac{W}{m^2K}$, para una velocidad de 5 m/s, la mezcla Al_2O_3 - R113, Al_2O_3 - R123 y Al_2O_3 - R134a y 1% de concentración los valores del coeficiente convectivo de transferencia de calor fueron 6000,5800 y $5600 \frac{W}{m^2K}$ mientras que para 5% fueron 7300, 7000 y $6500 \frac{W}{m^2K}$ de donde inferimos una influencia positiva en el incremento de la transferencia de calor.

Vasco et al. (2014), analizaron el proceso de convección laminar de un nanofluido compuesto de nanopartículas de Al_2O_3 sumergidas en agua que fluye por el interior de un ducto de sección cuadrada mediante el software comercial ANSYS/FLUENT. El estudio presentado analizó con medios computacionales el efecto de la concentración de nanopartículas ($\phi = 0 - 20\%$) y el número de Reynolds ($\text{Re}=800$; 1300; 2000) sobre la transferencia de calor de un flujo laminar del nanofluido. Para cada número de Reynolds analizado se determinó que existe un decrecimiento del número de Nusselt cuando se incrementa la concentración de nanopartículas. Estos valores indican que la conducción de calor toma un lugar importante debido al incremento de la conductividad que adquiere el nanofluido.

A causa de adicionar nanopartículas, se logró observar un aumento en la convección. Por cada número de Reynolds que se analizó, y al aumentar la concentración de nanopartículas en un 5% y 10% implicó que el coeficiente convectivo tuviera un incremento de un 8.5% y 17.5%, respectivamente.

Guerra, D. (2012), estudió experimentalmente el desempeño térmico de un intercambiador de calor y de un colector solar operando con un nanofluido. El nanofluido utilizado fue nanopartículas de óxido de aluminio (Al_2O_3) de 5 nm al 0.5% de concentración másica mezclado con agua. Los resultados obtenidos durante el estudio mostraron que la conductividad térmica del nanofluido aumentó un 1.53% constatando el aumento de las propiedades térmicas estudiadas. En el

intercambiador de calor, los valores del calor Q , del indicador UA, de ε y NTU lograron incrementos de 4.01%, 15.55%, 6.59% y 10.23%, demostrando un incremento en la eficiencia térmica cuando se utilizan nanofluidos, siendo un proceso comprobado con los trabajos presentados previamente.

1.2. REALIDAD PROBLEMÁTICA

En nuestra formación como ingenieros existen procesos y fenómenos básicos que tenemos que estudiar, siendo la transferencia de calor uno de ellos y la eficiencia con la que operan, debido a que se encuentran presentes en todos los procesos industriales. El intercambiador de calor es un dispositivo térmico que facilita el intercambio de calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas, evitando que se mezclen. En la práctica los intercambiadores de calor se utilizan comúnmente en una amplia variedad de aplicaciones que van desde sistemas domésticos de calefacción y aire acondicionado hasta procesos químicos y generación de energía en instalaciones industriales a gran escala. Debido a lo expresado, grupos de investigación y equipos científicos alinean esfuerzos para mejorar los sistemas de transferencia de calor, en tal sentido se hace necesario encontrar nuevos componentes y fluidos de trabajo con propiedades técnicas favorables, pudiendo mejorar aún más la capacidad de transferencia de calor en estos sistemas. Para proporcionar la cantidad creciente de energía necesaria, se deben tener en cuenta consideraciones críticas para ejecutar estrategias, como aumentar el coeficiente de transferencia de calor y/o expandir el área superficial de transferencia de calor en ambas direcciones de transferencia de calor.

Los nanofluidos son un nuevo tipo de ingeniería de fluidos mediante la dispersión de materiales de tamaño nanométrico en fluidos base como el agua. En los últimos años los nanofluidos han llamado la atención de muchos investigadores, la razón principal para la investigación de nanofluidos se encuentra en una amplia gama de aplicaciones; en su gran mayoría los estudios realizados se encuentran basados en que estos aumentan el valor de las propiedades termofísicas de los equipos industriales. Gracias al desarrollo de la ingeniería térmica, la mejora de dispositivos y obtener sistemas de dimensiones más reducidos se ha convertido en un área de gran interés para evaluar la viabilidad técnica de nuevos componentes. En efecto, es posible lograr una significativa reducción de las dimensiones de tales

dispositivos, incluso de los sistemas, operando con una eficiencia térmica equivalente o superior sin cambiar significativamente sus principios operativos básicos. Presentados todos estos argumentos, el presente trabajo de grado aporta en la confirmación del aumento de la transferencia de calor al hacer uso nanofluidos, dando un vistazo a su aplicación práctica en sistemas térmicos.

1.3. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La principal problemática de la presente investigación se ve reflejada en la siguiente pregunta:

¿En cuánto influye la concentración en masa del nanofluido TiO_2 en los parámetros de funcionamiento un intercambiador de calor de tubos concéntricos y tubo coraza?

1.4. OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

- Determinar la influencia de la concentración en masa del nanofluido TiO_2 en los parámetros de funcionamiento en un intercambiador de calor de tubos concéntricos y tubo coraza.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Evaluar los parámetros de funcionamiento de un intercambiador de calor de tubos concéntricos y tubo coraza sin nanofluido.
- Evaluar las propiedades del nanofluido TiO_2 a diversas concentraciones de masa en agua como fluido convencional.
- Evaluar los parámetros de funcionamiento de un intercambiador de calor de tubos concéntricos y tubo coraza usando el nanofluido TiO_2 .
- Realizar una comparación y comprobar experimentalmente que el nanofluido aumentó el coeficiente global de transferencia de calor, la transferencia de calor y la efectividad en un intercambiador de calor de tubos concéntricos y tubo coraza

1.5. HIPÓTESIS DE LA INVESTIGACIÓN

El aumento de la concentración de masa del nanofluido TiO_2 mejorará en un 10% los parámetros de funcionamiento de un intercambiador de calor de tubos concéntricos y tubo coraza.

1.6. IMPORTANCIA Y JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO

La transferencia de calor es de gran importancia en muchos campos tecnológicos en la actualidad, como la generación de energía, el aire acondicionado, el transporte, y las energías renovables. Sin embargo, los fluidos comunes utilizados como “fluidos de transferencia de calor” tienen una baja conductividad térmica y una baja capacidad de transferencia de calor. Por tanto, es necesario estudiar y mejorar estos fluidos caloportadores mediante diferentes técnicas encaminadas a mejorar la capacidad de transferencia de calor y la efectividad de operación de los equipos; en este sentido, y para atender esa necesidad nacen los nanofluidos. La baja eficiencia con la que operan los intercambiadores de calor da oportunidad al uso de nanofluidos para aumentar el valor numérico de las características y propiedades térmicas de estos dispositivos. Según estudios recientes, el uso de nanofluidos aumenta la conductividad térmica y el coeficiente de transferencia de calor en comparación con los fluidos base. Aumentar la eficiencia reduce el costo y las dimensiones de los equipos, lo que puede promover el interés de inversión sobre esta nueva tecnología aplicada en diversos usos. Al ahorrar energía, un menor consumo de energía en términos de fluido caloportador empleado conllevará una reducción de las emisiones de CO₂ al medio ambiente. Se nota, por lo tanto, que el avance de la ciencia en el campo de los nanofluidos ha proporcionado un salto de desarrollo industrial en lo que concierne a cuestiones económicas y ambientales.

1.7. LIMITACIONES DE LA INVESTIGACIÓN

El presente trabajo presentó limitaciones técnicas relacionadas con el módulo de registro de datos. Se deseó evaluar más regímenes de flujo; sin embargo, la capacidad de la bomba de suministro de agua caliente es limitada y la capacidad de flujo de la línea de agua fría también, debido a que está conectada al grifo de servicio público y depende de la presión y la velocidad a cual se encuentran. Además, la adquisición del compuesto del trabajo resultó difícil debido a que la cantidad de proveedores existentes es limitada.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 NANOFLUIDOS

Uno de los métodos efectivos para aumentar la eficiencia energética es reemplazar el fluido de trabajo con nanofluidos (Ram, Jaya, Sakthivel, Vijayan y Yokeshwaran, 2019). El uso de nanofluidos como fluidos de transferencia de calor se considera ampliamente en algunos equipos industriales, como los intercambiadores de calor. Se ha demostrado que este método tiene un impacto significativo en el crecimiento de la tasa de transferencia de calor (Maddah, Aghayari, Mirzaee, Hossein, Sadeghzadeh y Chamkha 2018). Los nanofluidos se definen como suspensiones diluidas con partículas sólidas menores a 100 nm de tamaño, que se usan para aumentar la capacidad de transferencia de calor de los fluidos que mejoran la eficiencia de los equipos donde se emplean (Pedraza, 2016) y han surgido como una prometedora clase de fluidos de transferencia de calor centrándose en la nanotecnología y su uso se ha incrementado en los últimos años (Hajatzadeh, Aghakhani, Afrand, Mohmoudi, Mahian y Wongwises, 2019). Entre las nanopartículas más usadas tenemos: los óxidos cerámicos (Al_2O_3 , CuO y TiO_2), carburos metálicos (SiC), Nitruros (SiN), los metales (Al , Cu , Ag , Ti), los no metales (grafito, carbón), entre otros; y como fluidos base puede utilizarse: agua, etilenglicol, biofluidos, soluciones poliméricas, aceites u otros lubricantes (Javadi, Saidur y Kamalifarvestani, 2013).

Los nanofluidos son fluidos con un gran potencial de transferencia de calor, con características termofísicas mejoradas, presentan un mejor rendimiento en la transferencia de calor y pueden ser aplicados en muchos dispositivos, basándose en los resultados disponibles en la literatura, se han podido encontrar nanofluidos que tienen una conductividad térmica mucho más alta que los fluidos convencionales. Maxwell (1873) planteó la idea de adicionar partículas sólidas en una base fluida para aumentar la conductividad térmica del fluido. Se tiene en conocimiento que la conductividad térmica de las partículas sólidas es mucho mayor que la de los fluidos, por lo que al agregar partículas sólidas al fluido se esperaba un aumento de la conductividad térmica de la suspensión y una mejor actuación en la transferencia de calor.

Esto puede considerarse como una de las variables más significativas de las aplicaciones de los nanofluidos. Son pocos los obstáculos y desafíos que se han

logrado identificar, y se deben analizar cuidadosamente antes de ser utilizado plenamente en aplicaciones industriales (Saidur, Leong y Mohammed, 2011).

2.1.1. Propiedades de los nanofluidos

Para definir un nanofluido es necesario investigar y analizar las propiedades que definen el comportamiento físico y térmico teniendo la presencia de factores externos como temperatura, presión, etc. (Pedraza, 2016). Actualmente en la información disponible en la literatura no existe alguna fórmula teórica para poder determinar las propiedades del nanofluido. Sin embargo, Hussein y Sharma (2013) presentaron algunas relaciones.

A. Concentración en masa o volumen

La concentración en masa φ_m del nanofluido está dado por (Das, Putra, Thiesen y Roetzel, 2003):

$$\varphi_m = \left(\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_p + \dot{m}_f} \right) * 100 \quad (1)$$

Dónde:

m_p = Masa de nanopartículas (kg)

m_f = Masa del fluido (kg)

La concentración en masa se puede expresar en unidades volumétricas.

B. Densidad

Según Heris (2009), la densidad se define de la siguiente manera:

$$\rho_{nf} = \left(\frac{\varphi_m}{100} \right) * \rho_p + \left(1 - \frac{\varphi_m}{100} \right) * \rho_f \quad (2)$$

Dónde:

ρ_p = Densidad de las nanopartículas $\left(\frac{kg}{m^3} \right)$

ρ_f = Densidad del fluido $\left(\frac{kg}{m^3} \right)$

C. Calor específico

Según Heris (2009), el calor específico del nanofluido c_{nf} se expresa de la siguiente manera:

$$c_{nf} = \frac{\left(\frac{\varphi_m}{100} \right) * p_p * c_p + \left(1 - \left(\frac{\varphi_m}{100} \right) * p_f * c_f}{p_{nf}} \quad (3)$$

Dónde:

c_p = Calor específico de las nanopartículas $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right)$

c_f = Calor específico del fluido $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right)$

D. Conductividad térmica

La conductividad térmica del nanofluido k_{nf} se expresa así (Fedele, Colla, Bobbo, 2012):

$$\frac{k_{nf}}{k_f} = \frac{k_p + (n - 1) * k_f - (n - 1) * \varphi_m * (k_f - k_p)}{k_p + (n - 1) * k_f + \varphi_m * (k_f - k_p)} \quad (4)$$

Dónde:

k_f = Conductividad térmica del fluido $\left(\frac{\text{kW}}{\text{mk}}\right)$

k_p = Conductividad térmica de la nanopartícula $\left(\frac{\text{kW}}{\text{mk}}\right)$

n = Factor de forma

E. Viscosidad dinámica

La viscosidad dinámica del nanofluido μ_{nf} es (Pastoriza, Lugo, Legido, Piñeiro (2011):

$$\mu_{nf} = \mu_f * (1 + 2.5\varphi_m) \quad (5)$$

Dónde:

μ_f = Viscosidad del fluido $\left(\frac{\text{kg}}{\text{ms}}\right)$

2.1.2. Síntesis de los nanofluidos

Cuando comparamos los valores de la conductividad térmica de fluidos base y la de los materiales sólidos como las nanopartículas en procesos de intercambio de calor, estos presentan una conductividad que muchas veces no es la deseada. Las diferencias, a continuación:

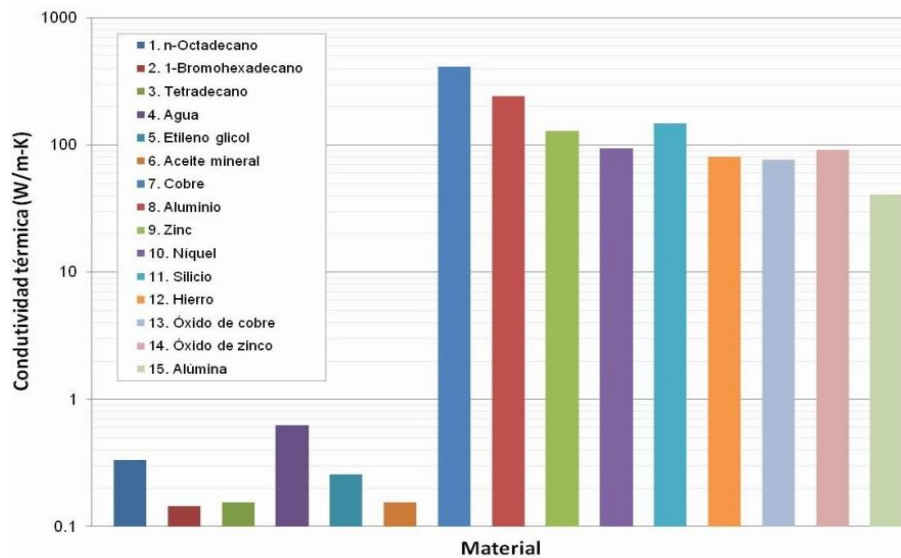


Figura 1. Conductividad térmica de materiales comúnmente usados.

Fuente: Review of nanofluids for heat transfer (Wen, Lin, Vafaei y Zhang, 2009).

La síntesis de nanofluidos es un paso importante hacia el uso de la misma para aplicaciones prácticas, especialmente en aspectos como la homogeneidad y la estabilidad, en busca de las propiedades intensificadas optimizadas. En este sentido, se pueden obtener diseminaciones de nanopartículas de óxidos, nitratos, metales, carburos y no metales, en fluidos como agua, etilenglicol así como también en diversos tipos de aceites. Los nanofluidos se pueden obtener mediante dos tipos de procesos muy diferentes: el primero, mediante la diseminación de nanopartículas previamente generadas, ya sea física o químicamente, en el fluido base; y el segundo, por la degradación del material base y su diseminación de manera directa en el fluido base (Ramírez, 2013).

En la actualidad existe dos de los métodos más comunes para la obtención de nanofluidos y los podemos clasificar como: método de un solo paso y método de dos pasos. En la presente sección realizaremos una breve descripción de los métodos más utilizados que tenemos para la síntesis experimental de nanofluidos, de igual manera describiremos algunas de sus ventajas y desventajas existentes para la aplicación industrial.

A. Método de dos etapas

Este método es el más utilizado en la preparación de nanofluidos. En este, los nanomateriales se transforman previamente en un polvo donde las partículas tienen un tamaño nanométrico, mediante métodos físicos o químicos (Che, Mohammed, Alawi y Samion, 2014).

El siguiente paso es dispersar los nanomateriales en un fluido base, mediante agitación ultrasónica, agitación por fuerza magnética, dispersión por presurización, homogeneización o molino de bolas (Özerinc, Kakak y Yazicioğlu, 2010). Este es el método más económico para preparar nanofluidos, sin embargo, en este método, las nanopartículas tienen una tendencia a aglomerarse debido a la gran superficie y actividad superficial. Para prevenir este comportamiento, se añaden tensioactivos para estabilizar los nanofluidos (Choi, 2009). Como es complicado producir nanofluidos estables utilizando este método, era necesario encontrar otro, llamado método de un solo paso (Gupta, Agrawal y Mathur, 2012).

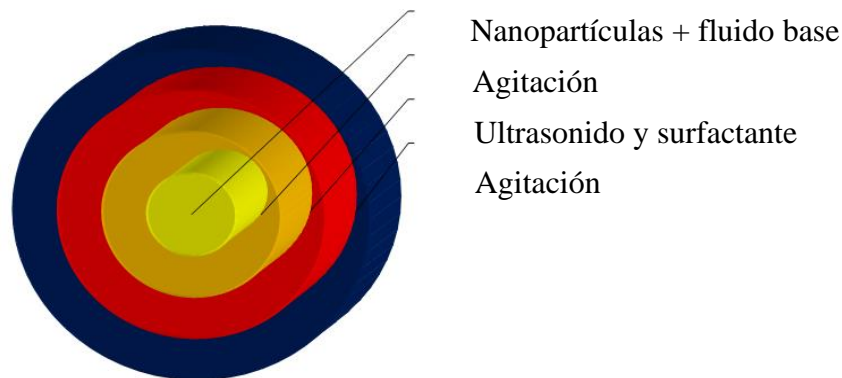


Figura 2. Síntesis de nanofluidos con método de dos etapas.

Fuente: Nanofluidos para aplicaciones energéticas (Andreia, 2016).

B. Método de una etapa

Como se mencionó anteriormente, el método de un solo paso se creó para reducir la aglomeración de nanopartículas. Consiste en producir y dispersar las nanopartículas en el fluido base al mismo tiempo. En este proceso se eliminan muchos pasos como el secado, almacenamiento, transporte y dispersión de nanopartículas, reduciendo la aglomeración y aumentando la estabilidad del nanofluido (Che, Mohammed, Alawi y Samion, 2014). El método de un solo paso es bastante eficiente para dispersar uniformemente las nanopartículas, sin

embargo, a escala industrial, este método aún no es viable y tiene altos costos de producción (Gupta, Agrawal y Mathur, 2012).



Figura 3. Síntesis de nanofluidos con método de dos etapas.

Fuente: Nanofluidos para aplicaciones energéticas (Andreia, 2016).

La preparación de nanopartículas puede ser separada mediante dos metodologías:

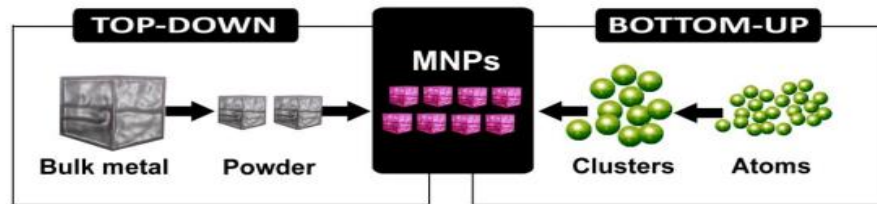


Figura 4. Síntesis de nanofluidos con método de dos etapas.

Fuente: Nanofluidos para aplicaciones energéticas (Andreia, 2016).

2.1.3. Aplicaciones principales

La nanotecnología se usa o está siendo tomada en cuenta en muchas aplicaciones específicas para proporcionar y usar la energía más limpia y eficiente. Si bien muchas de estas aplicaciones no afectan directamente la transmisión de energía, cada una tiene el potencial de reducir la necesidad de electricidad, combustible derivado del petróleo, de gas natural o de que otro modo serían movidos a través del sistema de transmisión de energía. Una producción y un uso de energía más eficientes pueden reducir los tiempos de construcción y diseño, las operaciones y los costos de mantenimiento, reparación y desmantelamiento. Algunas de las áreas en las que la nanotecnología puede adherirse con aplicaciones específicas de nanofluidos son (Ramírez, 2013):

- Refrigeración y aire acondicionado.
- Calentamiento de agua a través de colectores solares.
- Refrigeración de sistemas nucleares.
- Extracción y aprovechamiento de la energía.
- Enfriamiento de tuberías, maquinarias y equipos que estén expuestos a alta fricción.
- Camisas de refrigeración para generadores diésel.
- Almacenamiento térmico.

2.1.4. Ventajas

A continuación, se describen algunas ventajas de los nanofluidos sobre las suspensiones coloidales convencionales al ser comparadas.

- El ahorro de energía. El nanofluido tendrá propiedades fisicoquímicas que lo hacen óptimo para su uso como fluido refrigerante, su mayor eficiencia se traducirá en ahorro de energía. Al ahorrar energía en términos de utilización de fluidos caloportadores logramos reducir emisiones de CO₂ que dañan el medio ambiente.
- Alta estabilidad de dispersión con un predominio del movimiento browniano, lo que reduce la energía de bombeo en comparación con el empleo de un fluido puro.
- Propiedades ajustables por las modificaciones de interacciones entre partículas, es decir, se pueden obtener las propiedades de los nanofluidos que necesitamos.
- Espacio reducido. Como el fluido que se emplea es más eficiente en términos de energía térmica se requerirá una menor cantidad de fluido y, por lo tanto, se reducirá el espacio.
- Mayor superficie de transferencia calor entre las partículas y el fluido.

Entre todos ellos, se puede decir que la principal ventaja que presenta adicionar nanopartículas a un fluido base es la mejora de ciertas propiedades térmicas, como por ejemplo, la conductividad térmica (Pedraza, 2016).

2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor son equipos o dispositivos que promueven el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas distintas y al mismo tiempo evita que se mezclen entre sí (Çengel y Ghajar, 2011).

El propósito de la presente sección es mostrar a los intercambiadores de calor como dispositivos para remover calor de un punto a otro de una forma particular en una determinada aplicación. Se analizan los tipos de intercambiadores de calor según su construcción: de placas, tubos concéntricos y de tubo y coraza, se comparan estos y también según la función del flujo: flujo en paralelo y contracorriente. A

continuación, los principales motivos por el cual se utilizan intercambiadores de calor:

- Calentar un fluido frío con otro fluido de temperatura superior.
- Llevar un líquido al punto de ebullición utilizando un líquido con una temperatura más alta.
- Disminuir la temperatura de un fluido usando otro fluido cuya temperatura es más baja.
- Condensar un fluido en estado gaseoso a través de un fluido frío.
- Conducir un líquido a su punto de ebullición mientras se condensa otro líquido gaseoso con una temperatura más alta.

Cabe aclarar que la función de los intercambiadores es transferir calor, en este equipamiento los fluidos de trabajo no están en contacto y deben estar a diferentes temperaturas para que el calor pueda ser transferido del fluido de mayor temperatura al fluido de menor temperatura (Jaramillo, 2007).

2.2.1 Tipos de intercambiadores de calor

Intercambiadores de placas

El intercambiador de calor de placas está formado por un grupo de placas de metal ensambladas consecutivamente en un bastidor y conectadas de modo que entre las placas exista un espacio para la circulación de un fluido. Estas placas se encuentran distantes por juntas, las cuales están fijadas en una carcasa de acero. El movimiento de estos fluidos puede tener diferentes configuraciones, paralelas y en contracorriente y cada placa tiene canalizaciones distintas de fluido que inducen a turbulencia. Si el fluido frío fluye por la parte delantera de la placa, el fluido caliente fluye por la parte de atrás (Universidad Politécnica de Cataluña, 2015).



Figura 5. Intercambiador de calor de placas.

Fuente: Intercambiador de calor de bastidor y placas (Alfa Laval, 2019).

Intercambiadores de tubos concéntricos

Un intercambiador de tubos concéntricos cuenta con dos tuberías de diámetros diferentes, ensambladas una dentro de la otra, ambas pueden ser de distinto material siendo el espacio anular el mismo para todos los lados (Karlekar, 1997). En la figura 6 podemos observar un modelado de un intercambiador en un sistema tridimensional:

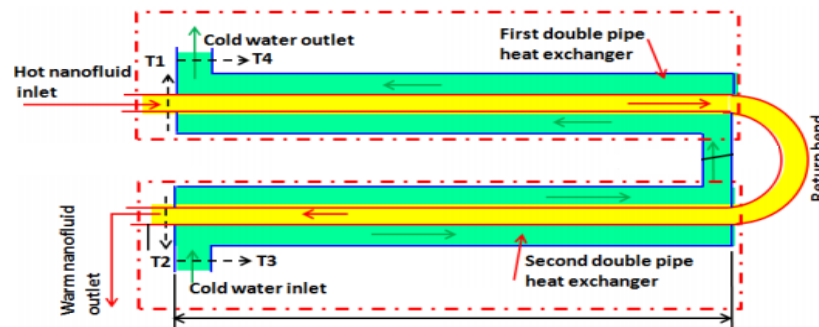


Figura 6. Intercambiador de tubos concéntricos.

Fuente: Efectividad y coeficiente general de transferencia de calor de flujo de nanofluido de $\text{Fe}_3\text{O}_4/\text{H}_2\text{O}$ en un intercambiador de calor de doble tubería con curva de retorno (Kumar, Syam y Bhramara, 2015).

En este tipo de dispositivos el fluido caliente pierde calor al momento de ingresar por el tubo interno y el fluido frío gana calor al circular a través de la sección anular.

Intercambiador de calor de tubo y coraza

Un tipo de intercambiador de calor ampliamente utilizado en las industrias de procesamiento químico es del tipo de tubo y coraza, con uno de los fluidos circulando dentro de los tubos, mientras que el otro fluido circula a través de la carcasa por encima y por sobre la parte exterior de los tubos. Para garantizar que el fluido del lado de la coraza circule a través de los tubos y conduzca una mayor transferencia de calor, se colocan deflectores en la coraza, así como se puede mostrar en la siguiente figura (Holman, 1999):

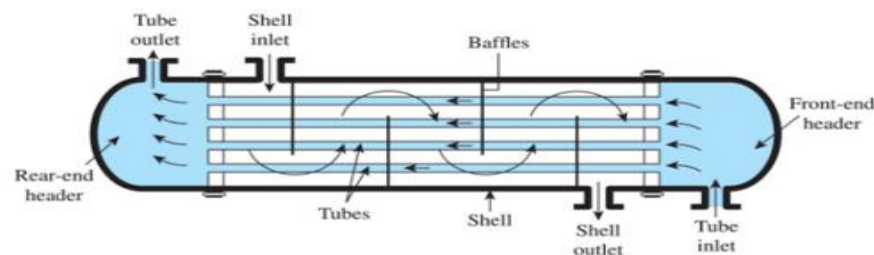


Figura 7. Esquema de un intercambiador de calor de tubo y coraza.

Fuente: Transferencia de calor y masa (Çengel y Ghajar, 2011).

Este tipo de intercambiadores se clasifican de acuerdo al número de pasos que se realizan por la coraza y por los tubos. Ejemplificando, los intercambiadores en los que todos los tubos forman una U en la coraza se dice que son de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos, de manera semejante hay intercambiadores que comprenden dos pasos en la coraza y cuatro pasos por los tubos (Çengel y Ghajar, 2011):

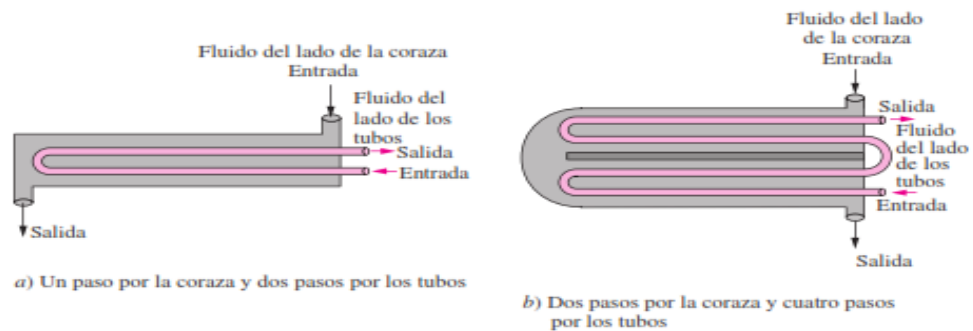


Figura 8. Disposición del flujo en pasos múltiples en los intercambiadores de calor de tubo y coraza.

Fuente: Transferencia de calor y masa (Çengel y Ghajar, 2011).

2.2.2 Análisis numérico en intercambiadores de calor

Coefficiente global de transferencia de calor

Los intercambiadores de calor están asociados con dos fluidos circulantes que se encuentran separados por una pared. Primeramente, el calor es transferido del fluido caliente hacia la pared por convección, luego a través de la pared por conducción, y finalmente de la pared al fluido frío nuevamente por convección. Esta red de resistencias térmicas asociadas con este proceso de transferencia de calor consta de dos resistencias: una por convección y otra mediante conducción, como se puede mostrar en la figura (Çengel y Ghajar, 2011):

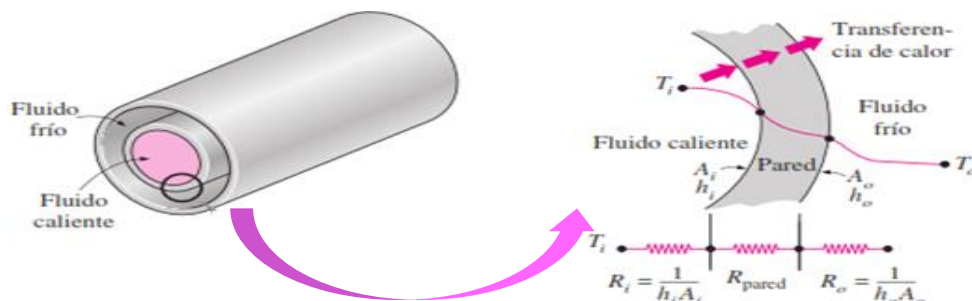


Figura 9. Resistencias térmicas asociadas a un intercambiador de tubo doble.

Fuente: Transferencia de calor y masa (Çengel y Ghajar, 2011).

En el presente caso, los subíndices i y o representan las superficies interior y exterior del tubo interior. Para un intercambiador de calor de tubos concéntricos, la resistencia térmica es:

$$R = R_{total} = R_i + R_{pared} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \left(\frac{^\circ C}{W}\right) \quad (6)$$

Dónde:

A_i es el área de la superficie interior de la pared la cual separa los dos fluidos y A_o es el área de la superficie exterior como se muestra a continuación.

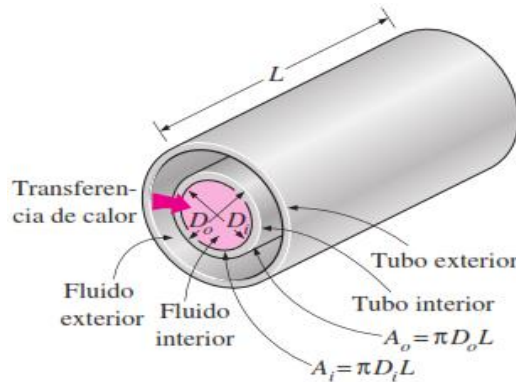


Figura 10. Área superficial de un intercambiador de tubos concéntricos.

Fuente: Transferencia de calor y masa (Çengel y Ghajar, 2007).

Siendo:

$$A_o = \pi D_o L \quad (m^2) \quad (7)$$

$$A_i = \pi D_i L \quad (m^2) \quad (8)$$

En el análisis de los intercambiadores de calor todas las resistencias térmicas que se encuentran en la trayectoria del flujo de calor se presentan como uno, y la tasa de transferencia de calor entre dos fluidos se expresa como:

$$Q = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (W) \quad (9)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, su unidad es $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$, la cual es semejante a la unidad del coeficiente de convección común, h. Eliminando ΔT , la ecuación se presenta así:

$$\frac{1}{UA_s} = \frac{1}{UA_s} = \frac{1}{UA_s} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{pared} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \left(\frac{^\circ C}{W}\right) \quad (10)$$

Cuando el espesor de la pared es despreciable y su conductividad es alta, como la mayoría de las situaciones, la resistencia térmica es despreciable ($R_{pared} \approx 0$) y la superficie interior y exterior del mismo son semejantes ($A_{i,o} \approx A_s$).

Por consiguiente, la ecuación se simplifica a:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \left(\frac{^{\circ}C m^2}{W} \right) \quad (11)$$

Con estas suposiciones, se plantea que el calor cedido por el fluido caliente es el mismo que ganó el fluido frío, por tanto:

$$Q = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,o} - T_{c,i}) = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad \left(\frac{kJ}{s} \right) \quad (12)$$

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,o} - T_{c,i}) = C_h (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad \left(\frac{kJ}{s} \right) \quad (13)$$

Donde los subíndices c y h hacen referencia a los fluidos frío y caliente:

$$\dot{m}_c, \dot{m}_h = \text{Flujo másico} \quad \left(\frac{kg}{s} \right)$$

$$c_{pc}, c_{ph} = \text{Calor específico a presión constante} \quad \left(\frac{kJ}{kgK} \right)$$

$$C_{c,o} = \dot{m}_{c,o} c_{pc,o} = \text{Capacidad calorífica del fluido} \quad \left(\frac{kW}{^{\circ}C} \right)$$

$$T_{c,o}, T_{h,o} = \text{Temperaturas de salida} \quad (^{\circ}C)$$

$$T_{c,i}, T_{h,i} = \text{Temperaturas de entrada} \quad (^{\circ}C)$$

Método de la diferencia de temperatura media logarítmica

Es posible conseguir otra expresión de utilidad al relacionar la transferencia de calor \dot{Q} con la diferencia de temperaturas ΔT entre los fluidos caliente y frío, donde:

$$\Delta T = T_h - T_i \quad (^{\circ}C) \quad (14)$$

Dicha ecuación es una extensión de la ley de enfriamiento de Newton, utilizando el coeficiente global de transferencia de calor U en lugar del coeficiente único de convección h. Sin embargo, dado que ΔT cambia con la posición en el intercambiador, es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la forma:

$$\dot{Q} = U \dot{A}_s \Delta T_{ml} \quad \frac{W}{m^2^{\circ}C} \quad (15)$$

Donde ΔT_{ml} es una diferencia de temperaturas media apropiada.

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (^{\circ}C) \quad (16)$$

Para un intercambiador de calor de tubos concéntricos de flujo paralelo:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \quad (^{\circ}C) \quad (17)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \quad (^{\circ}C) \quad (18)$$

Para un intercambiador de calor de tubos concéntricos de flujo contracorriente:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (^\circ\text{C}) \quad (19)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (^\circ\text{C}) \quad (20)$$

En intercambiadores de calor de tubo y coraza con múltiples pasos por los tubos o la coraza, la deducción matemática de una fórmula para calcular la diferencia de temperatura media logarítmica puede convertirse en un procedimiento muy complejo. Para poder obtener la temperatura media verdadera, la ΔT_{ml} calculada para régimen de flujo en contracorriente debe ser multiplicada por el factor de corrección adecuado, es decir (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2007):

$$\Delta T_{ml} = F * \Delta T_{ml_{CF}} \quad (^\circ\text{C}) \quad (21)$$

Se presenta las siguientes gráficas para determinar el valor del factor F:

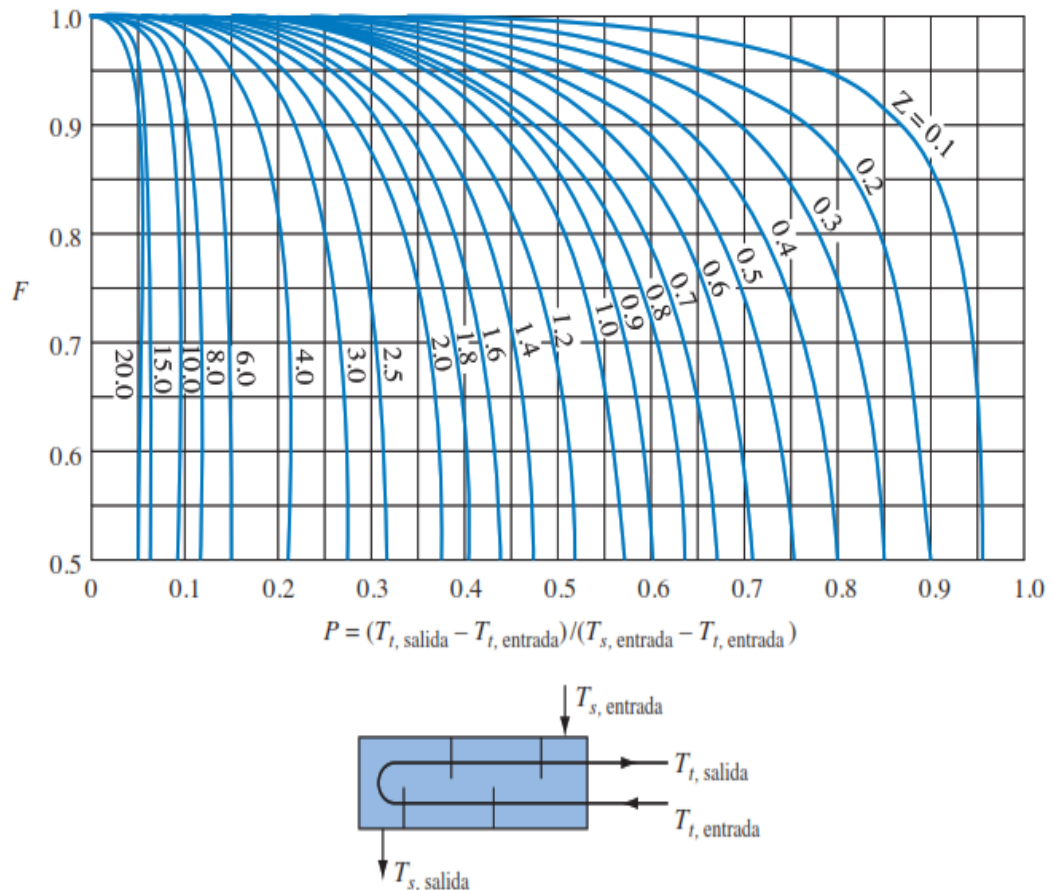


Figura 11. Factor de corrección en un intercambiador de calor con un paso por la coraza y dos (o un múltiplo de dos) pasos por los tubos.

Fuente: Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2007).

El valor de la abscisa para la diferencia de temperatura se representa como:

$$P = \frac{T_{t,salida} - T_{t,entrada}}{T_{s,entrada} - T_{t,entrada}} \quad (22)$$

Los subíndices t y s refieren el fluido en el tubo y en la coraza. La relación P es una indicación de la efectividad de calentamiento o enfriamiento y puede variar desde cero para una temperatura constante de unos de los fluidos, a la unidad para el caso en que la temperatura constante de uno de los fluidos más caliente es igual a la temperatura de salida del fluido más frío. El parámetro Z es igual a la relación de los productos del gasto másico por la capacidad térmica de los dos fluidos. Esta relación es igual al cambio de temperatura del fluido en la coraza dividido por el cambio de temperatura del fluido en los tubos.

$$Z = \frac{(\dot{m} * c_p)_{\text{lado del tubo}}}{(\dot{m} * c_p)_{\text{lado de la coraza}}} = \frac{T_{s,entrada} - T_{s,salida}}{T_{t,salida} - T_{t,entrada}} \quad (23)$$

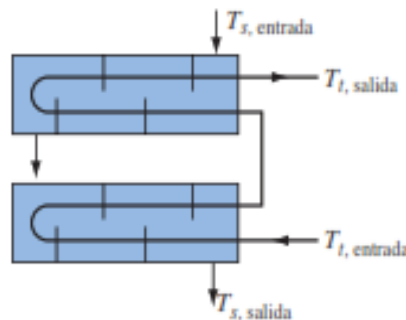
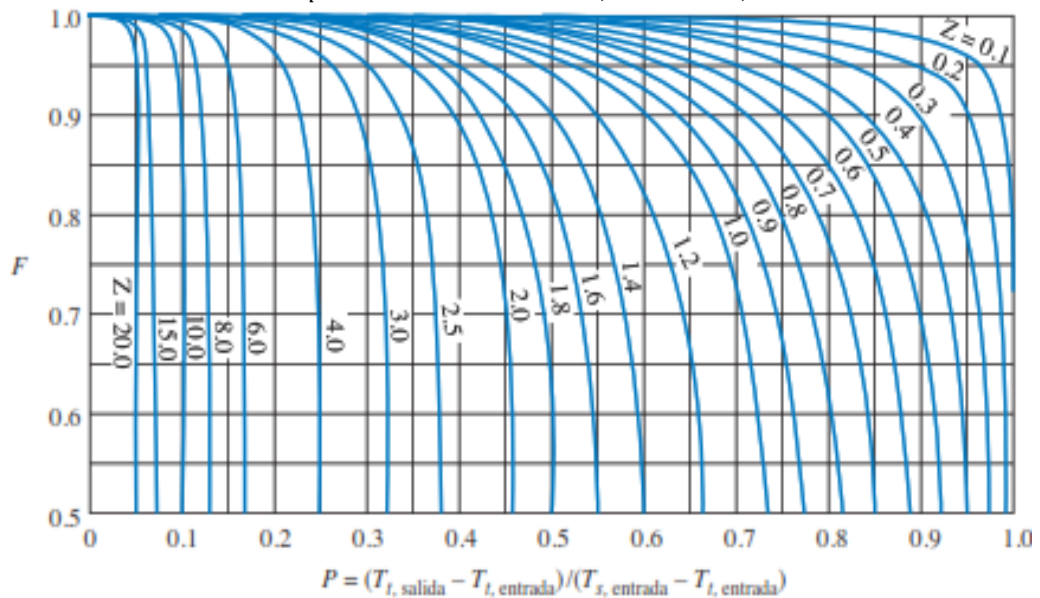


Figura 12. Factor de corrección en un intercambiador de calor con dos pasos por la coraza y un múltiplo de dos pasos por los tubos.

Fuente: Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2007).

La ordenada de cada una es el factor de corrección F (Kreith, Manglik y Bohn, 2012).

Eficiencia de un intercambiador de calor

La metodología de la diferencia de temperatura media logarítmica resulta útil cuando las temperaturas a la entrada y salida pueden determinarse con facilidad, y nos permiten realizar el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. El método de la eficiencia permite comparar diversos tipos de intercambiadores de calor (Holman, 1999). En este sentido, Kays y London (1995) mostraron un procedimiento llamado método de la eficiencia NTU, que simplifica enormemente el análisis de los intercambiadores de calor y la presentaron como:

Tabla N° 1: Relaciones de efectividad para intercambiadores de calor.

$NTU = \frac{U \cdot A_s}{c_{min}} \text{ (número de unidades de transferencia de calor)}$ $c = \frac{c_{min}}{c_{max}} = \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{max}} \text{ (capacidad calorífica)}$	
Descripción	Relación
Tubos concéntricos Flujo paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1+c)}}{1 + c}$
Tubos concéntricos Flujo contracorriente	$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-c)}}{1 - ce^{-NTU(1-c)}}$
Tubo y coraza	$\varepsilon = 2[1 + c + \sqrt{1 + c^2} * \frac{1 + e^{-NTU\sqrt{1+c^2}}}{1 - e^{-NTU\sqrt{1+c^2}}}]$

Fuente: Compact Heat Exchangers (Kays y London, 1995).

A continuación, se presente las relaciones para determinar la eficiencia de cada uno de los intercambiadores de calor:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} = \frac{\text{Razón de la transferencia de calor real}}{\text{Razón máxima posible de la transferencia de calor}} \quad (24)$$

CAPÍTULO III

MATERIALES Y

MÉTODOS

3.1 MATERIALES

Equipamiento

1. Unidad de alimentación WL. 110.



Figura 13. Unidad de alimentación WL. 110.

Fuente: Manual técnico WL 110 (Gunt Hambur, 2018).

Los datos técnicos de la unidad de alimentación se pueden apreciar a continuación:

Tabla N° 2: Datos técnicos de la unidad de alimentación.

Sistema	Características
Bombeo	Consumo de potencia: 120 W
	Caudal máx: 600 l/h
	Altura de elevación: 30 m
Calefacción	Potencia: 3W
	Termostato: 0 a 70 °C
Depósito para agua caliente	Capacidad: 10 L
Rango de medición	Temperatura: 0-100 °C
	Caudal: 0-250 l/h
Longitud*Ancho*Alto	1000*670*550 mm

En el Anexo 2, se puede verificar la ficha técnica completa del equipamiento.

2. Intercambiador de calor de tubos concéntricos WL. 110.01.



Figura 14. Intercambiador de calor de tubos concéntricos WL. 110.01.

Fuente: Manual técnico WL 110.01 (Gunt Hambur, 2018).

Los datos técnicos del intercambiador de tubos concéntricos se pueden apreciar a continuación:

Tabla N° 3: Datos técnicos del intercambiador de tubos concéntricos.

Sistema/Elemento	Características
Superficies de transmisión de calor	250 cm^2
Tubo interior, acero inoxidable	Diámetro exterior: 12 mm
	Grosor de la pared: 1 mm
Tubo exterior, transparente (PMMA)	Diámetro exterior: 20 mm
	Grosor de la pared: 2 mm
Longitud*Ancho*Alto	480*230*150 mm

En el Anexo 3, se puede verificar la ficha técnica completa del equipamiento.

3. Intercambiador de calor de tubo y coraza WL. 110.03.



Figura 15. Intercambiador de calor de tubo y coraza WL. 110.03.

Fuente: Manual técnico WL 110.03 (Gunt Hambur, 2018).

Los datos técnicos del intercambiador de tubo y coraza se pueden apreciar a continuación:

Tabla N° 4: Datos técnicos del intercambiador de tubos concéntricos.

Sistema/Elemento	Características
Superficies de transmisión de calor	200 cm^2
Haz de tubos, acero inoxidable	Cantidad de tubos: 7 tubos
	Diámetro exterior: 6 mm
	Grosor de la pared: 1 mm
Tubo exterior, transparente (PMMA)	Diámetro exterior: 50 mm
	Grosor de la pared: 3 mm
Longitud*Ancho*Alto	400*230*110 mm

En el Anexo 4, se puede verificar la ficha técnica completa del equipamiento.

4. Laptop



Figura 16. Laptop core i5-10th generación.

Tabla N° 5: Datos técnicos de la laptop.

Sistema/Elemento	Características
Marca	HP
Procesador	Core i5.
Generación	10th generación

5. Balanza electrónica



Figura 17. Balanza electrónica.

Tabla N° 6: Datos técnicos de la balanza electrónica.

Sistema	Características
Marca	Senza
Precisión	1 g
Dimensiones	24*16.5*3.5 mm

Componente

6. Óxido de titanio (TiO₂).

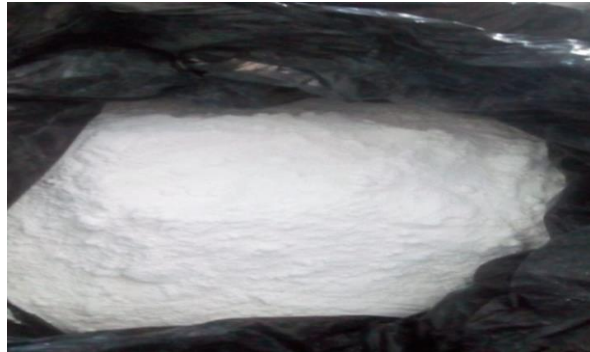


Figura 18. Óxido de titanio (TiO₂).

Tabla N° 7: Datos técnicos del TiO₂.

Sistema	Características
Proveedor	Hugestone Enterprise Co. Ltd.
Grado de pureza	A-200

3.2 METODOLOGÍA DEL TRABAJO

3.2.1. Método de investigación

La presente investigación es de carácter experimental porque durante la investigación las variables de estudio serán alteradas a criterio y confirman que existe una variación en la variable dependiente debido a la alteración de la variable independiente, además es del tipo cuantitativo porque se realizarán los ensayos con una serie de datos a procesar.

3.2.2. Diseño de la investigación

El diseño de la investigación es del tipo experimental en la categoría pre experimental, donde se dispondrá de una muestra en la que se realizará el estudio y de donde se recoge la información relevante, dado que se manipula la variable independiente provocando cambios sustanciales en la muestra e involucra sus resultados y conclusiones a la generación de un nuevo conocimiento, el siguiente diagrama representa este diseño:



GE: Intercambiadores de calor de tubos concéntricos y tubo coraza.

O1: Parámetros de funcionamiento de un intercambiador de tubos concéntrico y tubo coraza (antes).

O2: Parámetros de funcionamiento de un intercambiador de tubos concéntrico y tubo coraza (después).

X: Concentración en masa del Nanofluido TiO_2 .

3.2.3. Población y muestra

La población está compuesta por los intercambiadores de calor existentes en el laboratorio de termofluidos: tubos concéntricos, tubo y coraza y de placas; la muestra está compuesta por los intercambiadores de calor de tubos concéntricos y tubo y coraza, donde la técnica estadística de elección fue no probabilística por conveniencia debido a la disponibilidad de bibliografía y facilidad de cálculo con procedimiento ampliamente estudiados, lo que no sucede con el intercambiador de placas debido a su diseño y configuración lo que dificulta los cálculos para el presente estudio.

3.3. ESTRATEGIA DEL TRABAJO

3.3.1. Recolección de la información

La técnica de recolección de datos será a través de la observación experimental directa haciendo uso de fichas de registro de datos sistemáticos, válidos y confiables derivados del proceso de pruebas.

3.3.2. Procedimiento de recolección de la información

El procedimiento de la investigación, dada su naturaleza comprenderá el desarrollo y ejecución de las siguientes etapas a efectos de alcanzar lo establecido:

- a) Recopilación de información y estudios acerca de “Influencia de la concentración en masa del nanofluido TiO_2 en los parámetros de funcionamiento de un intercambiador de calor de tubos concéntricos y tubo coraza”
- b) Ponderar las diversas concentraciones en kg. del nanofluido y del fluido base.
- c) Mezclar los dos fluidos de trabajo, utilizando un mezclador del laboratorio de procesos químicos de la Escuela Profesional de Ingeniería Agroindustrial de la Universidad Nacional del Santa.

- d) Ingresar la mezcla a un tanque donde recirculará el nanofluido.
- e) Realizar las conexiones de cada uno de los sensores de temperatura de los intercambiadores de calor, y estos a su vez al tanque de almacenamiento.
- f) Discutir y analizar la información y establecer resultados.
- g) Discutir y analizar los resultados para comprobar la hipótesis.
- h) Elaborar el informe de investigación.

3.3.3. Técnicas de procesamiento y análisis de la información

Para el procesamiento de la información de acuerdo a los cálculos obtenidos se utilizará formatos de toma de datos, formato de control de masas, material bibliográfico necesario, una computadora que cuente con el software adecuado (GUNT WL), Microsoft Word y hojas electrónicas de Microsoft Excel. En cuanto al análisis de la información, se hará mediante el análisis estadístico.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y

DISCUSIONES

4.1. CONSIDERACIONES INICIALES

Para los cálculos siguientes fue considerado el modelo planteado por Cengel y Ghajar (2011), los valores de los flujos volumétricos se eligieron tomando en consideración los rangos permitidos de trabajo de la Unidad de alimentación WL 110, siendo el flujo volumétrico frío V_2 : **agua** y el flujo volumétrico caliente V_1 : **nanofluido**. Los intercambiadores de calor de tubos concéntricos y tubo coraza fueron operados en paralelo y contracorriente, bajo las siguientes condiciones detalladas a continuación:

Tabla N° 8: Flujo volumétrico, fluido frío y fluido caliente.

$V_2 \left(\frac{l}{min}\right)$	$V_1 \left(\frac{l}{min}\right)$
1.25	1.25
	1.5
	2.25

La Unidad de alimentación WL 110 que se puede apreciar en la figura 13 y en el Anexo 2 se presenta la ficha técnica, una herramienta de este equipo del Laboratorio de termofluidos es el registro de los valores de los flujos volumétricos, temperaturas a la entrada y a la salida de los intercambiadores de calor y el valor del calor, brindando una gran facilidad para el cálculo de las propiedades de los intercambiadores de calor cuando operan en flujo paralelo y contracorriente.

De la figura 21 a la figura 32 los valores presentados por el color “- verde” representan los cálculos realizados cuando los intercambiadores de calor están operando con agua circulando como fluido caliente y fluido frío, el color “- amarillo” representa los cálculos realizados cuando los intercambiadores de calor están operando con agua como fluido frío y nanofluido con 2.5% de concentración como fluido caliente y el “color “- celeste” representa los cálculos realizados cuando los intercambiadores de calos están operando con agua como fluido frío y nanofluido con 5% de concentración como fluido caliente.

Para el procesamiento del gran volumen de información que se obtuvo al momento de realizar los experimentos, los autores decidieron utilizar el programa Excel en

su versión 2016, siguiendo de manera rigurosa los pasos y formulas planteados en el Capítulo 2 de esta tesis, lográndose visualizar los datos registrados y calculados desde el Anexo 5 hasta el Anexo 16.

El cálculo de la masa de las nanopartículas se hizo de la siguiente manera y su uso obedece la correspondencia de la fórmula 1:

$$\varphi_m = \left(\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_p + \dot{m}_f} \right) * 100$$

Donde:

m_p = Masa de nanopartículas (kg)

m_f = Masa del fluido (kg)

Según Kumar, Gupta, Bhalavi, Baredar, Parmar y Senthil (2021) las propiedades del TiO₂ son:

Tabla N° 9: Propiedades del fluido base y de la nanopartícula.

Materials	Thermal conductivity (W/mK)	Density (Kg/m ³)	Specific Heat (J/Kg K)	Viscosity (PaS)
Water	0.615	996	4178	0.000803
Al ₂ O ₃	36	3970	765	NA
SiO ₂	1.38	2220	745	NA
CNTs	3000	1800	660	NA
TiO ₂	8.4	4230	170	NA

Fuente: Kumar, Gupta, Bhalavi, Baredar, Parmar y Senthil (2021)

Sabiendo que:

$$\dot{m}_p + \dot{m}_f = 10 \text{ kg}$$

Reemplazando para concentración al 2.5%

$$\frac{2.5}{100} = \left(\frac{10 \text{ kg} - \dot{m}_f}{10 \text{ kg}} \right)$$

$$0.25 = (10 \text{ kg} - \dot{m}_f)$$

$$\dot{m}_f = 10 - 0.25$$

$$\dot{m}_f = 9.75 \text{ kg} \quad \wedge \quad \dot{m}_p = 0.25 \text{ kg}$$

Reemplazando para concentración al 5.0%

$$\frac{5.0}{100} = \left(\frac{10 \text{ kg} - \dot{m}_f}{10 \text{ kg}} \right)$$

$$0.25 = (10 \text{ kg} - \dot{m}_f)$$

$$\dot{m}_f = 10 \text{ kg} - 0.25$$

$$\dot{m}_f = 9.5 \text{ kg} \quad \wedge \quad \dot{m}_p = 0.5 \text{ kg}$$

- Pesaje de nanopartículas (TiO₂).



Figura 19. Pesaje de TiO₂ (0.25 kg).

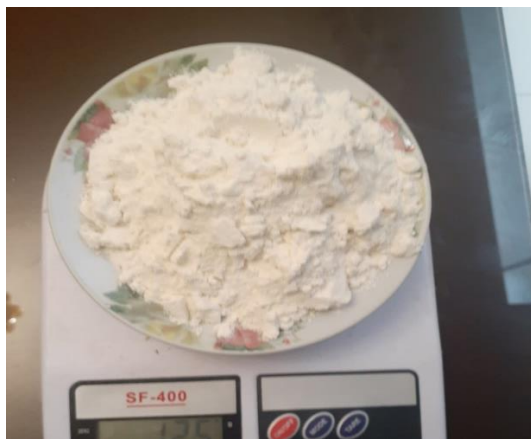


Figura 20. Pesaje de TiO₂ (0.5 kg).

Tabla N° 10: Cálculo de conductividad, densidad y calor específico con concentración de nanofluido al 2.5 y 5 % .

Intercambiador de calor	$k \left(\frac{kW}{k}\right)$ agua	$k \left(\frac{kW}{k}\right)$ 2.5%	$k \left(\frac{kW}{k}\right)$ 5%	$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$ agua	$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$ 2.5%	$\rho \left(\frac{kg}{m^3}\right)$ 5%	$cp \left(\frac{kJ}{kgK}\right)$ agua	$cp \left(\frac{kJ}{kgK}\right)$ 2.5%	$cp \left(\frac{kJ}{kgK}\right)$ 5%
Tubo y coraza Paralelo	0.65932	0.69918	0.74123	980.168	1061.63435	1142.7395	4187.24	3786.86975	3443.65209
	0.65976	0.70002	0.7416	979.849	1061.06602	1142.50808	4187.57	3787.19833	3443.70684
	0.660568	0.70097	0.74255	979.2632	1060.427	1141.91024	4188.176	3787.56743	3443.84791
Tubo y coraza Contracorriente	0.658625	0.69834	0.69859	980.595	1062.04307	1061.92139	4186.85	3786.732	3786.77261
	0.659312	0.69876	0.69938	980.1738	1061.9171	1061.4958	4187.234	3786.70617	3786.94988
	0.65994	0.69973	0.70017	979.7185	1061.26112	1060.96706	4187.705	3787.08557	3787.25552
Tubos concéntricos Paralelo	0.656905	0.6973	0.73861	981.4894	1062.545	1143.96186	4186.162	3786.56434	3443.60779
	0.6573	0.69796	0.73921	981.284	1062.22812	1143.69016	4186.32	3786.67021	3443.61071
	0.659404	0.69963	0.74096	980.1071	1061.32898	1142.90755	4187.303	3787.04634	3443.61228
Tubos concéntricos Contracorriente	0.656355	0.69614	0.69648	981.7754	1063.10523	1062.94046	4185.942	3786.37696	3786.4321
	0.656855	0.69643	0.69705	981.5154	1062.96834	1062.66668	4186.142	3786.42277	3786.52367
	0.65893	0.69888	0.69905	980.4364	1061.78196	1061.71917	4186.972	3786.81913	3786.82068

Fuente: Elaboración propia (2021).

Para el cálculo de la conductividad se utilizó la fórmula (4), para el calor específico la fórmula (3) y para la densidad la fórmula (2). Según la ley de Fourier, la conductividad es proporcional al calor (Q) y el espesor (e) e inversamente proporcional a la diferencia de temperatura entre la entrada y salida (para el nanofluido) y el área; es evidente que a mayor concentración de TiO₂ va corresponder una mayor conductividad del nanofluido debido a la conductividad de la nanopartícula, para el caso de la densidad tiene el mismo principio y como la conductividad aumenta la capacidad calorífica reduce, todo eso si analizamos de manera horizontal de la tabla. Si analizamos la Tabla de manera vertical, un aumento de temperatura va suponer un incremento de conductividad térmica, una reducción de la densidad y también de la capacidad calorífica del nanofluido.

4.2. RESULTADOS DE LOS PARÁMETROS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBO Y CORAZA

4.2.1. Cálculo del calor Q_{prom} (kW) en flujo paralelo:

El cálculo realizado a continuación está representado en la coordenada dada por el $V_1 = 2.25$ l/min y $V_2 = 1.25$ l/min para el nanofluido cuando opera con 2.5% de concentración volumétrica.

Del anexo 9:

Fluido frío		
V_2 (l/min)	Tentrada (°C)	Tsalida (°C)
1.25	24.02	35.87

Del anexo 17, obtenemos el c_p y la ρ a la temperatura promedio entre la entrada y la salida:

$$c_p = 4178.22 \frac{J}{kg \cdot K} \quad \rho = 996.06 \frac{kg}{m^3}$$

Aplicando la fórmula 12:

$$\dot{Q} = \frac{1,25 \cdot 996.06 \cdot 4.17822 \cdot (35.87 - 24.02)}{60000} = 1.02741 \text{ kW}$$

Nanofluido		
V_1 (l/min)	Tentrada (°C)	Tsalida (°C)
2.25	70.12	63.45

$$Q = -1.022 \text{ kW}$$

$$Q_m = \frac{1.02741 + 1.022}{2} = 1.02470 \text{ kW}$$

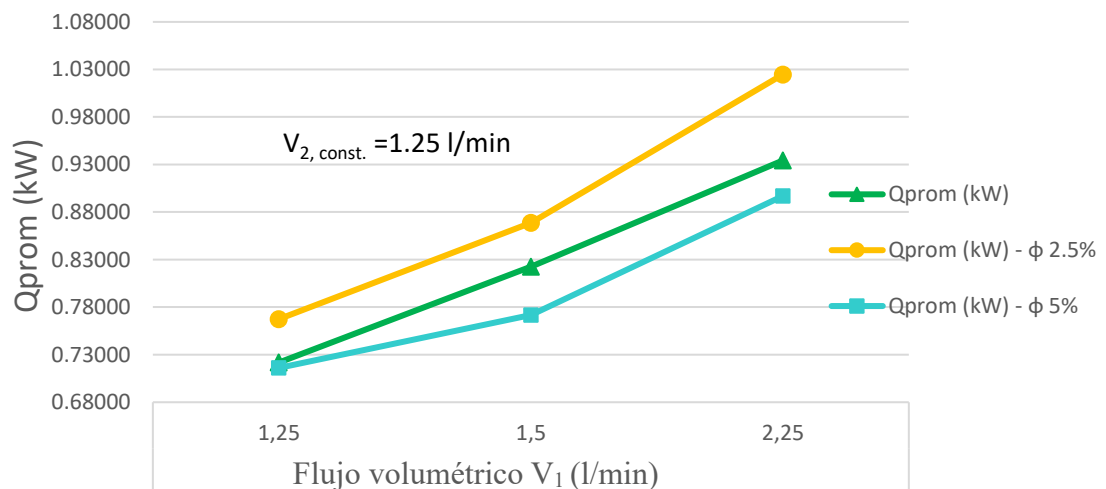


Figura 21. Cálculo del calor Q_{prom} (kW) del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo paralelo.

El aumento de flujo volumétrico del nanofluido garantiza un incremento en el calor promedio del intercambiador de calor, puede verificarse un aumento de 9.68% cuando se hace circular 2.25 l/min de nanofluido con 2.5% de concentración y 1.25 l/min de agua, esto acontece debido al incremento de concentración lo que da lugar al incremento de la transferencia de calor por el aumento de la conductividad térmica; sin embargo, al incrementar la concentración, propiedades como la densidad y la viscosidad toman un lugar predominante en los resultados lo que genera una resistencia mayor al intercambio de calor.

4.2.2. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (kW/(m² K)) en flujo paralelo:

De la tabla 4 y del anexo 9:

Área (m ²)	Fluido frío		Nanofluido	
	Tentrada (°C)	Tsalida (°C)	Tentrada (°C)	Tsalida (°C)
0.02	24.02	35.87	70.12	63.45

De la fórmula 16, 17 y 18:

$$\Delta T_{mld} = \frac{(70.12 - 24.02) * (63.45 - 35.87)}{\ln \frac{(70.12 - 24.02)}{(63.45 - 35.87)}} = 36.05062 \text{ °C}$$

De la fórmula 22 y 23:

$$P = \frac{35.87 - 24.02}{70.12 - 24.02} = 0.25705$$

$$R = \frac{70.12 - 63.45}{35.87 - 24.02} = 0.56287$$

De la figura 11, hallamos el factor de corrección = 0.99

$$\Delta T_{ml} = 0.99 * 36.05062 = 35.69011 \text{ °C}$$

De la fórmula 15:

$$U = \frac{\dot{Q}_m}{\Delta T_{ml} * \text{Área}} = \frac{1.0247}{35.69011 * 0.02} = 1.43556 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}}$$

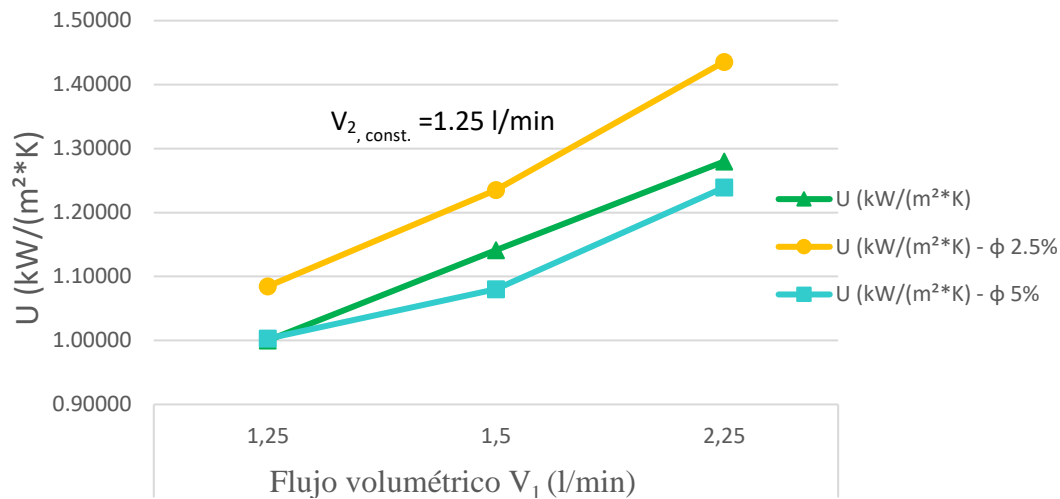


Figura 22. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U ($\frac{kW}{m^2K}$) del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo paralelo.

Según la fórmula 9, el coeficiente global de transferencia de calor es directamente proporcional a la transferencia de calor, por tanto, los resultados que se muestran en la figura 21 van a dar lugar a que el coeficiente global de transferencia de calor tenga también una tendencia creciente, reflejados en la figura 22. Para este caso, el mayor porcentaje de aumento corresponde a 12.17%, para las mismas condiciones de flujo volumétrico al evaluar el coeficiente global de transferencia de calor.

4.2.3. Cálculo de la efectividad ϵ en flujo paralelo:

Para el cálculo de la efectividad necesitamos hallar el valor de NTU y capacidad calorífica y el, definidas en la Tabla 1:

$$NTU = \frac{U \cdot A_s}{c_{min}} \text{ (número de unidades de transferencia de calor)}$$

$$c = \frac{c_{min}}{c_{max}} = \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{min}}{(\dot{m} \cdot c_p)_{max}} \text{ (capacidad calorífica)}$$

$$\dot{m} \cdot c_{p_agua} = \frac{1.25 \cdot 996.06 \cdot 4.17822}{6000} = 0.08669$$

$$\dot{m} \cdot c_{p_nanofluido} = \frac{1.022}{(70.12 - 63.45)} = 0.153223$$

$$c = \frac{0.08671}{0.153223} = 0.5658$$

$$NTU = \frac{1.43556 \cdot 0.02}{0.08669} = 0.33118$$

De la Tabla 1, la efectividad:

$$\epsilon = 2 \left[1 + 0.5658 + \sqrt{1 + 0.5658^2} * \frac{1 + e^{[-0.33118 \cdot \sqrt{1 + 0.5658^2}]} }{1 - e^{[-0.33118 \cdot \sqrt{1 + 0.5658^2}]} } \right] = 0.2605$$

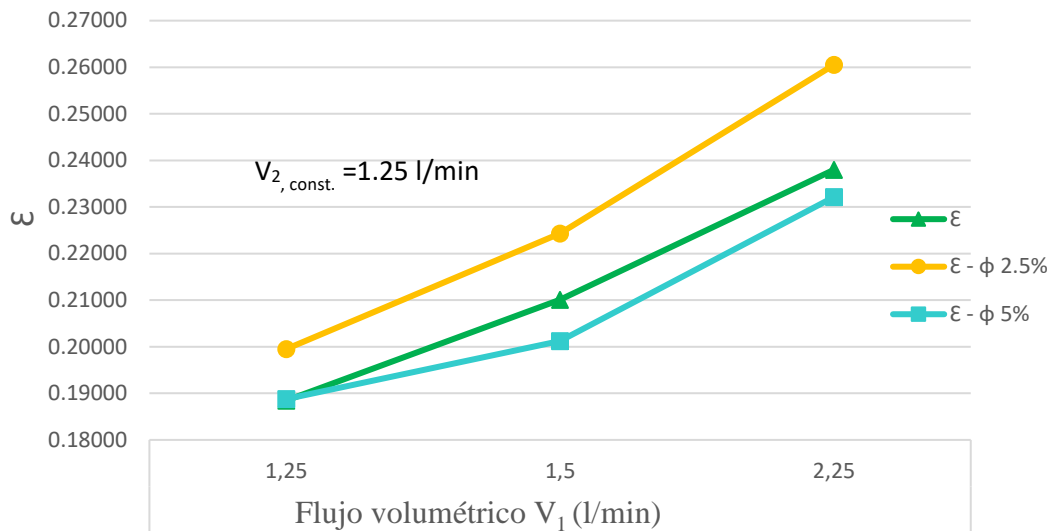


Figura 23. Cálculo de la efectividad ϵ del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo paralelo.

Los resultados de la efectividad guardan consecuencia con aquellos que fueron mostrados en las secciones anteriores. El aumento de la transferencia de calor da lugar a un aumento de 9.46% en la efectividad del intercambiador de calor, a razón del aumento de la transferencia de calor real debido a la utilización de nanofluido, compuesto que tiene mayor conductividad.

Los cálculos presentados anteriormente, se realizará de manera análoga para el flujo a contracorriente.

4.2.4. Cálculo del calor Q_{prom} (kW) en flujo contracorriente:

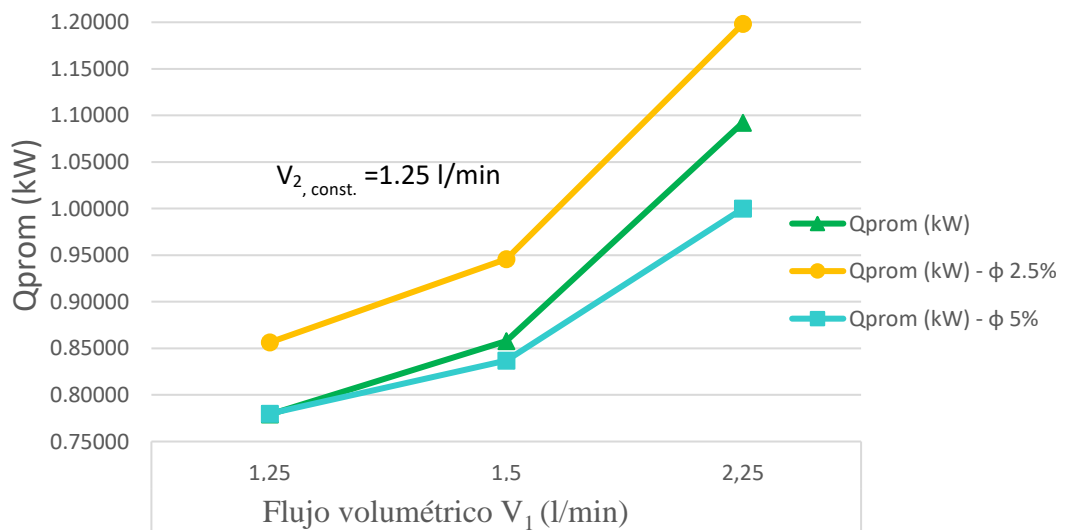


Figura 24. Cálculo de calor Q_{prom} (kW) del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo contracorriente.

La configuración contracorriente presenta mejores resultados que la configuración en paralelo porque el intercambio térmico a la salida del intercambiador de calor

para el flujo de agua fría se realizará con un nanofluido como medio caliente que está ingresando con una elevada temperatura (en promedio 70 °C) y que aún no ha sido refrigerado; por otro lado, el intercambio térmico a la salida para el flujo del nanofluido será con un fluido de agua fría que se encuentra a una menor temperatura (en promedio 24 °C) y que aún no ha sido calentado, viabilizando que la intensidad de transferencia de calor cuantificada por el calor promedio sea mayor. El mayor porcentaje de aumento es de 9.71% para un flujo de 1.25 l/min para el agua y 2.25 l/min de nanofluido para una concentración de 2.5%.

4.2.5. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor ($\frac{kW}{m^2K}$) en flujo

contracorriente:

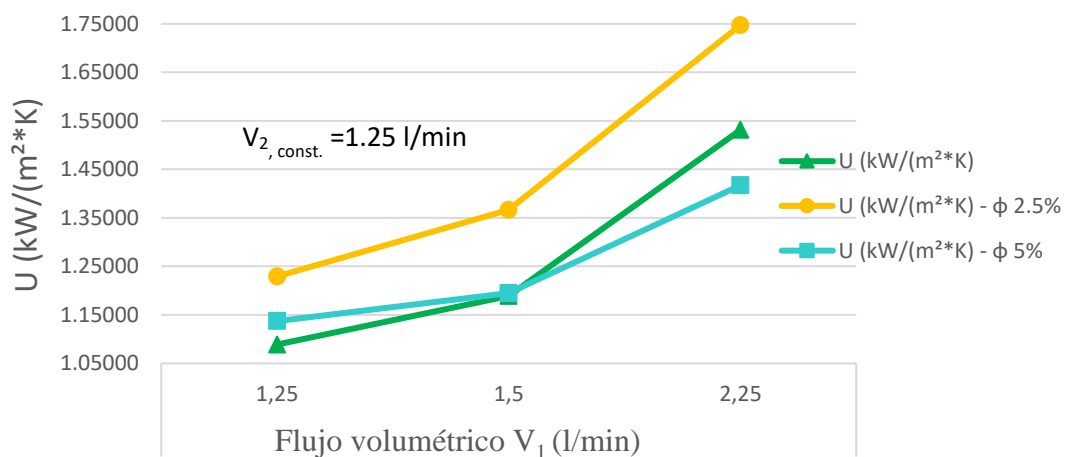


Figura 25. Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor ($\frac{kW}{m^2K}$) del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo contracorriente.

El calentamiento del agua a una temperatura mayor y el enfriamiento del nanofluido a una temperatura menor garantiza que el coeficiente global de transferencia de calor entre ambos fluidos sea mayor, debido a que la temperatura media logarítmica para el calor promedio es menor. Para este caso, cuando el intercambiador de calor opera en una configuración contracorriente viabiliza un aumento de 14.1% en el coeficiente global de transferencia de calor para las mismas condiciones de flujo volumétrico presentadas en la sección 4.2.5.

4.2.6. Cálculo de la efectividad ϵ en flujo contracorriente:

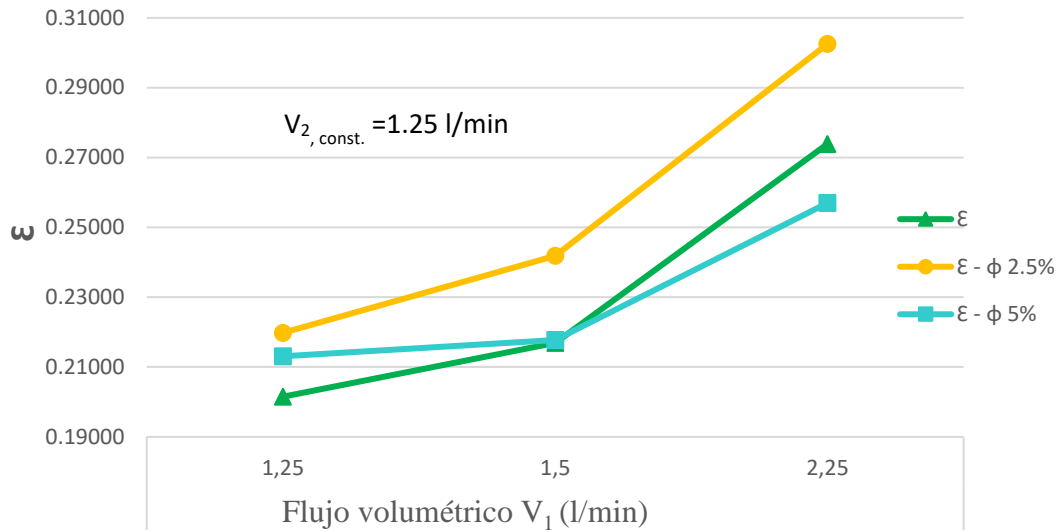


Figura 26. Cálculo de la efectividad ϵ del intercambiador de calor de tubo y coraza en flujo contracorriente.

De los resultados de las secciones 4.2.4 y 4.2.5, la figura 26 muestra el cálculo de la efectividad del intercambio de calor, siendo un valor de 10.46% mayor para un flujo de 1.25 l/min de agua y 2.25 l/min de nanofluido con una concentración de 2.5%.

4.3. RESULTADOS DE LOS PARÁMETROS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS

4.3.1. Cálculo del calor Q_{prom} (kW) en flujo paralelo:

El cálculo realizado a continuación está representado en la coordenada dada por el $V_1 = 2.25$ l/min y $V_2 = 1.25$ l/min para el nanofluido cuando opera con 2.5% de concentración volumétrica.

Del anexo 11:

Fluido frío		
V_2 (l/min)	Tentrada (°C)	Tsalida (°C)
1.25	24.79	38.40

Del anexo 17, obtenemos el c_p y la ρ a la temperatura promedio entre la entrada y la salida:

$$c_p = 4178 \frac{J}{kg \cdot K} \quad \rho = 995.362 \frac{kg}{m^3}$$

Aplicando la fórmula 12:

$$\dot{Q} = \frac{1,25 \cdot 995,362 \cdot 4,178 \cdot (38,4 - 24,79)}{60000} = 1,17914 \text{ kW}$$

Nanofluido		
V ₁ (l/min)	Tentrada (°C)	Tsalida (°C)
2.25	69.30	61.80

$$Q = -1,161 \text{ kW}$$

$$Q_m = \frac{1,17914 + 1,161}{2} = 1,17007 \text{ kW}$$

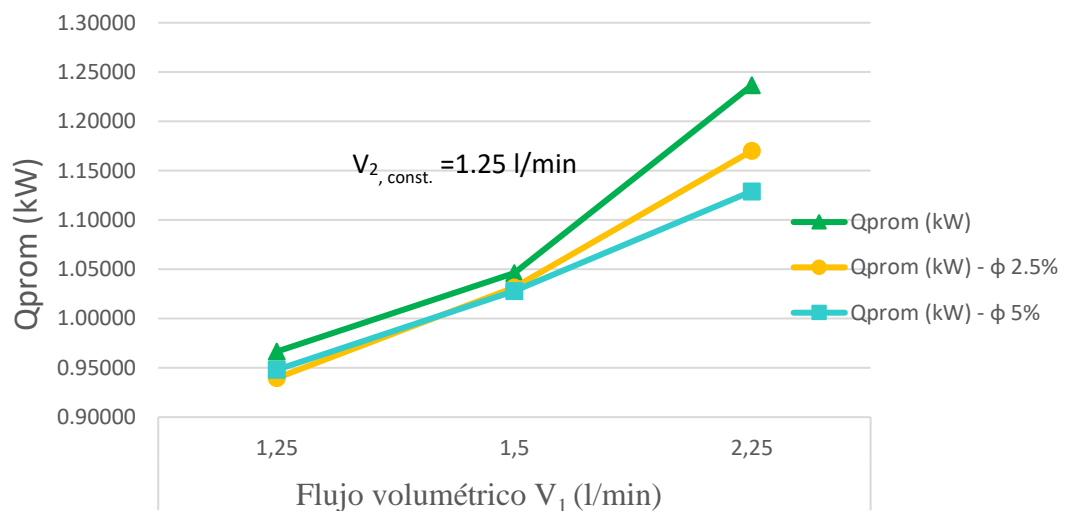


Figura 27. Cálculo de calor Q_{prom} (kW) del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo paralelo.

La figura 27 es una clara representación del análisis y cuidado que se debería tener al utilizar nanofluidos en intercambiadores de calor, evidentemente su uso y aumento de concentración para esta determinada configuración no siempre va a garantizar un aumento de las variables analizadas en este trabajo. Esto se puede deber a que la longitud del intercambiador de calor no es la suficiente para que se pueda ceder el calor del nanofluido al agua fría y esta lo pueda absorber, además que el tiempo de residencia dentro de los tubos es menor.

4.3.2. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor ($\frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}}$) en flujo paralelo:

De la tabla 3 y del anexo 11:

Área (m ²)	Fluido frío		Nanofluido	
	Tentrada(°C)	Tsalida (°C)	Tentrada (°C)	Tsalida (°C)
0.025	24.79	38.40	69.30	61.80

De la fórmula 16:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(69.3 - 24.79) * (61.8 - 38.4)}{\ln \frac{(69.3 - 24.79)}{(61.8 - 38.4)}} = 32.83161 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la fórmula 15:

$$U = \frac{\dot{Q}_m}{\Delta T_{ml} * \text{Área}} = \frac{1.17007}{32.83161 * 0.025} = 1.42554 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}}$$

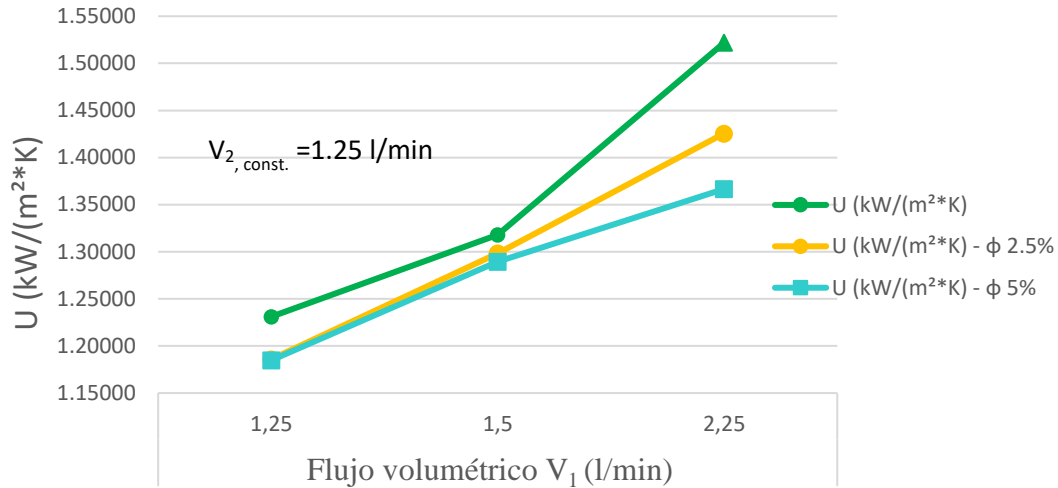


Figura 28. Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor ($\frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}}$) del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo paralelo.

Según la fórmula 15, el calor está directamente relacionado con el coeficiente global de transferencia de calor. Por tanto, se infiere que al reducir el calor transferido en el proceso, el coeficiente global de transferencia de calor tendrá una tendencia decreciente.

4.3.3. Cálculo de la efectividad ϵ en flujo paralelo:

$$NTU = \frac{U * A_s}{c_{min}} \text{ (número de unidades de transferencia de calor)}$$

$$c = \frac{c_{min}}{c_{max}} = \frac{(\dot{m} * c_p)_{min}}{(\dot{m} * c_p)_{max}} \text{ (capacidad calorífica)}$$

$$\dot{m} * c_{p_agua} = \frac{1.25 * 995.362 * 4.178}{6000} = 0.08664$$

$$\dot{m} * c_{p_nanofluido} = \frac{1.17007}{(69.3 - 61.8)} = 0.1548$$

$$c = \frac{0.08664}{0.1548} = 0.55968$$

$$NTU = \frac{1.42554 * 0.025}{0.08664} = 0.41135$$

De la Tabla 1, la efectividad:

$$\epsilon = \frac{1 - e^{[-0.41135(1+0.55968)]}}{1 + 0.55968} = 0.30361$$

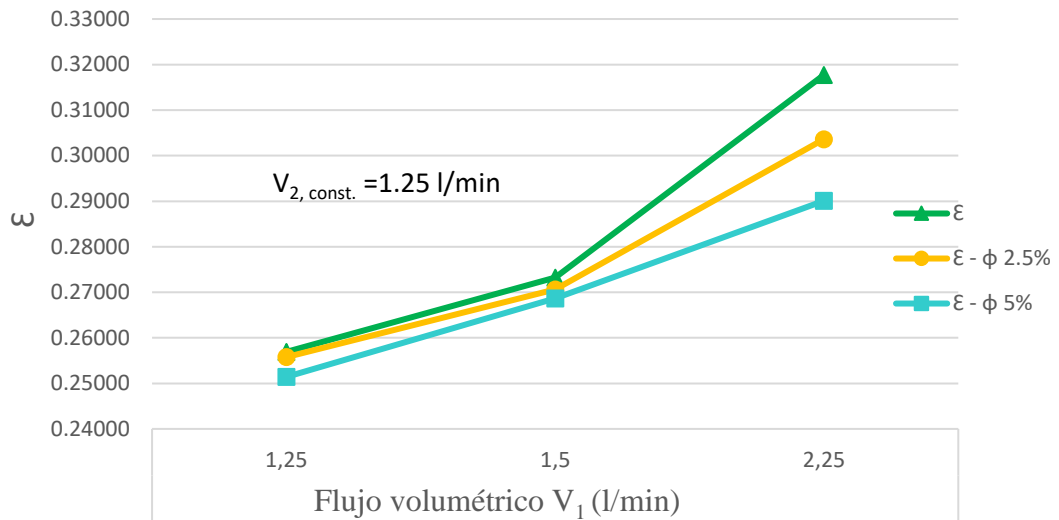


Figura 29. Cálculo de la efectividad ϵ del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo paralelo.

A la reducción del calor promedio le corresponde la reducción de la efectividad. Mismo que para ambas concentraciones de nanofluidos se pueda obtener valores próximos a una operación de agua como fluido de trabajo, desde la perspectiva de este trabajo y para este determinado caso, su utilización no agrega valor.

Los cálculos presentados anteriormente, se realizará de manera análoga para el flujo a contracorriente.

4.3.4. Cálculo del calor Q_{prom} (kW) en flujo contracorriente:

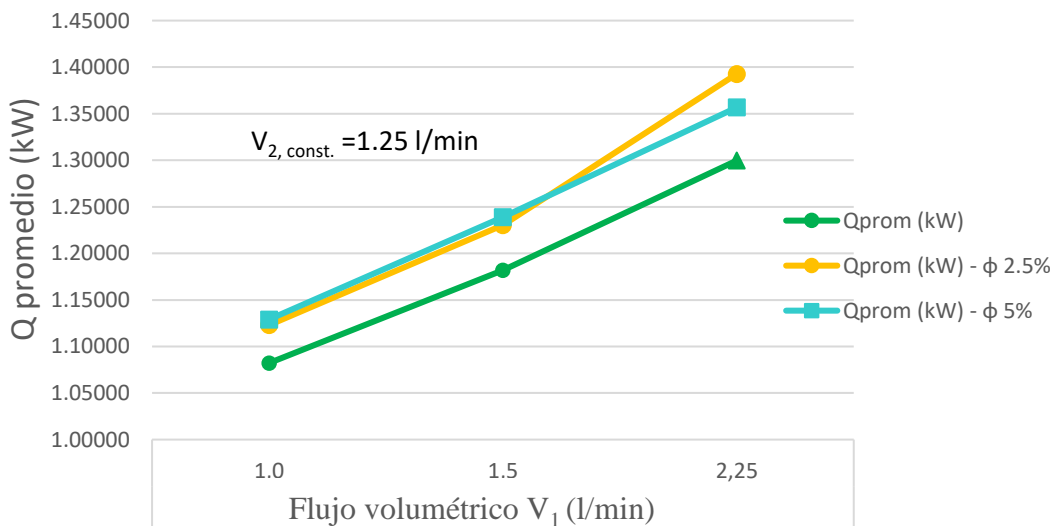


Figura 30. Cálculo de calor Q_{prom} (kW) del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo contracorriente.

Para la configuración en contracorriente, los resultados mostrados en las secciones a continuación, son diferentes que aquellos que fueron mostrados anteriormente. El calor promedio tiene una tendencia positiva, se puede notar que la utilización

de nanofluidos para ambas concentraciones es mayor que cuando el intercambiador de calor opera solo con agua como fluido de trabajo. Para un flujo de operación de 2.25 l/min de nanofluido a 2.5% de concentración y 1.25 l/min de agua se tiene un aumento porcentual de 7.16%. Este aumento no solo se debe a que los nanofluidos tienen una conductividad más alta, sino que como fue comentado en la sección 4.2.4. operar un intercambiador en contracorriente tiene mayor beneficio térmico que cuando opera en paralelo.

4.3.5. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor ($\frac{kW}{m^2K}$) en flujo contracorriente:

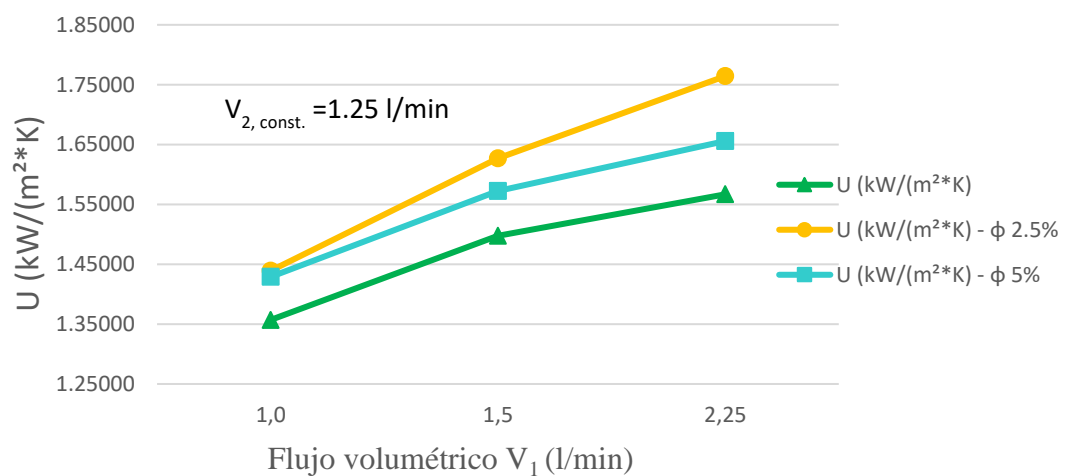


Figura 31. Cálculo de coeficiente global de transferencia de calor ($\frac{kW}{m^2K}$) del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo contracorriente.

A partir de los resultados en la sección 4.3.4, se logró determinar que los valores para el coeficiente global de transferencia de calor siguen la misma tendencia. El mayor incremento es de 12.6% cuando el flujo de agua frío es de 1.25 l/min y el flujo de nanofluido es de 2.25 l/min.

4.3.6. Cálculo de la efectividad ϵ en flujo contracorriente:

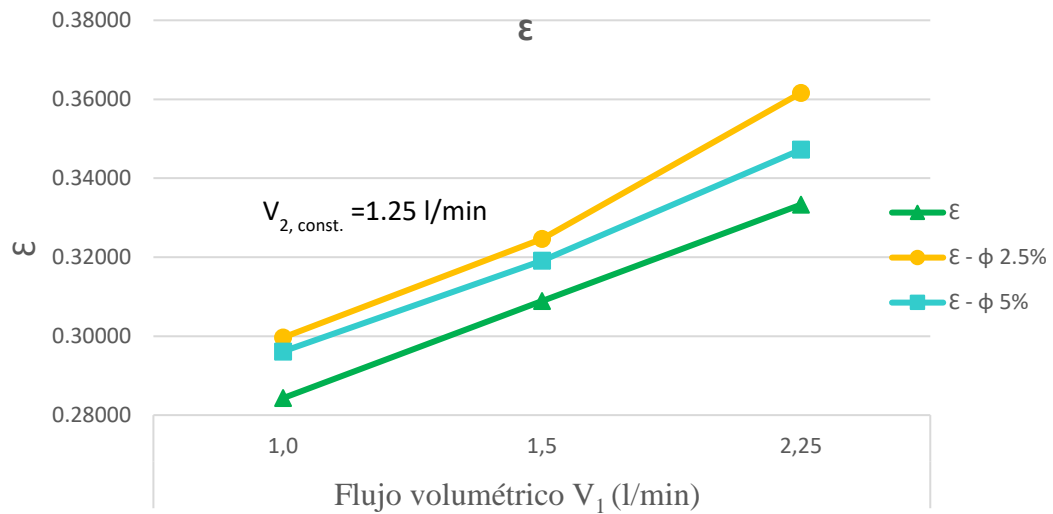


Figura 32. Cálculo de la efectividad ϵ del intercambiador de calor de tubos concéntricos en flujo contracorriente.

Los resultados de las secciones 4.3.4 y 4.3.5 van a garantizar que la efectividad del intercambiador de calor sea mayor. Como era de esperarse, la aplicación de nanofluidos muestra mejores características que las ofrecida cuando el flujo de operación es agua. Así, se logró obtener un aumento de 8.48 % cuando el flujo de agua frío es de 1.25 l/min y el flujo de nanofluido es de 2.25 l/min.

4.4. DISCUSIONES

El aumento de la transferencia de calor se debe principalmente al aumento de la concentración de nanopartículas, al cual permite números de clústeres (unión de nanopartículas y moléculas de agua) aumenten, lo que se puede traducir en una mayor conductividad térmica del fluido de trabajo. Además de la aplicación de nanopartículas, es importante también tomar en cuenta el flujo de operación de los fluidos, ya que esto afecta de manera directa todos los procedimientos de transferencia de calor, guardando estrecha relación con el movimiento browniano que se produce entre las partículas del compuesto y las del agua, dando lugar a un mayor movimiento aleatorio, debido a la mayor incidencia de colisión entre las moléculas de fluido y los átomos de la superficie que es uno de los parámetros que dan lugar a un aumento de la transferencia de calor.

Sin embargo, se requiere una concentración óptima si se sobrepasa este nivel, efectos como la sedimentación, aumento de densidad y viscosidad empiezan a ser

predominantes y por lo tanto aumenta la resistencia de flujo, lo que genera una reducción a la transferencia de calor; además que las fracciones de volumen más altas disminuir la estabilidad de los nanofluidos y aumentar la potencia de bombeo y la caída de presión del intercambiador de calor.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y

RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

- Se determinó que la concentración en masa del nanofluido TiO_2 puede garantizar un aumento en los parámetros de funcionamiento en un intercambiador de calor de tubos concéntricos cuando opera exclusivamente en contracorriente haciendo circular el nanofluido a 2.5% y 5% de concentración, cuando este opera en contracorriente y cuando opera en paralelo, para las 2 condiciones no se obtuvo resultados positivos. Asimismo, se determinó para el intercambiador de tubo y coraza el flujo de nanofluido a 2.5% de concentración mejora las propiedades para ambas condiciones de trabajo, ya sea en paralelo o contracorriente, mientras que una concentración de 5% no garantizó las mejoras deseadas.
- Se determinó que al aumento del flujo volumétrico del fluido caliente (que después fue reemplazado por el nanofluido) garantizó un aumento de los parámetros de funcionamiento de los intercambiadores de calor, tales como: transferencia de calor Q (kW), coeficiente global de transferencia U ($\frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{°K}}$) y efectividad (ϵ), para una configuración de flujo paralelo y contracorriente, manteniendo el flujo volumétrico de agua fría constante.
- Según la Tabla N° 10, se determinó que las propiedades tales como la conductividad y la densidad aumentan con aumento de concentración de las nanopartículas a diferencia de la capacidad calorífica del nanofluido. También, se identificó que al aumentar el flujo volumétrico del nanofluido, la densidad se reduce, validando así los fenómenos físicos ya conocidos en el área de la ingeniería.
- Para el intercambiador de tubos concéntricos cuando opera en sentido paralelo, la aplicación de nanofluidos no mejoró las propiedades termofísicas; sin embargo, cuando opera en sentido contracorriente se logró determinar un aumento de 7.16% en la transferencia de calor, un aumento de 12.6% en el coeficiente global de transferencia de calor y un aumento de 8.48% de la efectividad cuando el flujo volumétrico de fluido frío es 1.25 l/min y 2.25 l/min de nanofluido.

Para el intercambiador de tubo y coraza, se logró determinar que existe un aumento 9.68% en la transferencia de calor, un aumento de 12.17% en el coeficiente global de transferencia de calor y un aumento de 9.46% de la efectividad para una configuración paralela y 9.71% en la transferencia de calor, un aumento de 14.1% en el coeficiente global de transferencia de calor y un aumento de 10.46% de la efectividad para una configuración contracorriente de un intercambiador de calor de tubo y coraza cuando el flujo volumétrico de fluido frío es 1.25 l/min y 2.25 l/min de nanofluido.

5.2. RECOMENDACIONES

- Realizar un análisis técnico económico de la utilización de nanofluidos en intercambiadores de calor, para determinadas condiciones y configuraciones puede viabilizar una mejoría en sus propiedades; sin embargo, su aplicación necesita un análisis minucioso.
- Investigar los efectos medioambientales al momento de hacer la deposición final del nanofluido.
- Se sugiere realizar investigaciones más exhaustivas para poder determinar cuál es el máximo y mínimo volumen de nanopartículas que es posible inyectar al fluido de trabajo y evaluar qué es lo más recomendable.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALFA L. (2019). *Intercambiador de calor de bastidor y placas* (archivo PDF). http://cupersa.com/sites/default/files/intercambiadores%20de%20calor%20de%20placas%20y%20juntas%20_MLine.pdf
- ANDREIA, M. (2016). *Nanofluidos para aplicações energéticas* (Tese de mestrado). Instituto Superior de Engenharia de Lisboa área Departamental de Engenharia Química.
- ÇENGEL, Y. A., & GHAJAR, A. J. (2011). *Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones* (4ª ed.). McGraw Hill.
- CHE, N., MOHAMMED, H., ALAWI, O. AND SAMION, A. (2014). A review on preparation methods and challenges of nanofluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 54 (1), 115-125. doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.03.002.
- CHOI, S. (2009). Nanofluids: from vision to reality through research. *Journal of Heat Transfer*, 131 (3), 1-9. doi.org/10.1115/1.3056479.
- DAS, S., PUTRA, N., THIESEN, P. AND ROETZEL, W. (2003). Temperature dependence of thermal conductivity enhancement for nanofluids. *Journal of Heat Transfer*, 125 (4), 567-574. doi.org/10.1115/1.1571080.
- FEDELE, I., COLLA, L. AND BOBBO, S. (2012). Viscosity and thermal conductivity measurements of water-based nanofluids containing titanium oxide nanoparticles. *International Journal of Refrigeration*, 35 (5), 1359-1366, doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.03.012.
- GUERRA, D. (2012). *Evaluación del desempeño de un Nanofluido en el desempeño térmico de un colector solar y un intercambiador de calor* (Tesis de maestría). Instituto Tecnológico y de estudios superiores de Monterrey.
- GUPTA, H., AGRAWAL, G., AND MATHUR, J. (2012). An overview of Nanofluids: A new media towards green environment. *International Journal of environmental sciences*. 3(1), 1-8. doi:10.6088/ijes.2012030131042.
- HERIS, S. (2009). Convective heat transfers of a Cu/water nanofluid flowing through a circular tube. *Experimental Heat Transfer*, 22:4, 217-227, doi.org/10.1080/08916150902950145.
- HOLMAN, J. P. (1999). *Transferencia de Calor* (3ª ed.). McGraw Hill.

- HAJATZEDEH, A., AGHAKHANI, S., AFRAND, M., MOHMOUDI, B., MAHIAN, O. AND WONGWISES, S. (2019). An updated review on application of nanofluids in heat exchangers for saving energy. *Energy Conversion and Management*, 198 (3), 42-80. doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111886.
- HERNÁNDEZ, D., NIETO, C. AND ZAPATA Z. (2015). Analysis of working nanofluids for a refrigeration system. *DYNA*. 83(196). 176-183. doi.org/10.15446/dyna.v83n196.50897.
- HUSSEIN, A., SHARMA, K., BAKAR, R. AND KADIRGAMA, K. (2013). The Effect of Nanofluid Volume Concentration on Heat Transfer and Friction Factor inside a Horizontal Tube. *Journal of Nanomaterials*, 2013 (1), 1-12. doi.org/10.1155/2013/859563.
- JARAMILLO, A. (2007). *Intercambiadores de Calor*. <https://www.ier.unam.mx/~ojs/pub/HeatExchanger/Intercambiadores.pdf>
- JAVADI, F., SAIDUR, R. AND KAMALISARVESTANI, M. (2013). Investigating performance improvement of solar collectors by using nanofluids. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 28 (3), 232–245. doi.org/10.1016/j.rser.2013.06.053.
- KARLEKAR, A. (1997). *Transferencia de calor* (2^a ed.). McGraw Hill.
- KAYS, W. AND LONDON A. (1995). *Compact Heat Exchangers* (3^a ed.). McGraw Hill.
- KREITH, F., MANGLIK, R. AND BOHN, M. (2012). *Principios de la Transferencia de Calor* (7^a ed.). Cengage Learning.
- KUMAR, N. E SONAWANE, S. (2016). Experimental study of thermal conductivity and convective heat transfer enhancement using CuO and TiO₂ nanoparticles. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 76 (1), 98-107. doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2016.04.028.
- KUMAR, R., SYAM, L. E BHRAMARA, P. (2016). Effectiveness and Overall Heat Transfer Coefficient of Fe₃O₄/Water Nanofluid Flow in a Double Pipe Heat Exchanger with Return Bend. *International Journal of Dynamics of Fluids*, 12 (1), 19-36, ISSN 0973-1784.
- KUMAR, A., GUPTA, B., BHALAVI, J., BAREDAR, P., PARMAR, H. AND SENTHIL, R. (2021). CFD study on heat transfer and pressure drop of nanofluids (SiO₂/H₂O, Al₂O₃/H₂O, CNTs/H₂O) in a concentric tube heat exchanger.

- MADDAAH, H., AGHAYARI, R., MIRZAEI, M., HOSSEIN, M., SADEGHZADEH, M. E CHAMKHA, A. (2018). Factorial experimental design for the thermal performance of a double pipe heat exchanger using Al₂O₃-TiO₂ hybrid nanofluid. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 97 (1), 92-102. doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2018.07.002.
- MAXWELL, J. (1873). *A treatise on electricity and magnetism* (third edition). University of Oxford.
- ÖZERİNÇ, S., KAKAÇ, S. E YAZICIOĞLU, A. (2010). Enhanced thermal conductivity of nanofluids: a state-of-the-art review. *Microfluid Nanofluid*, 8 (4), 145-170. doi.org/10.1007/s10404-009-0524-4.
- PASTORIZA, M., LUGO, I., LEGIDO, I. AND PIÑEIRO, M. (2011). Thermal conductivity and viscosity measurements of ethylene glycol-based AL₂O₃ nanofluids. *Nanoscale Research Letters*, 6 (1), 221-231. doi.org/10.1186/1556-276X-6-221.
- PEDRAZA, P. (2016). *Análisis de los Nanofluidos y su aplicación como fluido HTF* (Tesis de grado). Escuela técnica superior de ingeniería, Universidad de Sevilla.
- QI, C., LUO, T., LIU, M., FAN, F. E YAN, Y. (2019). Experimental study on the flow and heat transfer characteristics of nanofluids in double-tube heat exchangers based on thermal efficiency assessment. *Energy Conversion and Management*, 197 (1), 1-27. doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111877.
- RAM, R., JAYA, S., SAKTHIVEL, C., VIJAYAN V. AND YOKESHWARAN R. (2019). Performance analysis of solar water heater by using TiO₂ nanofluid. *Materialtoday: Proceedings*, 21 (1), 817-819, doi.org/10.1016/j.matpr.2019.07.251.
- RAMÍREZ, J. (2013). *Análisis Térmico e Hidrodinámico del Flujo de Nanofluidos con Propiedades Termofísicas Modificadas Fluyendo a través de una Tubería Recta y su Efecto sobre la Transferencia de Calor* (Tesis de grado). Universidad Nacional de Ingeniería.
- SAIDUR, R., LEONG, K AND MOHAMMED H. (2011). A review on applications and challenges of Nanofluids. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15 (3), 1646-1668. doi.org/10.1016/j.rser.2010.11.035.

- TUBULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION (2007). Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. http://www1.frm.utn.edu.ar/electromecanica/materias%20pagina%20nuevas/INSTALACIONES%20TERMICAS%20MECANICAS%20Y%20FRIGORIFICAS/material/apuntes/TEMA_9TH_EDITION_2007.pdf.
- UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE CATALUÑA. (05 de febrero del 2021). *Tipos de intercambiadores de calor*. EPSEM. <http://epsem.upc.edu/~intercanviadorsdecalor/castella/plaques.html>.
- VASCO, D., CHEN, D. Y ACEVEDO J. (2016). Simulación computacional de convección de calor laminar de nanofluidos en tubo circular y ducto cuadrado. *DYNA*, 83(196), 113-118, doi.org/10.15446/dyna.v83n196.49897.
- WEN, D., LIN, G., VAFAEI, S. AND ZHANG. K. (2009). Review of nanofluids for heat transfer applications. *Particuology*, 7 (2), 141-150. doi.org/10.1016/j.partic.2009.01.007.

ANEXOS

ANEXO N° 1

Presupuesto

Para la investigación y la obtención de los resultados, se realizó un presupuesto de acuerdo al clasificador de gastos, establecido por el Ministerio de Economía y Finanzas.

Tabla N° 11: Bienes de consumo.

CÓDIGO DE CLASIFICADOR DE GASTOS	DESCRIPCIÓN	CANT.	COSTO UNIT. (S/.)	TOTAL (S/.)
2.3.1.5.1.2	Papelería general, útiles y materiales de oficina			
	Lapicero	2 unidades	2.00	4.00
	Cuaderno	1 unidad	6.00	6.00
	Hojas A4	1 millar	27.00	27.00
	Corrector	1 unidad	2.00	2.00
	Folder manila	2 unidad	0.50	1.00
	Perforador	1 unidad	6.00	6.00
	Grapas	1 caja	3.00	3.00
	Faster	2 unidades	0.50	1.00
Subtotal				S/. 50.00

Fuente: Librería Multicopias – Nuevo Chimbote (2021).

Tabla N°12: Bienes de servicios

CÓDIGO DE CLASIFICADOR DE GASTOS	DESCRIPCIÓN	CANT.	COSTO UNIT. (S/.)	TOTAL
	Gastos en pasajes	Varios	70.00	70.00
2.3.2.2.2.3	Servicio de internet			
	Consumo del servicio de internet	9 meses	25.00	225.00
	Servicio de suministro de energía eléctrica			
	Consumo de energía eléctrica	9 meses	19.00	171.00
2.3.2.2.4.4	Servicio de impresiones, encuadernado y empastado			
	Fotocopia	Varios	60.00	60.00
	Anillado	3 unidades	4.00	12.00
	Empastado	3 unidades	15.00	45.00
	Impresiones	Varios	15.00	15.00
2.3.2.7.1.5	Estudios e investigaciones			
	Realización de investigaciones	1	1,000.00	2,000.00
2.3.2.7.3	Servicio de Capacitación y perfeccionamiento			
	Servicio de Capacitación	1	1,000.00	1,000.00
Subtotal				S/. 3,598.00

Fuente: Elaboración Propia (2021).

Tabla N° 13: Bienes de inversión

CÓDIGO DE CLASIFICADOR DE GASTOS	DESCRIPCIÓN	CANT.	COSTO UNIT. (S/.)	TOTAL (S/.)
	Equipos computacionales y periféricos			
2.6.3.2.3.1	USB	01 unidad	25.00	25.00
	Laptop Toshiba	01 unidad	1,500.00	1,500.00
	PC	01 unidad	2,500.00	2,500.00
2.6.6.1.3.2	Software WinQSB	01 unidad	89.00	89.00
Subtotal				S/4,114.00

Fuente: Coolbox Chimbote (2021).

ANEXO N° 2

Ficha técnica de la Unidad de alimentación WL 110.



WL 110

Unidad de alimentación para cambiadores de calor



Descripción

- **unidad de alimentación para diversos cambiadores de calor (WL 110.01 a WL 110.04)**
- **los cambiadores de calor pueden funcionar en flujos paralelos y a contracorriente**

En los cambiadores de calor se transmite energía térmica de un flujo de materia a otro. Los dos flujos de materia no entran en contacto directo entre sí. Una transmisión de calor eficiente es la condición imprescindible para lograr procesos rentables. Por esta razón, en la práctica se usan diversos tipos de cambiadores de calor, dependiendo de los requisitos exigidos.

Con este equipo de ensayo se estudian y comparan diferentes modelos de cambiadores de calor. El montaje experimental completo consta de dos elementos principales: WL 110 como unidad de alimentación y mando y un cambiador de calor opcional: cambiador de calor de tubos concéntricos (WL 110.01), cambiador de calor de placas (WL 110.02), cambiador de calor de carcasa y tubos (WL 110.03) así como depósito de agitación con doble camisa y serpentín (WL 110.04). Como fluido se emplea agua.

El cambiador de calor a investigar se conecta a la unidad de alimentación. El agua caliente circula por el cambiador de calor y transfiere una parte de su energía térmica al agua fría. Intercambiando los empalmes

del agua cambia la dirección de flujo y con esto se puede trabajar en paralelo o en contracorriente.

La función principal del WL 110 es poner a disposición los circuitos de agua fría y caliente necesarios. Para esto, la unidad de alimentación está equipada con un depósito con calefacción y una bomba para el circuito de agua caliente, tomas para el circuito de agua fría y un armario de distribución con elementos de indicación y mando. Un regulador de temperatura regula la temperatura del agua caliente. El caudal de los circuitos de agua caliente y fría se ajusta con válvulas. El circuito del agua fría se puede alimentar por medio de la red del laboratorio o del WL 110.20. Los valores medidos se pueden leer en displays. Los sensores registran las temperaturas y los caudales.

El software GUNT consta de software para la adquisición de datos y de software de aprendizaje. El software de aprendizaje contribuye en alto grado a la comprensión de los fundamentos teóricos por medio de ilustraciones y textos explicativos. Con ayuda de un sistema de creación, el profesor puede diseñar ejercicios adicionales.

Los valores se pueden almacenar y procesar con ayuda del software para la adquisición de datos. La transferencia al PC se realiza a través de una interfaz USB.

Contenido didáctico/ensayos

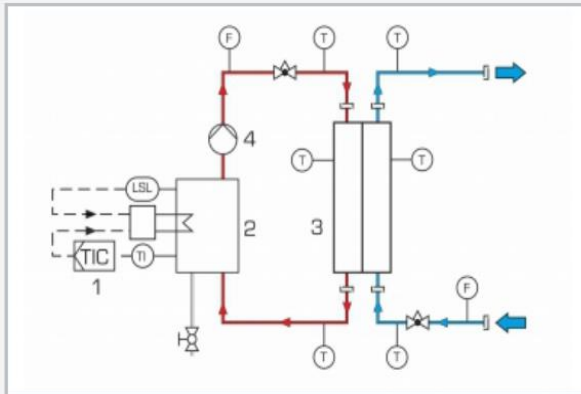
- **junto con un cambiador de calor (WL 110.01 a WL 110.04)**
 - ▶ registrar curvas de temperatura
 - ▶ determinar coeficientes de transferencia de calor
 - ▶ comparar diversos tipos de cambiadores de calor

WL 110

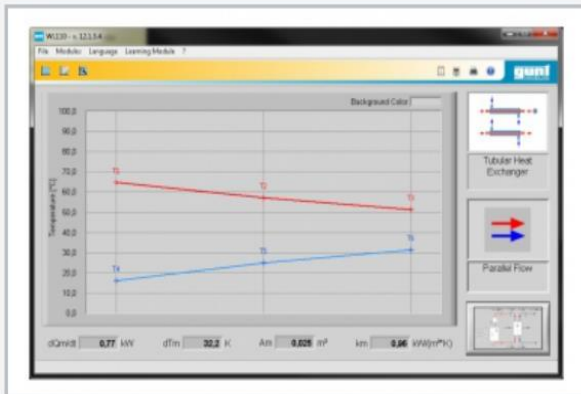
Unidad de alimentación para cambiadores de calor



1 regulador de temperatura, 2 indicadores de temperatura, 3 indicadores de caudal, 4 depósito de agitación con doble camisa y serpentín WL 110.04, 5 tomas del circuito de agua fría, 6 esquema de proceso, 7 depósito para agua caliente



1 regulador de temperatura, 2 depósito con calefacción, 3 cambiador de calor [accesorio WL 110.01 a WL 110.04], 4 bomba; rojo: circuito de agua caliente, azul: circuito de agua fría; F caudal, T temperatura



Captura de pantalla del software: curva de temperatura de WL 110.01 en flujo paralelo

Especificación

- [1] unidad de alimentación para cambiadores de calor
- [2] circuito de agua caliente con depósito, calefacción, regulador de temperatura, bomba y protección contra falta de agua
- [3] circuito de agua fría procedente de la red del laboratorio o del generador de agua fría WL 110.20
- [4] el controlador de temperatura controla la temperatura de agua caliente
- [5] caudales ajustables mediante válvulas
- [6] indicadores digitales para 6 sensores de temperatura y 2 de caudal
- [7] tomas de agua con acoplamientos rápidos
- [8] conexión de mecanismo de agitación con ajuste del número de revoluciones [WL 110.04]
- [9] funciones del software GUNT: software de aprendizaje y adquisición de datos
- [10] software GUNT para la adquisición de datos a través de USB en Windows 7, 8.1, 10

Datos técnicos

Bomba

- consumo de potencia: 120W
- caudal máx.: 600L/h
- altura de elevación máx.: 30m

Calefacción

- potencia: 3kW
- termostato: 0...70°C

Depósito para agua caliente: aprox. 10L

Rangos de medición

- temperatura: 6x 0...100°C
- caudal: 2x 20...250L/h

230V, 50Hz, 1 fase

230V, 60Hz, 1 fase; 230V, 60Hz, 3 fases

UL/CSA opcional

LxAnxAI: 1000x670x550mm

Peso: aprox. 60kg

Necesario para el funcionamiento

WL 110.20 o agua de refrigeración, desagüe
PC con Windows recomendado

Volumen de suministro

- 1 equipo de ensayo
- 1 CD con sistema de creación para el software GUNT de aprendizaje
- 1 CD con software GUNT + cable USB
- 1 material didáctico

WL 110

Unidad de alimentación para cambiadores de calor

Accesorios necesarios

060.11001 o	WL 110.01	Cambiador de calor de tubos concéntricos
060.11002 o	WL 110.02	Cambiador de calor de placas
060.11003 o	WL 110.03	Cambiador de calor de carcasa y tubos
060.11004	WL 110.04	Depósito de agitación con doble camisa y serpentín

Accesorios opcionales

060.11020	WL 110.20	Generador de agua fría
020.30009	WP 300.09	Carro de laboratorio

ANEXO N° 3

Ficha técnica del intercambiador de calor de tubos concéntricos WL 110.01

gunt
HAMBURG

WL 110.01

Cambiador de calor de tubos concéntricos



Descripción

- **cambiador de calor de tubos concéntricos para conexión a la unidad de alimentación WL 110**
- **zona de flujo visible por ser transparente el tubo exterior**

Los cambiadores de calor de tubos concéntricos son el tipo de cambiador más sencillo y se utilizan preferentemente cuando se debe transmitir calor con grandes diferencias de presión o entre fluidos altamente viscosos (p.ej lodos de depuradora). Una ventaja es el flujo uniforme a través del espacio del tubo. En este espacio no hay zonas de flujo muertas.

WL 110.01 pertenece a una serie de equipos que hace posibles ensayos con diversos tipos de cambiadores de calor. El equipo de ensayo es idóneo para investigar el funcionamiento y el comportamiento de un cambiador de calor de tubos concéntricos.

WL 110.01 se conecta a la unidad de alimentación WL 110 por medio de acoplamientos rápidos. El agua caliente fluye en el tubo interior y fluye agua fría en el tubo exterior. El agua caliente transfiere así una parte de su energía térmica al agua fría. El caudal de agua caliente y el de agua fría se ajustan por medio de válvulas existentes en la unidad de

alimentación. La manguera de alimentación se puede cambiar de empalme con ayuda de acoplamientos rápidos, cambiando así la dirección del flujo. De este modo se puede trabajar en paralelo o en contracorriente. En los empalmes de alimentación de la unidad WL 110 hay sensores térmicos para medir la temperatura en la entrada y en la salida. En el cambiador de calor de tubos concéntricos se encuentran dos sensores de temperatura adicionales para medir la temperatura después de la mitad de la sección de transferencia.

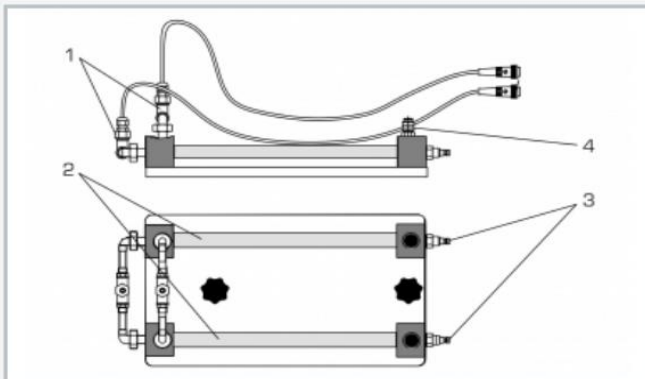
En los ensayos se capta la evolución de la temperatura y se representagráficamente en forma de curvas. Los valores medidos se pueden captar y procesar con ayuda de una software de adquisición de datos. A continuación se determina el coeficiente global de transferencia de calor medio como variable característica.

Contenido didáctico/ensayos

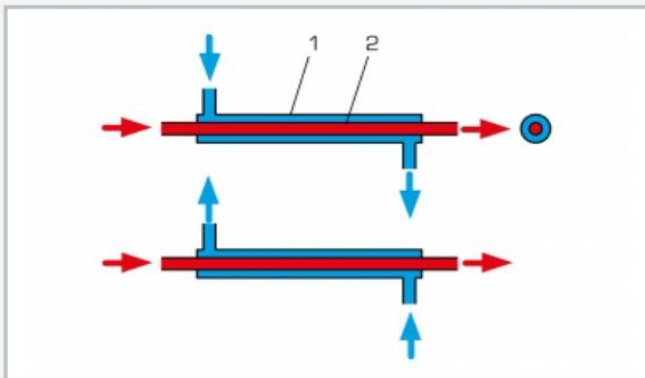
- junto con la unidad de alimentación WL 110
 - ▶ funcionamiento y comportamiento de un cambiador de calor de tubos concéntricos
 - ▶ registro de curvas de temperatura: en flujo paralelo en flujo a contracorriente
 - ▶ determinación de coeficientes globales de transferencia de calor medios
 - ▶ comparación con otros tipos de cambiadores de calor

WL 110.01

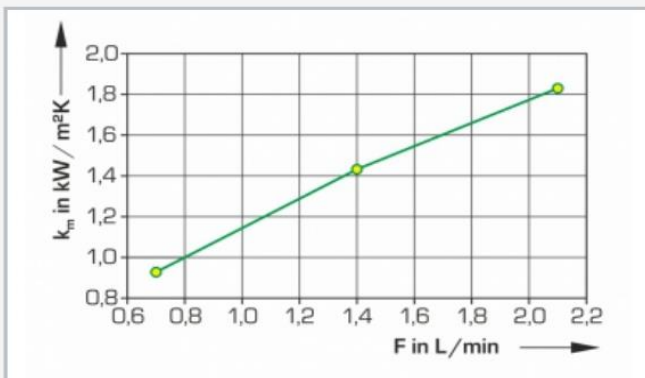
Cambiador de calor de tubos concéntricos



1 sensor de temperatura, 2 tubos concéntricos, 3 empalmes para agua caliente, 4 empalmes para agua fría



Principio de funcionamiento de un cambiador de calor de tubos concéntricos
1 tubo exterior con agua fría, 2 tubo interior con agua caliente; rojo: agua caliente, azul: agua fría



Coefficiente global de transferencia de calor medio k_m como función de caudales de agua fría y agua caliente

Especificación

- [1] cambiador de calor de tubos concéntricos para conexión a WL 110
- [2] alimentación de agua caliente y fría a través de WL 110
- [3] funcionamiento posible en flujo paralelo y a contracorriente
- [4] adquisición de la temperatura a través de WL 110 y 2 sensores de temperatura adicionales para captar la temperatura media

Datos técnicos

Superficies de transmisión de calor
 ■ superficie de transferencia media: 250cm²

Tubo interior, acero inoxidable
 ■ diámetro exterior: 12mm
 ■ grosor de pared: 1mm

Tubo exterior, transparente (PMMA)
 ■ diámetro exterior: 20mm
 ■ grosor de pared: 2mm

Rangos de medición
 ■ temperatura: 2x 0...100°C

LxAnxAI: 480x230x150mm
 Peso: aprox. 4kg

Volumen de suministro

- 1 cambiador de calor de tubos concéntricos

ANEXO N° 4

Intercambiador de calor de tubo y coraza WL 110.

gunt
HAMBURG

WL 110.03

Cambiador de calor de carcasa y tubos



Descripción

- cambiador de calor de carcasa y tubos para conexión a la unidad de alimentación WL 110
- los fluidos circulan en flujo cruzado

Los cambiadores de calor de carcasa y tubos son un modelo muy difundido. Las ventajas de este modelo son la gran superficie de transmisión de calor y su fabricación sencilla. Los cambiadores de calor de carcasa y tubos se utilizan en la industria química y farmacéutica, en refinerías y en plantas de procesos.

WL 110.03 pertenece a una serie de equipos que hace posibles ensayos con diversos tipos de cambiadores de calor. El equipo de ensayo es idóneo para investigar el funcionamiento y el comportamiento de un cambiador de calor de carcasa y tubos.

WL 110.03 se conecta a unidad de alimentación WL 110 por medio de acoplamientos rápidos. El cambiador de calor de carcasa y tubos consta de siete tubos rodeados por un tubo envolvente transparente. El agua caliente fluye por el espacio del tubo y el agua fría por el espacio envolvente. El agua caliente transfiere así una parte de su energía térmica al agua fría. Con ayuda de deflectores se desvía la corriente en el

espacio envolvente de manera que se origine una fuerte turbulencia y, con ello, una transferencia intensiva de calor. Los fluidos circulan en flujo cruzado. El caudal de agua caliente y el de agua fría se ajustan por medio de válvulas. La manguera de alimentación se puede cambiar de empalme con ayuda de acoplamientos rápidos, cambiando así la dirección del flujo. De este modo se puede trabajar en paralelo cruzado o en contracorriente cruzado. Sensores de temperatura para medición de la temperatura de entrada y salida se encuentran en las conexiones de de alimentación de WL 110.

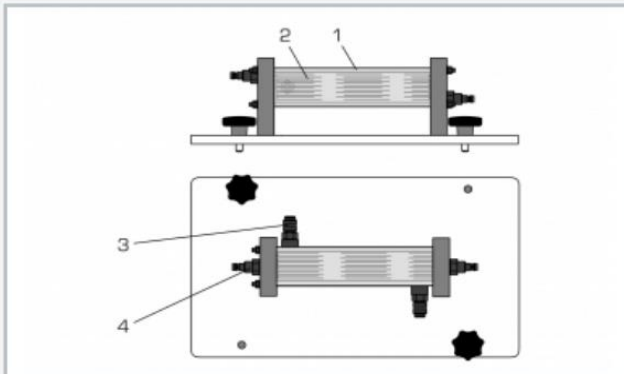
En los ensayos se capta la evolución de la temperatura y se representa gráficamente en forma de curvas. Los valores medidos se pueden captar y procesar con ayuda de una software de adquisición de datos. A continuación se determina el coeficiente de transferencia de calor medio como variable característica.

Contenido didáctico/ensayos

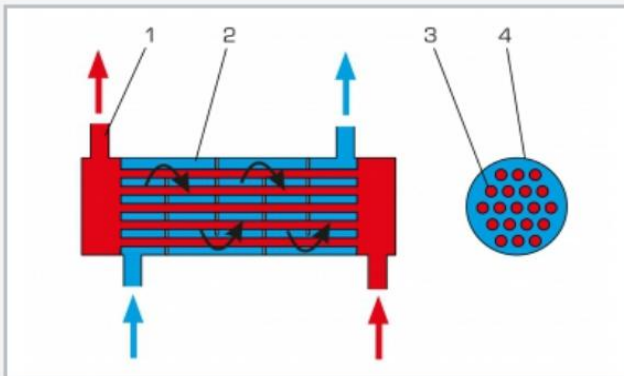
- junto con la unidad de alimentación WL 110
 - ▶ funcionamiento y comportamiento de un cambiador de calor de carcasa y tubos
 - ▶ registro de curvas de temperatura: en flujo paralelo cruzado en flujo de contracorriente cruzado
 - ▶ determinación de coeficientes globales de transferencia de calor medios
 - ▶ comparación con otros tipos de cambiadores de calor

WL 110.03

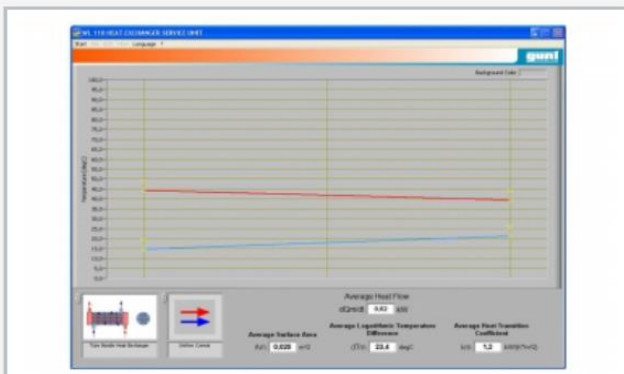
Cambiador de calor de carcasa y tubos



1 tubo envolvente transparente, 2 haz de tubos, 3 empalme de agua del tubo envolvente, 4 empalme de agua del haz de tubos



1 agua caliente, 2 agua fría, 3 tubo, 4 tubo envolvente; rojo: agua caliente, azul: agua fría



Captura de pantalla del software: curva de temperatura en flujo paralelo cruzado

Especificación

- [1] cambiador de calor de carcasa y tubos (flujo cruzado) para conexión a WL 110
- [2] alimentación de agua caliente y fría a través de WL 110
- [3] funcionamiento posible en flujo paralelo cruzado y a contracorriente cruzado
- [4] tubo envolvente transparente, haz de tubos visible
- [5] haz de tubos formado por 7 tubos y 4 deflectores
- [6] adquisición de la temperatura a través de WL 110

Datos técnicos

Superficie de transmisión de calor: 200cm²

Haz de tubos, acero inoxidable

- diámetro exterior: 6mm
- grosor de pared: 1mm
- tubos, 7 piezas

Tubo envolvente, transparente (PMMA)

- diámetro exterior: 50mm
- grosor de pared: 3mm

LxAnxA: 400x230x110mm

Peso: aprox. 3kg

Volumen de suministro

- 1 cambiador de calor de carcasa y tubos

ANEXO N° 5

Tabla de resultados para el intercambiador de calor de tubo y coraza, sentido de flujo paralelo.

Flujo vol,caldiente V_1 (l/min)	Flujo vol,frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caliente Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	Entrada T_4 (°C)	Salida T_6 (°C)			
1.25	1.25	69.55	61.25	24.08	32.54	-0.70968	0.73379	0.72174
1.5		69.88	62.02	24.02	33.69	-0.80628	0.83861	0.82244
2.25		69.99	63.93	24.05	34.85	-0.93203	0.93644	0.93423

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ	P	R	Factor de corrección FC
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max					
65.40	28.31	36.08555	1.00004	0.08550	0.08674	-0.98579	0.23392	0.18846	0.18606	0.98109	0.99
65.95	28.86	36.03012	1.14133	0.10258	0.08672	-0.84542	0.26321	0.21011	0.21086	0.81282	0.99
66.96	29.45	36.50104	1.27974	0.15380	0.08671	-0.56377	0.29518	0.23798	0.23509	0.56111	0.99

ANEXO N° 6

Tabla de resultados para el intercambiador de tubos y coraza, sentido de flujo contracorriente.

Flujo vol,caldiente V_1 (l/min)	Flujo vol,frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caliente Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	Entrada T_4 (°C)	Salida T_6 (°C)			
1.25000	1.25	69.18	60.07	24.00	32.98	-0.77921	0.77886	0.77903
1.50000		69.52	61.26	23.93	33.94	-0.84752	0.86834	0.85793
2.25000		69.84	62.51	24.00	36.19	-1.12775	1.05675	1.09225

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ	P	R	Factor de corrección FC
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max					
64.63	28.49	35.77361	1.08884	0.08553	0.08673	0.98618	0.25460	0.20151	0.19876	1.01448	0.99
65.39	28.94	36.08352	1.18863	0.10261	0.08672	0.84519	0.27418	0.21697	0.21963	0.82517	0.99
66.18	30.10	35.66513	1.53126	0.15385	0.08669	0.56346	0.35327	0.27389	0.26592	0.60131	0.99

ANEXO N° 7

Tabla de resultados para el intercambiador de tubos concéntricos, sentido de flujo paralelo.

Flujo vol,caliente V_1 (l/min)	Flujo vol,frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caliente Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	C	Salida T_6 (°C)			
1.25000	1.25	68.49	57.32	24.54	35.81	-0.95612	0.97697	0.96654
1.50000		68.32	58.28	24.14	36.38	-1.03110	1.06102	1.04606
2.25000		69.38	61.63	24.32	39.10	-1.19273	1.28045	1.23659

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max		
62.91	30.18	31.40505	1.23107	0.08560	0.08669	0.98743	0.35955	0.25692
63.30	30.26	31.74759	1.31797	0.10270	0.08668	0.84406	0.38011	0.27324
65.51	31.71	32.50392	1.52177	0.15390	0.08663	0.56292	0.43914	0.31773

ANEXO N° 8

Tabla de resultados para el intercambiador de tubos concéntricos, sentido de flujo contracorriente.

Flujo vol,caliente V_1 (l/min)	Flujo vol,frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caliente Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)			
1.25000	1.25	68.46	56.25	24.00	36.91	-1.04539	1.11901	1.08220
1.50000		68.62	57.09	24.47	38.08	-1.18435	1.17929	1.18182
2.25000		69.09	60.77	24.02	39.24	-1.28078	1.31861	1.29969

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max		
62.36	30.46	31.89872	1.35705	0.08562	0.08668	0.98777	0.39625	0.28429
62.86	31.28	31.56858	1.49747	0.10272	0.08665	0.84355	0.43205	0.30891
64.93	31.63	33.18051	1.56682	0.15394	0.08664	0.56280	0.45212	0.33329

ANEXO N° 9

Tabla de resultados para el intercambiador de tubo y coraza, concentración al 2.5%, sentido de flujo paralelo.

Flujo vol.caleante V_1 (l/min)	Flujo vol.frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caleante Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)			
1.25000	1.25	69.43	60.59	24.09	33.00	-0.76200	0.77277	0.76739
1.50000		69.51	61.55	24.09	34.38	-0.84500	0.89246	0.86873
2.25000		70.12	63.45	24.02	35.87	-1.02200	1.02741	1.02470

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ	P	R	Factor de corrección FC
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max					
65.010	28.545	35.37592	1.08462	0.086199	0.08673	0.99387	0.25420	0.19951	0.196515	0.992144	0.99
66.015	28.550	35.16178	1.23533	0.106156	0.08673	0.81701	0.28774	0.22429	0.226552	0.773567	0.99
67.145	29.700	35.69011	1.43556	0.153223	0.08669	0.55761	0.33697	0.26050	0.257050	0.56287	0.99

ANEXO N° 10

Tabla de resultados para el intercambiador de calor de tubo y coraza, concentración al 2.5%, sentido de flujo contracorriente.

Flujo vol.caleante V_1 (l/min)	Flujo vol.frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caleante Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)			
1.25000	1.25	69.09	59.32	24.00	34.04	-0.84200	0.87066	0.85633
1.50000		69.02	60.00	24.03	35.04	-0.93700	0.95463	0.94581
2.25000		69.56	61.78	24.03	37.86	-1.19800	1.19852	1.19826

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ	P	R	Factor de corrección FC
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max					
64.205	29.020	34.83298	1.22919	0.086182	0.08672	0.99381	0.28814	0.21980	0.222666	0.973108	0.99
64.510	29.535	34.61591	1.36615	0.103880	0.08671	0.83467	0.31831	0.24183	0.244721	0.819255	0.99
65.670	30.945	34.29061	1.74721	0.153985	0.08667	0.56279	0.40730	0.30253	0.303756	0.56255	0.99

ANEXO N° 11

Tabla de resultados para el intercambiador de tubos concéntricos, concentración al 2.5%, sentido de flujo paralelo.

Flujo vol.caleante V_1 (l/min)	Flujo vol.frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caleante Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)			
1.25000	1.25	68.84	57.59	24.82	35.67	-0.93900	0.94053	0.93977
1.50000		68.68	59.00	24.66	36.94	-0.99900	1.06425	1.03163
2.25000		69.30	61.80	24.79	38.40	-1.16100	1.17914	1.17007

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max		
63.215	30.245	31.69619	1.18597	0.083467	0.08668	0.96287	0.35522	0.25577
63.840	30.800	31.78564	1.29823	0.103202	0.08667	0.83976	0.37449	0.27064
65.550	31.595	32.83161	1.42554	0.154800	0.08664	0.55968	0.41135	0.30361

ANEXO N° 12

Tabla de resultados para el intercambiador de tubos concéntricos, concentración al 2.5%, sentido de flujo contracorriente.

Flujo vol.caleante V_1 (l/min)	Flujo vol.frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caleante Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)			
1.25000	1.25	68.74	55.48	24.41	37.39	-1.12100	1.12487	1.12294
1.50000		68.74	56.02	24.98	39.27	-1.22300	1.23779	1.23040
2.25000		69.45	59.99	24.95	41.10	-1.38700	1.39840	1.39270

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max		
62.110	30.900	31.20979	1.43921	0.084540	0.08666	0.97551	0.42560	0.29963
62.380	32.125	30.24821	1.62707	0.096148	0.08662	0.90090	0.46960	0.32464
64.720	33.025	31.57697	1.76420	0.146617	0.08659	0.59057	0.50936	0.36158

ANEXO N° 13

Tabla de resultados para el intercambiador de tubo y coraza, concentración al 5%, sentido de flujo paralelo.

Flujo vol,cálido V_1 (l/min)	Flujo vol,frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caliente Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)			
1.25000	1.25	69.43	61.08	24.06	32.34	-0.71400	0.71821	0.71610
1.50000		69.44	61.91	24.10	33.09	-0.76400	0.77970	0.77185
2.25000		69.65	63.87	24.04	34.45	-0.89100	0.90275	0.89688

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ	P	R	Factor de corrección FC
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max					
65.255	28.200	36.06022	0.99293	0.08551	0.08674	0.98581	0.23458	0.18726	0.182499	1.008454	0.99
65.675	28.595	36.09375	1.06923	0.10146	0.08673	0.85481	0.24906	0.19962	0.198280	0.837597	0.99
66.760	29.245	36.55609	1.22671	0.15415	0.08672	0.56256	0.28577	0.23025	0.228239	0.55524	0.99

ANEXO N° 14

Tabla de resultados para el intercambiador de calor de tubo y coraza, concentración al 5%, sentido de flujo contracorriente.

Flujo vol,cálido V_1 (l/min)	Flujo vol,frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caliente Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)			
1.25000	1.25	69.06	59.83	24.90	34.01	-0.77000	0.78991	0.77995
1.50000		69.32	61.19	24.66	34.39	-0.83000	0.84365	0.83682
2.25000		69.57	62.81	24.31	35.96	-0.99000	1.00992	0.99996

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ	P	R	Factor de corrección FC
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max					
64.445	29.455	34.64007	1.12580	0.08342	0.08671	0.96213	0.27262	0.21144	0.206295	1.013172	0.99
65.255	29.525	35.36679	1.18306	0.10209	0.08671	0.84930	0.27565	0.21607	0.217868	0.835560	0.99
66.190	30.135	35.63967	1.40288	0.14645	0.08669	0.59194	0.32693	0.25497	0.257402	0.58026	0.99

ANEXO N° 15

Tabla de resultados para el intercambiador de tubos concéntricos, concentración al 5%, sentido de flujo paralelo.

Flujo vol.caleante V_1 (l/min)	Flujo vol.frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caliente Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)			
1.25000	1.25	68.32	57.30	24.02	35.07	-0.93800	0.95814	0.94807
1.50000		68.34	58.38	24.17	36.24	-1.01000	1.04630	1.02815
2.25000		69.00	60.90	23.99	37.48	-1.08900	1.16915	1.12908

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max		
62.810	29.545	32.00675	1.18484	0.08512	0.08671	0.98165	0.34800	0.25142
63.360	30.205	31.89703	1.28934	0.10141	0.08669	0.85485	0.37184	0.26863
64.950	30.735	33.04789	1.36659	0.13444	0.08667	0.64464	0.39420	0.29008

ANEXO N° 16

Tabla de resultados para el intercambiador de tubos concéntricos, concentración al 5%, sentido de flujo contracorriente.

Flujo vol.caleante V_1 (l/min)	Flujo vol.frío V_2 (l/min)	Temperatura fluido caliente		Temperatura fluido frío		Calor caliente Q_1 (kW)	Calor frío Q_2 (kW)	Calor promedio \dot{Q}_m (kW)
		Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)	Entrada T_1 (°C)	Salida T_3 (°C)			
1.25000	1.25	68.86	56.01	24.12	37.54	-1.09500	1.16304	1.12902
1.50000		68.87	57.08	24.01	38.87	-1.19000	1.28752	1.23876
2.25000		69.22	60.50	24.09	39.83	-1.35000	1.36348	1.35674

Temperatura promedio		Δ TML (°C)	U(kW/(m ² *K))	Cap. calorífica			Unidades de transferencia calor (NTU)	Efectividad ϵ
Lado caliente (°C)	Lado frío (°C)			Lado caliente (kW/K)	Lado frío (kW/K)	Total min/max		
62.43500	30.830	31.60414	1.42895	0.08521	0.08666	0.98326	0.41922	0.29612
62.97500	31.440	31.51008	1.57253	0.10093	0.08664	0.85842	0.45374	0.31909
64.86000	31.960	32.77480	1.65583	0.15482	0.08663	0.55954	0.47787	0.34721

ANEXO N° 17

Propiedades del agua saturada.

TABLA A-9

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpía de vaporización, h _g kJ/kg	Calor específico, c _p J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁸	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻⁴
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁸	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻⁴
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁸	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻⁴
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁸	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁸	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁸	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁸	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁸	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁸	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁸	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁸	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁸	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁸	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁸	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁸	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁸	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁸	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁸	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁸	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁸	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁸	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁸	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁸	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁸	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁸	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁸	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁸	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁸	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁸	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁸	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁸	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁸	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁸	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁸	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁸	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁸	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁸	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁸	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁸	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	=	=	=	=	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁸	—	—	—

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones, $\nu = \mu/\rho$ y $\alpha = k/(\rho c_p) = \nu Pr$. Las temperaturas de 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas de los puntos triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades cuya lista se da arriba (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

Nota 2: La unidad kJ/kg · °C, para el calor específico, es equivalente a kJ/kg · K y la unidad W/m · °C, para la conductividad térmica es equivalente a W/m · K.

Fuente: Los datos de la viscosidad y la conductividad térmica se tomaron de J. V. Sengers y J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), págs. 291-1322. Los otros datos se obtuvieron de diversas fuentes o se calcularon.



ACTA DE APROBACIÓN DE ORIGINALIDAD

Yo, Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
asesor / presidente de la Unidad de Investigación de la

Facultad	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Departamento Académico		ENERGÍA, FÍSICA Y QUÍMICA				
Título	X	Maestría		Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa. Asesor / Unidad de Investigación revisora del trabajo de Investigación intitulado:

INFLUENCIA DE LA CONCENTRACIÓN EN MASA DEL NANOFUIDO TiO_2 EN LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS Y TUBO CORAZA

De los estudiantes: Manuel Anthony Toribio Pacherras Uchalín y Luis Fernando Junior Saldaña Bernuy

De la escuela / departamento académico: Ingeniería en Energía

Constato que la investigación presentada tiene un porcentaje de similitud del 21 % el cual se verifica con el reporte de originalidad de la aplicación Turnitin adjunto.

Quién suscribe la presente, declaro el haber analizado dicho reporte y concluyo que las coincidencias detectadas no se conforman como plagio. A mi claro saber y entender, la investigación cumple con las normas de citas y referencias establecidas por la Universidad Nacional del Santa.

Nuevo Chimbote, 21 de enero del 2022

Firma:

Nombres y Apellidos del Asesor/Presidente UIF: Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque

DNI: 40149444



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, MANUEL ANTHONY TORIBIO PACHERRES UCHALÍN
estudiante de la

Facultad	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional		Ingeniería en Energía				
Departamento Académico						
Escuela de Posgrado		Maestría		Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación intitulado:

INFLUENCIA DE LA CONCENTRACIÓN EN MASA DEL NANOFUIDO TiO₂ EN LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS Y TUBO CORAZA

presentado en folios, para la obtención del Grado académico ()

Título profesional (X) Investigación anual ()

- He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.
- Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.
- De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Nuevo Chimbote, 21 de enero del 2022

Firma:

Nombres y Apellidos: Manuel Anthony Toribio Pacherres Uchalín

DNI: 72422691



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, LUIS FERNANDO JUNIOR SALDAÑA BERNUY
estudiante de la

Facultad	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional	Ingeniería en Energía					
Departamento Académico						
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación intitulado:

INFLUENCIA DE LA CONCENTRACIÓN EN MASA DEL NANOFUIDO
TiO₂ EN LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS Y TUBO
CORAZA

presentado en	folios, para la obtención del Grado académico	()	
Título profesional	(X)	Investigación anual	()

- He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.
- Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.
- De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Nuevo Chimbote, 21 de enero del 2022

Firma:

Nombres y Apellidos: LUIS FERNANDO JUNIOR SALDAÑA BERNUY1

DNI: 72686765



FACULTAD DE INGENIERIA

Escuela Profesional de Ingeniería en Energía

Informe del Asesor de Tesis para obtener el Título Profesional

1) Apellidos/Nombres: - Saldaña Bernuy Luis Fernando Junior
- Pacherras Uchalín Manuel Anthony Toribio

2) Título del Proyecto de la Investigación: **“INFLUENCIA DE LA CONCENTRACIÓN EN MASA DEL NANOFLUIDO TiO_2 EN LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS Y TUBO CORAZA”**

3) Evaluación del Contenido:

El proyecto es importante y de actualidad, ya que los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones en la industria, con este proyecto damos la oportunidad al uso de componentes innovadores para así poder lograr que los equipos operen con gran eficiencia, además el proyecto es técnico y económicamente viable.

El proyecto cumple con lo normado en la facultad de Ingeniería de la UNS para la elaboración y presentación de proyectos de investigación con la finalidad de obtener el título profesional de ingeniero

4) Observaciones: (Ninguna)

5) Certificación de Aprobación: (Aprobado)

Fecha: 21 de enero del 2022

M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
ASESOR

Informe de tesis final

INFORME DE ORIGINALIDAD

21 %

INDICE DE SIMILITUD

19%

FUENTES DE INTERNET

5%

PUBLICACIONES

11%

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	itscv.edu.ec Fuente de Internet	2%
2	baixardoc.com Fuente de Internet	2%
3	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	1%
4	Submitted to Universidad Católica de Santa María Trabajo del estudiante	1%
5	www.academia.edu Fuente de Internet	1%
6	www.slideshare.net Fuente de Internet	1%
7	www.clubensayos.com Fuente de Internet	1%
8	www.researchgate.net Fuente de Internet	1%
9	archive.org Fuente de Internet	

		1 %
10	Submitted to Universidad de Costa Rica Trabajo del estudiante	1 %
11	issuu.com Fuente de Internet	1 %
12	Submitted to Universidad Privada Boliviana Trabajo del estudiante	1 %
13	Submitted to Tecsup Trabajo del estudiante	1 %
14	Submitted to Universidad de Santiago de Chile Trabajo del estudiante	1 %
15	Submitted to UTEC Universidad de Ingeniería & Tecnología Trabajo del estudiante	1 %
16	docslide.us Fuente de Internet	1 %
17	hdl.handle.net Fuente de Internet	1 %
18	Submitted to Universidad Nacional de Colombia Trabajo del estudiante	<1 %
19	Submitted to Maulana Azad National Institute of Technology Bhopal	<1 %

20

doku.pub

Fuente de Internet

<1 %

21

Submitted to tec

Trabajo del estudiante

<1 %

22

Submitted to Escuela Politecnica Nacional

Trabajo del estudiante

<1 %

23

biblioteca.uns.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

24

rodin.uca.es

Fuente de Internet

<1 %

25

vsip.info

Fuente de Internet

<1 %

26

distancia.udh.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

27

repositorio.urp.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

28

repositorio.unsa.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

29

Submitted to Orissa University of Agriculture
& Technology

Trabajo del estudiante

<1 %

30

Submitted to Politécnico Colombiano Jaime
Isaza Cadavid

Trabajo del estudiante

<1 %

31	repositorio.unheval.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
32	Submitted to Universidad de Piura Trabajo del estudiante	<1 %
33	repositorio.unac.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
34	Submitted to CONACYT Trabajo del estudiante	<1 %
35	Submitted to Universidad Catolica de la Santisima Concepcion Trabajo del estudiante	<1 %
36	addi.ehu.eus Fuente de Internet	<1 %
37	dc.exa.unrc.edu.ar Fuente de Internet	<1 %
38	repositorio.uta.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
39	www.fisicarecreativa.com Fuente de Internet	<1 %

Excluir citas

Apagado

Excluir coincidencias < 10 words

Excluir bibliografía

Apagado