



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

CALENTAMIENTO DE LA MATERIA
PRIMA DE UNA PLANTA PILOTO DE D.A.
PARA TRATAMIENTO DE LA F.O.R.S.U.

T E S I S

PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A
ANTONIO MORENO COLLADO



DIRECTOR DE TESIS

DR. ALFONSO DURÁN MORENO

MÉXICO, D.F. 2013



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Agradecimientos

A mi alma mater la Universidad Nacional Autónoma de México que ha hecho de mí un ingeniero altamente preparado tanto ética como profesionalmente y con un alto sentido de responsabilidad social.

Al Dr. Alfonso Durán y a su equipo de trabajo, por brindarme la oportunidad de colaborar en el proyecto para la instalación de una Planta Piloto de Digestión Anaerobia gracias al cual he aprendido mucho.

A la Dra. Martha Roa, la Maestra Marisol Vázquez y a la Maestra Sandra Millán por el tiempo y dedicación entregados para la corrección de este trabajo.

A mis profesores de la Facultad de Ingeniería que me guiaron en el camino de mi formación profesional.

A mis amigos Luis y Jonathan, por hacer que los años universitarios estuvieran llenos de fraternidad y alegría.

Y especialmente a mis amigos de la Torre de Ingeniería: Raúl, Gustavo, Mireles, Sol, Pedro, Aislinn, Bety, Fer, Pato, Iván, José Ignacio, Adrián, Alfonso, Erika, Efrén, Paulina, Williams, Alberto, Diana, Mauro, Julio de Regil, Julio Villegas y Manuel; por su apoyo, consejos y risas que me brindaron a través de este proceso.

Dedicatorias

A Dios, por darme la fuerza y la valentía para arriesgarme a alcanzar todas mis metas.

A mis padres, por darme su apoyo y amor incondicional a través de toda mi vida, además de enseñarme con su ejemplo el valor del trabajo duro y la dedicación.

A mi tío Miguel Ángel, por siempre confiar en mí y por alentarme a intentar ser siempre el mejor en todo lo que haga.

A mi hermana Fer, por llenar de alegría todos mis días sin importar lo difícil que estos pudieran haber sido.

A mi novia Anamai, por todo su apoyo a través de mi carrera, por el amor que me ha brindado en estos maravillosos años juntos, pero sobre todo por ser la luz de mi vida.

*Todavía no se han levantado las
barreras que le digan al genio:
"De aquí no pasarás".*

Ludwig van Beethoven

CONTENIDO

CONTENIDO	4
ÍNDICE DE TABLAS	7
ÍNDICE DE FIGURAS	8
ABREVIATURAS	10
1 Justificación	15
2 Objetivos	16
2.1 General	16
2.2 Particulares	16
3 Antecedentes	17
3.1 Problemática de los Residuos Sólidos Urbanos	17
3.2 Planta piloto de DA para tratamiento de FORSU	20
3.2.1 Descripción del proceso.....	20
4 Marco teórico	22
4.1 RSU	22
4.1.1 Definición.....	22
4.1.2 Generación.....	23
4.1.3 Clasificación.....	25
4.1.4 Gestión	26
4.1.5 Composición.....	29
4.1.5.1 Fracción Orgánica de los Residuos Sólidos (FORSU)	32
4.1.5.2 Sistemas de tratamiento	33
4.2 Digestión anaerobia	39
4.2.1 Etapas del proceso	41
4.2.1.1 Hidrólisis.....	41
4.2.1.2 Acidogénesis.....	42
4.2.1.3 Acetogénesis	42
4.2.1.4 Metanogénesis.....	42
4.2.2 Variables de influencia.....	43
4.2.2.1 Temperatura	43
4.2.3 Clasificación.....	48
4.2.3.1 Por contenido de sólidos	48
4.2.3.2 Por número de etapas.....	49
4.2.3.3 Por tipo de alimentación	50
4.2.4 Biogás	52
4.2.4.1 Generación.....	52

4.2.4.2	Composición.....	53
4.2.4.3	Aplicaciones.....	54
4.2.4.4	Limpieza.....	55
4.3	Tecnologías para el desarrollo del proceso de DA.....	55
4.3.1	BTA.....	56
4.3.2	Waasa	59
4.3.3	Strabag.....	60
4.4	Transferencia de calor	62
4.4.1	Tipos de transferencia de calor	63
4.4.1.1	Conducción.....	63
4.4.1.2	Convección.....	64
4.4.1.3	Radiación.....	66
4.4.2	Balances de energía	67
4.4.2.1	Conservación de la energía.....	67
4.4.2.2	Tipos de energía	69
4.4.2.3	Balance de energía en la superficie.....	71
4.4.2.4	Transferencia de energía por calor	71
4.4.2.5	Transferencia de energía por trabajo.....	72
4.4.2.6	Balance de energía	72
4.4.2.7	Mecanismos de transferencia de energía.....	72
4.4.2.8	Análisis de energía para sistemas de flujo estable (Volúmenes de control)	73
4.4.3	Resistencias térmicas.....	74
4.4.4	Coeficientes convectivos de transferencia de calor	78
4.4.4.1	Convección forzada	79
4.4.4.2	Flujo externo	79
4.4.4.3	Flujo interno.....	82
4.4.4.4	Convección libre.....	91
4.4.5	Intercambiadores de calor	94
4.4.5.1	Tipos de intercambiadores de calor.....	94
4.4.5.2	Coeficiente global de transferencia de calor.....	96
4.4.5.3	Temperatura media logarítmica	97
5	<i>Ingeniería conceptual y básica para el sistema de calentamiento de la materia prima dentro del biodigestor</i>	103
5.1	Ingeniería conceptual	103
5.2	Ingeniería básica.....	105
5.2.1	Pérdidas de calor en los reactores	105
5.2.1.1	Parámetros considerados.....	105
5.2.1.2	Memoria de cálculo	109
5.2.1.3	Sin aislante	110
5.2.1.4	Con aislante	113
5.2.2	Pérdidas de calor en tuberías	115
5.2.2.1	Parámetros considerados.....	115

5.2.2.2	Memoria de cálculo	117
5.2.2.3	Sin aislante	118
5.2.2.4	Con aislante	121
5.2.3	Balance de energía	122
5.2.3.1	Parámetros considerados.....	122
5.2.3.2	Memoria de cálculo	124
5.2.4	Intercambiador de calor.....	127
5.2.4.1	Parámetros considerados.....	127
5.2.4.2	Memoria de cálculo	132
5.2.4.3	Propuesta 1	132
5.2.4.4	Propuesta 2	135
6	<i>Resultados y discusión</i>	138
6.1	Pérdidas de calor en los reactores	138
6.2	Pérdidas de calor en tuberías	139
6.3	Balance de energía	139
6.4	Intercambiador de calor.....	140
7	<i>Conclusiones.....</i>	142
8	<i>Referencias.....</i>	143
9	<i>Anexos.....</i>	152

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	Emisiones de metano y de gases de efecto invernadero (Hoorweg, 2012).	20
Tabla 2.	Generación de RSU por nivel de ingresos (Hoorweg, 2012).	24
Tabla 3.	Generación de RSU por país (Hoorweg, 2012)	24
Tabla 4.	Generación de RSU en el Distrito Federal, Estado de México y Morelos (Elaboración propia).	25
Tabla 5.	Porcentaje de métodos de tratamiento y sitios de disposición final de los RSU por país (Hoorweg, 2012).	29
Tabla 6.	Tipos de residuos y sus fuentes (Hoorweg, 2012).	30
Tabla 7.	Composición de los RSU por país (Hoorweg, 2012).	32
Tabla 8.	Distribución de algunas plantas existentes de digestión anaerobia a nivel global (RIS International Ltd., 2005).	40
Tabla 9.	Intervalos de temperatura para bacterias metanogénicas (Schnürer y Jarvis, 2009).	44
Tabla 10.	Comparación entre el intervalo mesofílico y el intervalo termofílico (Gerardi, 2003).	47
Tabla 11.	Composición del biogás (Al et al., 2008).	53
Tabla 12.	Producción de biogás dependiendo la materia prima (Al et al., 2008).	54
Tabla 13.	Parámetros para el cálculo de la pérdida de energía en los reactores.	106
Tabla 14.	Propiedades del aire a la temperatura de película.	108
Tabla 15.	Materiales aislantes comunes.	109
Tabla 16.	Parámetros para el cálculo de las pérdidas de energía en las tuberías.	116
Tabla 17.	Parámetros para el balance de energía del sistema.	123
Tabla 18.	Parámetros para los intercambiadores de calor.	127
Tabla 19.	Pérdidas de calor en los reactores.	138
Tabla 20.	Pérdidas de calor en las tuberías.	139
Tabla 21.	Balance de energía del sistema térmico.	139
Tabla 22.	Dimensiones del intercambiador de calor	140

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Jerarquía de tratamiento de los RSU (Hoorweg, 2012).....	18
Figura 2.	Métodos globales de tratamiento de RSU (Hoorweg, 2012).	28
Figura 3.	Composición de residuos en Latinoamérica y el Caribe (Hoorweg, 2012). 31	
Figura 4.	Composición de residuos en países de la OCDE (Hoorweg, 2012).	31
Figura 5.	Clasificación de los procesos térmicos de tratamiento de los RSU (Cabrera, 2010).	34
Figura 6.	Diagrama de flujo del proceso de digestión anaerobia (Curry et al., 2011). 41	
Figura 7.	Diagrama de flujo de la interacción de las diferentes clasificaciones de tecnologías de digestión anaerobia (RIS International Ltd., 2005).	48
Figura 8.	Diagrama de flujo del proceso BTA (BTA, 2010).	58
Figura 9.	Diagrama de flujo del proceso Waasa (Vandevivere et al. 2002).	60
Figura 10.	Diagrama de flujo del proceso Strabag (RIS International Ltd., 2005).	61
Figura 11.	Modos de transferencia de calor (Incropera, 2006).	63
Figura 12.	Desarrollo de las capas límites en la convección (Incropera, 2006).	65
Figura 13.	Conservación de la energía para un sistema cerrado en un intervalo de tiempo (Incropera, 2006).	68
Figura 14.	Conservación de la energía en un sistema abierto con flujo estable (Incropera, 2006).	70
Figura 15.	Balance de energía en una pared (Incropera, 2006).	71
Figura 16.	Distribución de temperaturas en una pared cilíndrica compuesta (Incropera, 2006).	75
Figura 17.	Conducción en una esfera hueca (Incropera, 2006).	78
Figura 18.	Formación y desprendimiento de la capa límite en un cilindro circular en flujo cruzado (Incropera, 2006).	79
Figura 19.	Perfil de velocidades asociado con la separación de la capa límite en un cilindro circular con flujo cruzado (Incropera, 2006).	80
Figura 20.	Desarrollo de la capa límite hidrodinámica para un flujo laminar en un tubo circular (Incropera, 2006).	83
Figura 21.	Desarrollo de la capa límite térmica en un tubo circular sometido a calentamiento (Incropera, 2006).	85
Figura 22.	Transferencia de calor entre un fluido circulando sobre un tubo que transporta un segundo fluido (Incropera, 2006).	88
Figura 23.	Intercambiador de calor de tubos concéntricos (a) Flujo paralelo (b) Flujo contracorriente (Incropera, 2006).	94
Figura 24.	Intercambiadores de flujo cruzado. (a) Con aletas con ambos fluidos mezclados (b) Sin aletas con un fluido mezclado y el otro sin mezclar (Incropera, 2006).	95
Figura 25.	Intercambiador de calor de carcasa (Modo de operación de flujo contracorriente-cruzado) (Incropera, 2006).	95
Figura 26.	Núcleos de intercambiadores de calor compactos. (a) Tubo aletado (tubos planos, aletas rectangulares continuas). (b) Tubo aletado (tubos circulares, aletas	

rectangulares continuas). (c) Tubo aletado (tubo circular, aletas circulares). (d) Placas aletadas (un solo paso). (e) Placas aletadas (multi-paso) (Incropera, 2006).....	96
Figura 27. Balances de energía global para los fluidos caliente y frío de un intercambiador de calor (Incropera, 2006).	98
Figura 28. Distribución de temperaturas para un intercambiador de calor de flujo paralelo (Incropera, 2006).....	100
Figura 29. Distribución de temperaturas para un intercambiador de calor de contraflujo (Incropera, 2006).	101
Figura 30. Flujo de calor en el sistema térmico.....	104
Figura 31. Diagrama de operación para la propuesta 1. a) Vista frontal b) Vista superior c) Idealización.....	105
Figura 32. Volumen de control del biodigestor.....	125
Figura 33. Distribución de temperaturas del intercambiador de calor.....	130

ABREVIATURAS

A – Área

AEBIOM – Asociación Europea de Biomasa

cp – Calor específico a presión constante

cv – Calor específico a volumen constante

CEDECAP – Centro de Demostración y Capacitación

CSTR - Continuous Stirred-Tank Reactor

DA – Digestión anaerobia

$\frac{dT}{dx}$ – Gradiente de temperatura

E_{Ent} – Energía térmica que entra al volumen de control

E_{Gen} – Energía térmica generada dentro del volumen de control

E_{Masa,Ent} – Energía de entrada debido al flujo másico

E_{Masa,Sal} – Energía de salida debido al flujo másico

E_{Sal} – Energía térmica que sale del volumen de control

FORSU – Fracción Orgánica de los Residuos Sólidos Urbanos

g – Constante de aceleración de la gravedad

GDF – Gobierno del Distrito Federal

Gr – Número de Grashof

h - Coeficiente convectivo de transferencia de calor

h – Hora

hab - Habitantes

km – Kilómetro

i – Entalpía

INEGI – Instituto Nacional de Estadística, Geografía e Informática

IUTA – Instituto Alemán de Energía y Tecnología Ambiental

J – Joules

k – Conductividad térmica

K – Kelvin

kg – Kilogramo

L – Longitud

LGPGIR - Ley General para la Prevención y Gestión Integral de los Residuos

m – Metro

\dot{m} – Flujo másico

Mtep – Millones de toneladas equivalentes de petróleo

MtCO₂e – Millones de toneladas de Dióxido de Carbono equivalentes

Nm³ – Metros cúbicos normalizados

NTU – Number of Transfer Units

Nu – Número de Nusselt

OCDE - Organización para la Cooperación y Desarrollo Económico

OPS - Organización Panamericana de la Salud

P – Perímetro

PP – Planta piloto

PFR - Plug Flow Reactor

pH – Potencial hidrógeno

PICC - Panel Intergubernamental sobre el Cambio Climático

Pr – Número de Prandtl

pv – Presión por volumen específico

Q – Calor neto transferido

Q_{Ent} – Calor de entrada al sistema

q_{max} – Flujo máximo de transferencia de calor en un intercambiador de calor

Q_{Sal} – Calor de salida del sistema

q_x'' – Flujo de calor por unidad de área

r – Radio

RSOM – Residuos sólidos orgánicos municipales

Ra – Número de Rayleigh

R_f – Resistencia térmica de factor de ensuciamiento

R_{t,Cond} – Resistencia térmica conductiva

R_{t,Conv} – Resistencia térmica convectiva

R_{t,Rad} – Resistencia térmica por radiación

R_{Tot} – Resistencia térmica total

Re_D – Número de Reynolds para flujo dentro de cilindros

SAGARPA – Secretaría de Agricultura, Ganadería, Desarrollo Rural, Pesca y Alimentación

SEBAC – Sequential Batch Anaerobic Composting

SEDESOL – Secretaría de Desarrollo Social

SEMARNAT – Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales

SMAGEM – Secretaría del Medio Ambiente. Gobierno del Estado de México

ST – Sólidos totales

t – Tonelada

T_∞ – Temperatura del fluido

T_{alrededores} – Temperatura de los alrededores

T_{C,Ent} – Temperatura caliente de entrada del intercambiador de calor

T_{C,Sal} – Temperatura caliente de salida del intercambiador de calor

T_{Ent} – Temperatura de entrada

T_f – Temperatura de película

$T_{F,Ent}$ – Temperatura fría de entrada del intercambiador de calor

$T_{F,Sal}$ – Temperatura fría de salida del intercambiador de calor

\bar{T}_m – Temperatura media

T_s – Temperatura en la superficie

T_{Sal} – Temperatura de salida

TR – Tiempos de retención

TRH – Tiempo de retención hidráulico

u_∞ – Velocidad de la corriente libre

u – Energía interna

U – Coeficiente global de transferencia de calor

$UASB$ – Upflow Anaerobic Sludge Blanket

V – Volumen

W – Watt

\vec{W} – Trabajo neto realizado

W_{Ent} – Trabajo de entrada al sistema

W_{Sal} – Trabajo de salida del sistema

z – Altura relativa de un punto en el sistema

$ZMCM$ – Zona Metropolitana de la Ciudad de México

α – Difusividad térmica

β – Coeficiente volumétrico de expansión térmica

ΔE_{Alm}^{tot} – Cambio en la energía total almacenada en el sistema

ΔE_{Alm} – Cambio de la energía térmica almacenada en el volumen de control en un intervalo de tiempo

$\Delta E_{\text{Sistema}}$ – Cambio de energía dentro del sistema

ΔT_{lm} – Temperatura media logarítmica

μ – Viscosidad dinámica

ν – Viscosidad cinemática

ρ – Densidad

σ – Coeficiente de Stefan-Boltzmann

1 Justificación

La necesidad de encontrar mejores formas de tratamiento de los residuos sólidos urbanos (RSU), resultado del incremento exponencial de generación de residuos a nivel global, ha originado un sinnúmero de tratamientos con sus respectivas ventajas y desventajas.

Esto hace que el proyecto con el nombre “Generación de un sistema piloto de tratamiento de residuos sólidos orgánicos municipales (RSOM)” sea de tanta trascendencia, ya que este puede significar una solución viable para el problema mundial de gestión de residuos y, de manera particular, puede resultar una solución adecuada para la crítica problemática que sufre el área metropolitana del Valle de México y municipios colindantes del Estado de México y Morelos.

Al haber planteado una posible solución a esta problemática fue necesario determinar el tipo de tratamiento que se utilizará en el proyecto. Por lo tanto, después de hacer una revisión bibliográfica de los métodos de tratamiento de RSOM, el proceso de digestión anaerobia (DA) destaca, esto es debido a que en los últimos años ha demostrado ser un método eficiente para el tratamiento de los RSOM. A partir de haber seleccionado la digestión anaerobia como el proceso a utilizar en la Planta Piloto se analizaron los distintos tipos de DA para poder justificar la elección del sistema húmedo de una etapa que será utilizado en la PP.

Después de seleccionar un tratamiento para los RSOM se estudiaron las variables de influencia dentro del proceso de DA. Entre los parámetros esenciales del proceso de DA la temperatura es uno de los de mayor importancia ya que la eficiencia del proceso depende en gran medida de él. Por ello, este parámetro es en el cual el presente trabajo se enfoca principalmente, ya que al garantizar que este se encuentre en el intervalo mesofílico dentro del biodigestor se logrará optimizar el sistema térmico de la PP.

Conociendo el problema a solucionar y habiendo realizado una revisión bibliográfica sobre los sistemas de DA se propone una optimización del sistema a partir de un recubrimiento aislante para diversos elementos del sistema térmico. De manera paralela se determinaron las especificaciones de equipos del sistema de calentamiento para asegurar con ello un adecuado funcionamiento del proceso de DA de la PP.

2 **Objetivos**

2.1 **GENERAL**

Desarrollar la ingeniería conceptual y básica para el diseño de un sistema que mantenga la materia prima a la temperatura adecuada dentro del biodigestor en una planta piloto de digestión anaerobia (DA) para la fracción orgánica de los residuos sólidos urbanos (FORSU).

2.2 **PARTICULARES**

- Establecer propuestas viables para la optimización del sistema térmico de la PP de DA.
- Determinar la carga térmica que debe poseer el calentador para satisfacer las necesidades del sistema.
- Establecer propuestas viables a nivel de ingeniería conceptual y básica, para el diseño de un sistema intercambiador de calor que mantenga la materia prima a la temperatura adecuada dentro del biodigestor en una planta piloto de digestión anaerobia (DA) para FORSU.

3 Antecedentes

3.1 **PROBLEMÁTICA DE LOS RESIDUOS SÓLIDOS URBANOS**

Actualmente las ciudades del mundo generan aproximadamente 1,300 millones de toneladas de residuos sólidos por año y para el año 2025 se ha proyectado que esta cifra alcance los 2,200 millones de toneladas de residuos sólidos por año (Hoorweg, 2012).

En el año 2002 había 2,900 millones de habitantes en las ciudades los cuales generaban 0.64 [kg] de RSU per cápita por día (esto es 680 millones de toneladas por año). De acuerdo a lo descrito por Hoorweg, (2012) se estima que ahora hay 3,000 millones de habitantes urbanos los cuales generan 1.2 [kg] de RSU per cápita por día.

Al observar estas cifras se pueden observar las repercusiones globales que ocasiona el crecimiento vertiginoso de los residuos. Los residuos sólidos son una gran fuente de gas metano, uno de los gases de efecto invernadero con mayor potencial de calentamiento global, por ello la gestión deficiente de estos ha producido un fuerte impacto en el ambiente con un consecuente costo ecológico-energético.

Los RSU son uno de los contaminantes locales más nocivos; los residuos sólidos que no son recolectados son la causa principal de inundaciones en las ciudades, así como el principal contaminante del aire y del agua (Hoorweg, 2012). El manejo de los RSU debe de contar con dos puntos esenciales: Una planeación integral de los residuos, desde su recolección, su transporte y su tratamiento; y un sólido contrato social entre el gobierno y la comunidad.

Los RSU están ligados de manera inherente a la urbanización y al desarrollo económico. Conforme los países se van urbanizando su riqueza económica va aumentando. De igual manera cuando los estándares de vida y los ingresos disponibles aumentan, el consumo de bienes y servicios lo hace de manera paralela, lo cual resulta en el incremento correspondiente en la generación de RSU.

- **Situación en México**

Entre los problemas ambientales más serios se encuentra el referente al aumento excesivo de residuos sólidos. En nuestro país es cada vez más frecuente observar la acumulación de residuos sólidos alrededor de ciudades, carreteras, caminos rurales y cuerpos de agua superficiales.

Los residuos sólidos urbanos (RSU) son los generados principalmente en los hogares. El volumen estimado de generación nacional de RSU creció, entre 1997 y 2008, alrededor de 28%, pasando de 29.3 a 37.6 millones de toneladas anuales (SEDESOL, 2009). Asimismo la generación per cápita diaria creció en el mismo periodo de 840 a 970 gramos. En 2008, las entidades que generaron un mayor volumen de RSU fueron el Estado de México (16.4% del total nacional para ese año), Distrito Federal (12.6%) y Jalisco (7.2%) (SEDESOL, 2009). En contraste, de forma conjunta los estados de Colima, Baja California Sur, Campeche, Nayarit, Tlaxcala, Zacatecas y Aguascalientes contribuyeron en conjunto con 5.1% a la generación de RSU (SEDESOL, 2009).

- **Opciones de tratamiento de residuos**

El sector de la gestión de los residuos sigue una jerarquía que responde a consideraciones de tipo financiero, ambiental y social. Dicha jerarquía se puede observar en la **Figura 1**



Figura 1. Jerarquía de tratamiento de los RSU (Hoorweg, 2012).

La parte superior de la pirámide indica la mejor opción para la disminución de los gases de efecto invernadero derivados de la gestión integral de los RSU, mientras que en la parte inferior se encuentran la opción menos deseada para la gestión de residuos.

Con base en lo anterior, la descripción de la jerarquía de los tratamientos de RSU se hace a continuación:

Aprovechamiento de desechos

Reducir el uso y la producción de los bienes de consumo. De esta forma se reducirán las emisiones de gases de efecto invernadero derivados de la creación de dichos artículos y al reducir la cantidad de RSU generados, de manera paralela se reducirían los gases generados de su descomposición.

El *reciclar* los residuos sólidos trae como beneficio un menor volumen de RSU que serán tratados en algún sitio de disposición final.

Recuperar de los RSU fertilizante (compostaje) o energía eléctrica al quemar el biogás producido (digestión anaerobia).

Disposición de residuos

Mediante la *incineración* se puede reducir el volumen de los RSU hasta en un 90%, lo cual hace que la gestión de los mismos sea más sencilla.

Confinar los residuos de los procesos antes descritos a un sitio donde el proceso de generación de biogás esté controlado (*relleno sanitario*), o confinar los residuos a un sitio sin control del biogás generado (*tiradero controlado*).

Pero antes de profundizar en la gestión de los RSU es importante conocer el impacto que tienen estos en el cambio climático.

- **Los residuos y el cambio climático**

Los gases de efecto invernadero producto de los RSU han adquirido una gran importancia ya que se estima que éstos representan el 5% (1,460 MtCO₂e) del total de los gases emitidos a nivel global (Hoornweg, 2012).

A nivel global el metano generado en los rellenos sanitarios equivale al 12% del total de emisiones de este gas (APA 2006), el cual tiene un potencial perjudicial 21 veces mayor que el dióxido de carbono, además es el gas de efecto invernadero más común solamente superado por el dióxido de carbono.

Las emisiones de gases de efecto invernadero son uno de los principales problemas que nos aqueja hoy como sociedad, por ello es una prioridad encontrar soluciones para reducir sus emisiones utilizando medidas de control y prevención.

Un ejemplo de prevención para la reducción de las emisiones de estos gases son las medidas que ha tomado la Unión Europea, la cual ha logrado reducir sus

emisiones de 69 [MtCO₂e] anuales en 1990 hasta 32 [MtCO₂e] anuales en 2007 (ISWA, 2009).

En la **Tabla 1** se presentan las emisiones de metano y otros gases de efecto invernadero en diversos países incluido México:

Tabla 1. Emisiones de metano y de gases de efecto invernadero (Hoornweg, 2012).

País	Emisiones de metano de rellenos sanitarios y tiraderos [MtCO ₂ e]	Emisiones de gases de efecto invernadero (CO ₂ , CH ₄ , N ₂ O) [MtCO ₂ e]	Porcentaje de las emisiones globales de metano de sitios de disposición final
Brasil	16	659	2.4 %
China	45	3,650	1.2 %
India	14	1,210	1.1 %
México	31	383	8.1 %

3.2 PLANTA PILOTO DE DA PARA TRATAMIENTO DE FORSU

Los objetivos principales del proyecto para la generación de una planta piloto (PP) de digestión anaerobia (DA) de manera general son: el aprovechamiento eficiente de los RSU y sus subproductos para la ZMCM y las áreas conurbadas de la ciudad de Cuernavaca y el Valle de Toluca.

3.2.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

El proyecto considera la inclusión de un tratamiento biológico anaerobio tipo digester anaerobio húmedo para tratar una carga de $1 \left[\frac{t}{día} \right]$ de residuos sólidos orgánicos municipales (RSOM) triturados y diluidos los cuales serán alimentados al biodigestor.

El biodigestor se calentará hasta a una temperatura de 37°C para garantizar una operación óptima, en la cual se asegura un ambiente idóneo para que las bacterias anaerobias mesofílicas sean capaces de descomponer los RSOM y consecuentemente producir biogás de manera adecuada, el cual será almacenado en un Gasholder.

El intervalo de temperatura antes mencionado es alcanzado por medio del uso de un sistema de calentamiento, el cual está compuesto de un tanque de agua caliente, un calentador de tipo casero y un intercambiador de calor de tipo

serpentín. El serpentín será construido en acero inoxidable y transportará en su interior agua caliente a 46 °C, la cual al pasar a través del biodigestor reducirá su temperatura hasta 42 °C. Debido a que el sistema de calentamiento será un sistema cerrado, contará con un tanque de almacenamiento con capacidad máxima de 450 litros. El biodigestor contará también con un agitador de paletas el cual tiene como una de sus funciones homogenizar la temperatura dentro del reactor.

El funcionamiento del biodigestor se llevará a cabo en una sola etapa en condiciones mesofílicas. La alimentación y descarga se realizarán al mismo tiempo para tratar de mantener un nivel estable en el tanque. La alimentación será continua, al mismo tiempo se retirará una parte correspondiente de digestato.

El digestato será adecuado para después poder ser aprovechado para generar composta. Para el caso del lixiviado generado en el proceso se planea enviarlo a un tratamiento para poder utilizarlo posteriormente como agua de riego.

A continuación se fundamentarán las bases teóricas necesarias para el desarrollo del presente trabajo.

4.1 **RSU**

De acuerdo con la definición que da la Ley General para la Prevención y Gestión Integral de los Residuos (LGPGIR), promulgada en la Gaceta Oficial de la Federación, un residuo es un material o producto cuyo propietario o poseedor desecha y que se encuentra en estado sólido o semisólido, o es un líquido o gas contenido en recipientes o depósitos, y que puede ser susceptible de ser valorizado o requiere sujetarse a tratamiento o disposición final (LGPGIR, 2012).

Al conocer la definición es importante conocer la problemática que generan los residuos sólidos urbanos (RSU), los cuales son una de los principales contaminantes en todos los asentamientos humanos, si no son sometidos a una gestión integral de recolección y tratamiento pueden convertirse en focos importantes de infección, propagación de plagas y en general de contaminación del aire y el agua, elementos esenciales para el ser humano.

4.1.1 **DEFINICIÓN**

Es necesario conocer qué tipo de desechos engloba el término de RSU, para ello se analizan las definiciones dadas por distintas organizaciones ambientales y de desarrollo que se presentan a continuación:

De acuerdo a la OCDE, (2012) (*Organización para la Cooperación y Desarrollo Económico*): Los residuos municipales son recolectados y tratados por las municipalidades. Incluyen los residuos de los hogares, residuos similares de los comercios, edificios de oficinas, instituciones y pequeños negocios, de jardín, del barrido de las calles, de contenedores de residuos sólidos públicos y de mercados. No son incluidos los residuos de las redes municipales de alcantarillado y de tratamiento, así como los residuos de construcción municipal.

Por otro lado la OPS, (2012) (*Organización Panamericana de la Salud*): Los residuos sólidos o semisólidos generados en centros urbanos incluyendo los de origen doméstico y comercial, así como los generados por la industrias de pequeña escala y las instituciones (incluyendo los hospitales y clínicas); también se incluyen los residuos sólidos recolectados del barrido en calles y mercados.

El PICC, (2012) (*Panel Intergubernamental sobre el Cambio Climático*) los define de la siguiente manera: El PICC incluye los siguientes como RSU: Residuos de

comida; residuos de jardines y parques; papel y cartón; madera; textiles; pañales desechables; hule y cuero; plásticos; metal; vidrio y cerámicos; y otros (ej. Ceniza, polvo, tierra, residuos electrónicos).

Por último de manera particular para el Distrito Federal, la *Ley de residuos sólidos del Distrito Federal* define a los RSU como sigue: Los residuos urbanos son los generados en casa habitación, unidad habitacional o similares que resultan de la eliminación de los materiales que utilizan en sus actividades domésticas, de los productos que consumen y de sus envases, embalajes o empaques; los provenientes de cualquier otra actividad que genere residuos sólidos con características domiciliarias y los resultantes de la limpieza de las vías públicas y áreas comunes, siempre que no estén considerados por esta Ley como residuos de manejo especial (GDF, 2003).

4.1.2 GENERACIÓN

La generación de residuos varía en función de la región o país de estudio y también existen cambios en la cantidad de residuos de ciudad a ciudad en una misma región o país.

A continuación se presenta una comparación entre la región de Latinoamérica y el Caribe, en donde se pueden observar, de manera general, países con ingresos bajos e ingresos medios, y la región de la OCDE, donde en general los habitantes de los países que conforman dicha región perciben ingresos altos.

La cantidad total de residuos generados por año en la región de Latinoamérica y el Caribe es de 160 millones de toneladas con un promedio de generación per cápita de 1.1 [kg/hab/día] lo que equivale al 12% de la generación global de RSU. En comparación, los países que integran la OCDE generan anualmente un total de 572 millones de toneladas de residuos sólidos con intervalos de generación desde 1.1 hasta 3.7 [kg/hab/día], con un promedio de 2.2 [kg/hab/día] es decir el 44% de la generación global (Hoornweg, 2012).

En la **Tabla 2** se puede ratificar lo antes expuesto, donde los países con mayor nivel de ingresos, pertenecientes a la OCDE, son los que generan más residuos con un 46% del total global, mientras que los países con ingresos medios y bajos generan el 56% restante. Se observa que los países más desarrollados y con mayor nivel de ingresos tienden a consumir más y por consecuencia generan una cantidad mayor de residuos.

Tabla 2. Generación de RSU por nivel de ingresos (Hoorweg, 2012).

Nivel de ingresos	Habitantes urbanos	Generación de RSU urbana	
		Generación de RSU per cápita [kg/hab/día]	Generación de RSU total [t/día]
Bajo	343,000,000	0.60	204,802
Medio bajo	1,293,000,000	0.78	1,012,321
Medio alto	572,000,000	1.16	665,586
Alto	774,000,000	2.13	1,649,546
Total	2,982,000,000	1.19	3,532,255

La generación de residuos se puede analizar más a fondo al revisar el caso específico de cada país, a continuación se presentan en la **Tabla 3** algunos países representativos de las regiones sugeridas por Hoorweg (2012), entre los cuales encontramos países en desarrollo latinoamericanos, incluido México, así como países desarrollados como Estados Unidos. Con base en esto se corrobora que la generación per cápita de los países va creciendo al aumentar su nivel de desarrollo, es decir, que en los países más desarrollados la población tiende a generar más residuos que los habitantes de los países en vías de desarrollo.

Tabla 3. Generación de RSU por país (Hoorweg, 2012)

País	Nivel de ingresos	Habitantes urbanos	Generación de RSU per cápita [kg/hab/día]	Generación de RSU total [t/día]
Brasil	Medio alto	144,507,175	1.03	149,096
Alemania	Alto	60,530,216	2.11	127,816
Japón	Alto	84,330,180	1.71	144,466
México	Medio alto	79,833,562	1.24	99,014

A partir de la tabla anterior se puede observar que la generación per cápita de residuos en México correspondiente a las zonas urbanas con un nivel medio de ingresos es de 1.24 [kg/hab/día] mientras que la generación per cápita en las zonas urbanas de nivel de ingresos altos de Alemania es de 2.11 [kg/hab/día].

Por otro lado, dado que en este proyecto participan tres entidades centrales de México se investigó la cantidad de RSU generados en el Distrito Federal, el Estado de México y en Morelos, los cuales se muestran en la **Tabla 4**.

Tabla 4. Generación de RSU en el Distrito Federal, Estado de México y Morelos (Elaboración propia).

Estado	Año	Población urbana	RSU generado per cápita [kg/hab/día]	RSU totales generados [t/día]
Distrito Federal	2011	8,741,259	1.43	12,500
Morelos	2009	1,674,795	1.13	1,892
Estado de México	2007	14, 500,000	1.04	15,110

La tabla anterior fue elaborada a partir de información obtenida de las siguientes dependencias gubernamentales: SEMARNAT (2009), SMAGEM (2007), GDF (2011), INEGI (2005). A partir de la obtención de algunos datos se pudieron calcular los datos no reportados, este fue el caso de la generación de RSU per cápita para los estados de Morelos y el Estado de México, para lo cual, se dividió la cantidad de RSU generados entre la cantidad de habitantes para cada estado.

4.1.3 CLASIFICACIÓN

Una clasificación adecuada de los RSU es necesaria para el buen manejo y posterior tratamiento de los residuos y con ello asegurar la salud pública en la comunidad.

Con base en la Ley General para la Prevención y Gestión Integral de los Residuos, publicada en la Gaceta Oficial de la Federación, los residuos se clasifican en 3 tipos (LGPGIR, 2012):

Residuos peligrosos - Son aquellos que poseen algunas de las características de corrosividad, reactividad, explosividad, toxicidad, inflamabilidad, o que contengan agentes infecciosos que les confieran peligrosidad.

Residuos de manejo especial – Son aquellos generados en los procesos productivos, que no reúnen las características para ser considerados como peligrosos o como residuos sólidos urbanos, o que son producidos por grandes generadores de residuos sólidos urbanos (Ej. Residuos de servicios de salud, lodos de las aguas residuales, residuos de construcción, residuos tecnológicos).

RSU – Son los generados en las casas habitación, que resultan de la eliminación de los materiales que utilizan en sus actividades domésticas, de los productos que consumen y de sus envases, embalajes y empaques; los residuos que provienen de cualquier otra actividad dentro de establecimientos o en la vía pública que genere residuos con características domiciliarias y los resultantes de la limpieza.

Los residuos sólidos urbanos podrán, a su vez, subclasificarse en residuos orgánicos y residuos inorgánicos, de esta forma podrá facilitarse su separación primaria y secundaria y así hacer más eficiente su posterior tratamiento y eventual disposición final. Los residuos orgánicos son desechos de origen biológico y son fácilmente biodegradables. Los residuos inorgánicos son desechos de origen no biológico, que son resultado de un proceso artificial, los cuales pueden ser o no biodegradables.

4.1.4 GESTIÓN

La LGPGIR (2003) define la gestión integral de los residuos como el conjunto articulado e interrelacionado de acciones normativas, operativas, sociales, educativas, de monitoreo, supervisión y evaluación para el manejo de residuos, abarcando desde la generación hasta la disposición final, con el fin de lograr beneficios ambientales, optimización económica de su manejo y su aceptación social, respondiendo a las necesidades y circunstancias de cada localidad o región.

La gestión de los RSU está compuesta por dos etapas: primero los residuos son recolectados para posteriormente ser sometidos a un tratamiento en el cual se busca prepararlos para una disposición final.

Recolección

De acuerdo la definición dada por la SEDESOL (2008), cualquier material que adquiere la calidad de residuo, pasa a formar parte de un proceso de operaciones secuenciales que conforman un sistema de manejo. La primera de estas operaciones en el manejo de los residuos sólidos consiste en almacenarlos en su lugar de origen.

El almacenamiento se entiende como: la acción de retener temporalmente los residuos en tanto se procesan para su aprovechamiento, se entregan al servicio de recolección o se dispone de ellos (SEDESOL, 2008).

El almacenamiento de residuos sólidos municipales se divide en dos tipos: almacenamiento domiciliario y almacenamiento no domiciliario (SEDESOL, 2008). El domiciliario se efectúa en las viviendas familiares. El no domiciliario proviene de diversas fuentes generadoras (comercios, mercados, tiendas de autoservicio, terminales de autotransporte, industrias, hospitales, sitios públicos, institucionales).

La recolección de residuos se define como la obtención de los RSU desde el punto de generación de los mismos (residencial, industrial, comercial, institucional) y transportarlo hasta el punto de disposición final (SEDESOL, 2008).

La recolección de los residuos es la parte fundamental del sistema de manejo de residuos sólidos; tiene como objetivo asegurar la salud pública mediante la recolección de ellos en todos los centros de generación, y transportarlos al sitio de tratamiento o sitio de disposición final (SEDESOL, 2008).

El proceso de gestión de los RSU se desarrolla de la siguiente manera:

- Inicialmente, los residuos son recogidos por camiones recolectores ya sea en un punto previamente determinado por la municipalidad, (Esquina o en contenedores asignados), o fuera de los domicilios.
- A continuación, los camiones transportan los residuos a una estación de transferencia donde se trasladan los residuos a un vehículo con mayor capacidad, el cual traslada los residuos a un sitio de disposición final.
- Finalmente, los residuos son tratados por distintos métodos, los cuales varían debido a diversos factores como son: el nivel de ingresos de la población, la composición de los residuos sólidos, la tecnología disponible, los altos costos a solventar en ciertos tratamientos (incineración, rellenos sanitarios), y el espacio disponible para instalación de plantas (SEDESOL, 2008).

Los métodos más comunes para el tratamiento de los RSU se definen a continuación:

Reciclaje – Proceso en el cual se obtiene de desechos (principalmente inorgánicos), materia prima para generar nuevos productos.

Compostaje – Proceso en el cual mediante la digestión de materia orgánica por vía aerobia, se reducen los residuos y se obtiene abono o fertilizante para la tierra.

Sistemas térmicos – Proceso de combustión controlada en el cual se reduce el volumen de los residuos hasta en un 90%. Debe de contar con controles de emisiones de gases de efecto invernadero, y los residuos deben contener bajos porcentajes de materia orgánica. Son tres principalmente: incineración, gasificación y pirólisis.

Finalmente después de someter a un tratamiento a los RSU estos deben ser depositados en sitios de disposición final, de los cuales existen dos tipos:

Relleno Sanitario – Lugar diseñado para la disposición final de los desechos en donde hay medidas de monitoreo y control (de generación de biogás y manejo de lixiviados) sobre los mismos. Este tratamiento incluye los procesos de digestión.

Tiradero – Lugar improvisado para la disposición final de los desechos en donde no hay medidas de monitoreo y control sobre los mismos.

En la **Figura 2**, se muestra el porcentaje de cada uno de los métodos de tratamiento de RSU en el planeta presentado por Hoornweg (2012), se puede observar que la tendencia en el uso de rellenos sanitarios superan por mucho a los tiraderos no controlados, así como la generación de energía y el reciclaje son opciones bastante recurridas.

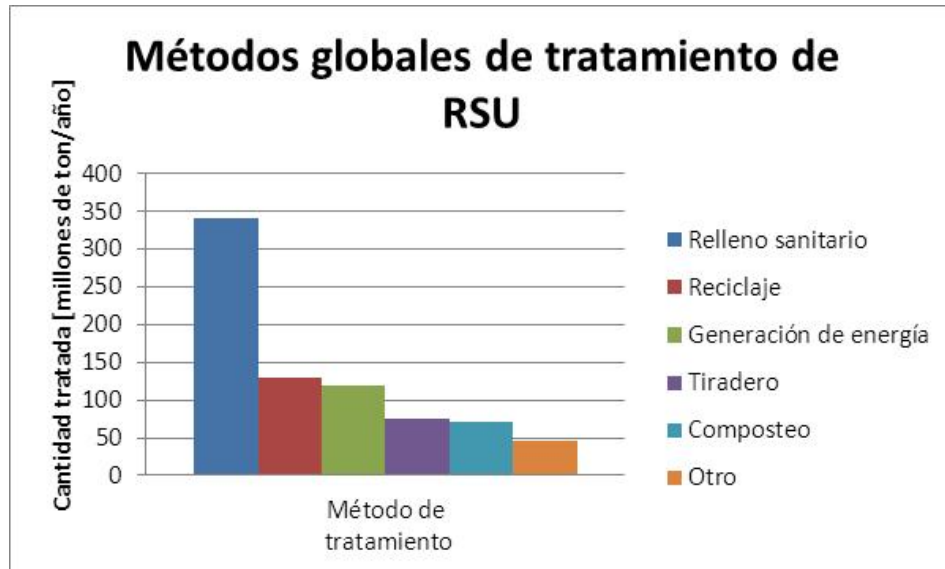


Figura 2. Métodos globales de tratamiento de RSU (Hoornweg, 2012).

En este sentido la **Tabla 5** muestra los métodos de tratamiento de RSU más importantes por país, en ella resalta el minúsculo porcentaje de RSU que son depositados en sitios de disposición final en Japón, un país con una densidad de población de 350 [hab/km²], (México apenas llega a los 58 [hab/km²]) (Banco Mundial, 2012). Esto se debe a la necesidad del país asiático de utilizar métodos de tratamiento de RSU que ocupen un espacio reducido, por ello se puede observar que el porcentaje de RSU destinados a los rellenos sanitarios es cercano a cero.

Tabla 5. Porcentaje de métodos de tratamiento y sitios de disposición final de los RSU por país (Hoornweg, 2012).

País	Nivel de ingresos	Tiraderos [%]	Relleno sanitario [%]	Composta [%]	Reciclaje [%]	Generación de energía [%]	Otros [%]
Japón	Alto	-	3	-	17	74	6
México	Medio alto	-	97	-	3	-	-
Estados Unidos	Alto	-	54	8	24	14	-

4.1.5 COMPOSICIÓN

Conocer la composición de los residuos sólidos es importante para poder enfrentar adecuadamente su manejo, ya que la composición de los RSU es el factor determinante para decidir a qué tipo de tratamiento deberán ser sometidos o por defecto a qué tipo de disposición final deberán de ser enviados.

Para los residuos inorgánicos, el reciclaje es una opción prometedora mediante el reutilización de dichos desechos a través de una selección y clasificación de los mismos. Para los residuos orgánicos hay dos alternativas importantes. La primera es la generación de fertilizantes orgánicos a través del compostaje utilizando el proceso de digestión aerobia. La segunda comprende la generación de energía a través del proceso de digestión anaerobia (Hoornweg, 2012). Este último será analizado con detalle más adelante en este trabajo.

La composición de los residuos sólidos depende esencialmente de los siguientes factores:

- **El nivel de ingresos de la población.** Donde la población con ingresos altos genera una menor cantidad de residuos orgánicos, a diferencia de la población con ingresos bajos que este tipo de residuos son los de mayor proporción dentro de los residuos generados.
- **La estación del año.** Los productos consumidos varían según las diversas temporadas del año, por ejemplo a fin de año la cantidad de residuos aumenta debido a los empaques y envolturas de los regalos navideños y la cantidad de residuos orgánicos también crece gracias a la gran cantidad de reuniones de familias y amigos.
- **El día de la semana.** Durante el transcurso de una semana la composición y generación de residuos varía. Los fines de semana por ejemplo la cantidad de residuos aumenta en especial la cantidad de residuos orgánicos los

cuales son generados principalmente en comercios como restaurantes y plazas comerciales.

- **Las costumbres de los habitantes.** La variación de la composición de los residuos sólidos también responde al tipo de sociedad que genera los residuos. Sociedades más consumistas tienden a generar más residuos no orgánicos debido a la gran cantidad de empaques en los cuales están contenidos los alimentos los cuales principalmente son adquiridos en locales de comida rápida.
- **La ubicación geográfica.** La composición de los residuos sólidos variará dependiendo de la región en donde estos son generados. Por ejemplo en regiones costeras la cantidad de residuos de pescados y mariscos será mayor que en regiones sin acceso a zonas marítimas.
- **El clima.** Este factor está íntimamente ligado con el anterior, ya que en regiones con climas cálidos la cantidad de residuos orgánicos será similar a través del año, mientras que en regiones con climas fríos este tipo de residuos se disminuirá en las épocas más frías del año.

Donde el factor que predomina en el tipo de composición de los residuos es el nivel de ingresos de la población.

En la **Tabla 6** se muestra la clasificación de residuos propuesta por Hoornweg, (2012).

Tabla 6. Tipos de residuos y sus fuentes (Hoornweg, 2012).

Tipo	Fuentes de generación
Orgánico	Restos de comida, residuos de jardinería, madera.
Papel	Residuos de papel, cartón periódico, revistas, bolsas, cajas, directorios telefónicos, vasos de papel.
Plástico	Botellas, empaques, contenedores, bolsas, vasos.
Vidrio	Botellas, vidrio roto, focos.
Metal	Latas, láminas, latas de aerosol, bicicletas.
Otros	Textiles, cuero, hule, residuos electrónicos, cenizas, materiales inertes.

En las siguientes figuras (**Figura 3, Figura 4**) se observa que el porcentaje de residuos orgánicos disminuye conforme los ingresos de la población aumentan. En países con ingresos bajos y medios (Latinoamérica y el Caribe), la cantidad de residuos de tipo orgánico representa más de la mitad de los residuos generados,

en cambio, en los países con ingresos altos (miembros de la OCDE), el porcentaje de residuos orgánicos se ve mermado considerablemente.

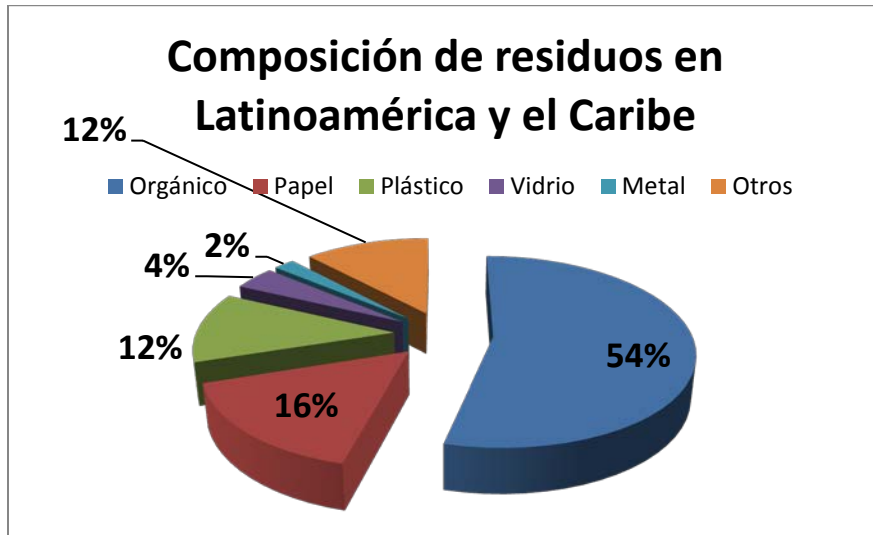


Figura 3. Composición de residuos en Latinoamérica y el Caribe (Hoornweg, 2012).

Como se puede ver en la **Figura 3**, la mayoría de los residuos generados en países latinoamericanos son principalmente orgánicos, mientras que en los países desarrollados de la OCDE el porcentaje mayor es de residuos de papel.

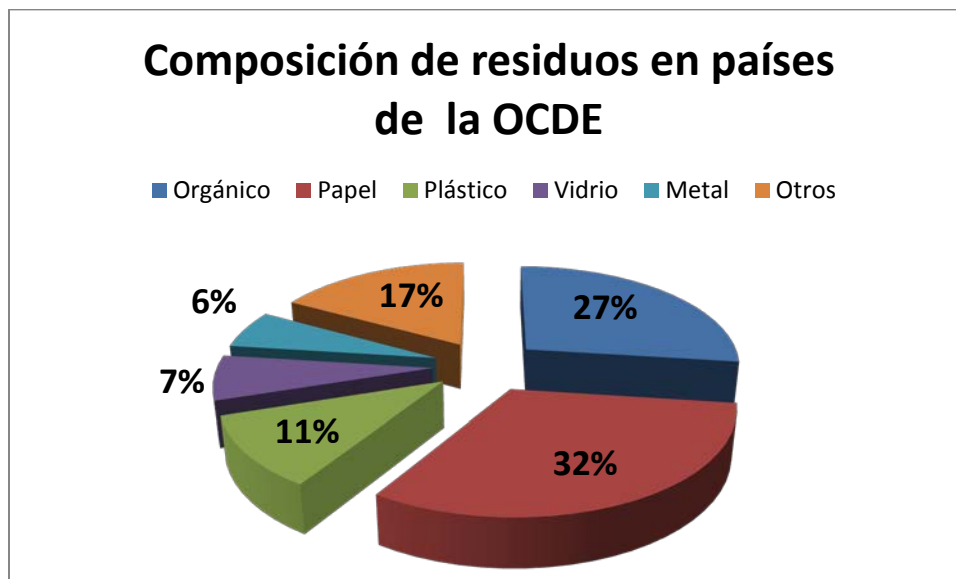


Figura 4. Composición de residuos en países de la OCDE (Hoornweg, 2012).

También es necesario considerar que la composición de los residuos sólidos varía en cada región de país a país, esto se observa en la **Tabla 7**, que contiene algunos países representativos de diversas regiones del mundo.

Tabla 7. Composición de los RSU por país (Hoorweg, 2012).

País	Nivel de ingresos	Orgánico [%]	Papel [%]	Plástico [%]	Vidrio [%]	Metal [%]	Otros [%]
Brasil	Medio alto	61	15	15	3	2	5
Alemania	Alto	14	34	22	12	5	12
Japón	Alto	26	46	9	7	8	12
México	Medio alto	51	15	6	6	3	18
Estados Unidos	Alto	25	34	12	5	8	16

En México la composición es principalmente orgánica. Esto arroja dos conclusiones. Primero, se comprueba lo antes expuesto con relación a la composición de los RSU de acuerdo con el nivel de ingresos de cada país (siendo México un país con ingresos medios). Segundo, se hace evidente la gran oportunidad que tiene México para el aprovechamiento de los residuos orgánicos, sobre todo es interesante pensar en un aprovechamiento de estos desechos para generar energía eléctrica a través de la quema del biogás generado en el proceso de digestión anaerobia.

4.1.5.1 Fracción Orgánica de los Residuos Sólidos (FORSU)

Conforme un país se urbaniza y por ende, los ingresos de su población aumentan, el consumo de materiales inorgánicos también se incrementa, mientras la fracción orgánica se ve reducida. Generalmente los países con ingresos bajos e ingresos medios tienen un gran porcentaje de materia orgánica (entre 40 y 85 %) en la composición de sus RSU (Hoorweg, 2012), mientras que la fracción inorgánica aumenta en países con alto ingreso.

Al ser México un país con un nivel de ingresos medio bajo, se observa que se tiene un gran potencial para el aprovechamiento de los residuos orgánicos ya que más de la mitad de los RSU generados en el país son de origen orgánico (51%).

Con una fracción orgánica de los residuos sólidos urbanos de esta magnitud, es posible pensar en tratamientos de RSU que utilizan la digestión ya sea aerobia o anaerobia para la eliminación de los residuos con alto contenido orgánico.

La fracción orgánica de los residuos sólidos urbanos (FORSU) es la porción de los RSU que se compone únicamente de desechos orgánicos, la cual, de acuerdo con la legislación que compete, puede o no contemplar los residuos de jardinería y de papelería. Para el caso de México estos residuos son considerados como parte de la FORSU.

En este sentido, FORSU representa un material susceptible al tratamiento por la digestión anaerobia, ya que ésta constituye entre un 30 a 40% del total de los residuos sólidos urbanos en la zona metropolitana del Distrito Federal (*GDF, 2010*), lo cual hace una opción adecuada la utilización de la digestión anaerobia para tratar los desechos de la ciudad.

Sin embargo, la digestión anaerobia no es el único método utilizado para el tratamiento de los residuos orgánicos, también se utilizan la incineración, la pirólisis y la gasificación.

4.1.5.2 *Sistemas de tratamiento*

El tratamiento que se le debe dar a los RSU depende de varios factores; el nivel de ingresos de la población es el principal, ya que a partir de éste se derivan otros como son la composición de los residuos sólidos, la tecnología disponible, los altos costos a solventar en ciertos tratamientos (incineración, rellenos sanitarios) y el espacio disponible para instalación de los centros de tratamiento.

Considerando lo anterior los métodos más comunes para el tratamiento de los RSU son: reciclaje, compostaje, sistemas térmicos y sistemas de digestión. Mientras que los tipos de disposición final son: Relleno sanitario y tiraderos.

- **Sistemas térmicos**

Los procesos de conversión térmica se definen como tratamientos que permiten obtener a partir de los RSU productos gaseosos, líquidos y sólidos que pueden ser aprovechados, y además logran reducir el volumen de los residuos alimentados al reactor de combustión. También es posible obtener energía a partir de la combustión de los residuos; en general se obtiene energía térmica que será utilizada como calor de proceso. Estos tratamientos se basan en la transformación de las moléculas orgánicas por la acción del calor y comprenden tecnologías de tratamiento a altas temperaturas, que se pueden clasificar de acuerdo a las necesidades de oxígeno del proceso en: incineración, gasificación y pirólisis (*Cabrera, 2010; Garcés, 2010*).

En la **Figura 5** se observa la clasificación de los tres procesos:

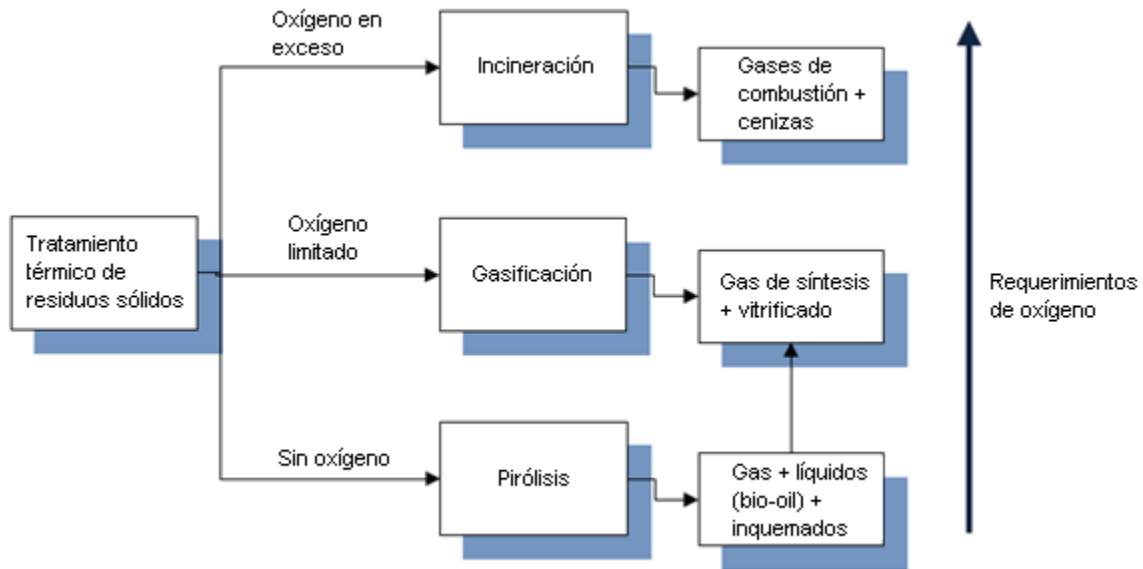


Figura 5. Clasificación de los procesos térmicos de tratamiento de los RSU (Cabrera, 2010).

A continuación se explicarán en qué consisten, de manera general; los tres tratamientos térmicos.

Incineración

La combustión con exceso de aire, también conocida como incineración, es un proceso que actualmente se utiliza para la eliminación de residuos sólidos que no pueden ser reciclados, reutilizados o dispuestos por otra tecnología. Este proceso permite una reducción de volumen del 90% y una reducción de masa de cerca del 70%. La energía química contenida en los componentes orgánicos de los residuos es convertida en energía calorífica (Provincia de Chubut, Argentina, 1993).

Sin embargo, este proceso ha adquirido una mala connotación de acuerdo a como señala Garcés (2010), esto debido a las frecuentes operaciones deficientes presentes en algunas plantas de incineración, las cuales no tienen un correcto control de las emisiones atmosféricas.

Para este proceso es de suma importancia tener control sobre el porcentaje de exceso de aire, ya que al proporcionar una cantidad adecuada se facilita la combinación de las moléculas de aire con el combustible (en este caso los RSU), incrementando la eficiencia de la combustión y disminuyendo la formación de monóxido de carbono. El exceso de aire influye en la temperatura y la cantidad de productos de la combustión, a mayor cantidad de oxígeno menor temperatura de flama y mayor contenido de oxígeno en los gases de combustión. En un proceso

de incineración, las temperaturas de los gases van de los 800 °C a los 1200 °C (Cabrera, 2010).

El proceso de incineración, puede tener o no recuperación de cierto porcentaje de la energía contenida en los residuos y en los gases generados a partir de los mismos. En las instalaciones de incineración modernas, se cuenta con sistemas de aprovechamiento energético, donde la energía contenida en los residuos es recuperada como calor. Dichos sistemas incrementarán el tiempo de construcción de las instalaciones, y de forma muy considerable la inversión inicial; además de crear un importante conjunto de necesidades a la hora de su correcto funcionamiento y mantenimiento (Cabrera, 2010).

Al comparar los costos de incineración de los RSU, contra los costos para la disposición de los desechos en un relleno sanitario, se puede observar que el proceso de incineración necesita de una inversión más elevada. Cabrera (2010), señala que esta diferencia entre los costos de dichos proceso es considerable, ya que para la década de los 90 el intervalo de precios para el tratamiento por incineración de los RSU iba desde los 25 hasta los 100 dólares, un valor mucho más elevado que el intervalo de precios para el tratamiento por disposición en rellenos sanitarios de los RSU que iban desde los 10 hasta los 40 dólares.

Los costos de inversión se ven influenciados también por la maquinaria utilizada para la producción de energía, que puede ser desde un simple enfriado de los gases de combustión (sin producción de energía), hasta la producción de energía a partir del proceso (calor y electricidad) (Cabrera, 2010).

Gasificación

La gasificación es un proceso de conversión termoquímica que utiliza una cantidad de aire subestequiométrica para obtener una oxidación parcial de la materia orgánica (Garcés, 2010), con lo cual ésta es convertida en un combustible gaseoso llamado gas de síntesis (syngas), cuyo composición está incluye principalmente por gases como el dióxido de carbono (CO₂), monóxido de carbono (CO), hidrógeno (H₂), metano (CH₄) y vapor de agua (H₂O) (Cabrera, 2010).

La oxidación parcial se puede llevar a cabo con diferentes agentes gasificadores como el aire, el aire enriquecido de oxígeno, oxígeno puro o vapor, aunque la opción más utilizada por su bajo costo es la de utilizar aire común. Las temperaturas empleadas en este tratamiento van desde los 900 °C hasta los 1,100 °C utilizando aire, y de 1,000 °C hasta 1,400 °C utilizando oxígeno (Cabrera, 2010).

La gasificación con aire es la técnica más utilizada debido a los bajos costos que conlleva su uso, sin embargo, Cabrera (2010) señala que la gasificación con oxígeno es una mejor opción ya que esta produce gas de mejor calidad con poderes caloríficos que van de 10 a 18 MJ/Nm³ mientras que la técnica con aire solo alcanza valores de 4 a 6 MJ/Nm³.

En el proceso de gasificación, la energía contenida en los RSU es transferida al gas generado durante el proceso como energía química. Esta energía puede ser utilizada para producir electricidad al utilizar motores o turbinas que utilizan este gas como combustible (Cabrera, 2010).

El producto principal de la gasificación es el gas de síntesis, el cual puede ser utilizado para la generación de energía eléctrica o para la síntesis de sustancias como el metanol y el amoníaco.

El gas de síntesis, también conocido como *syngas*, puede ser utilizado para producir energía eléctrica por varios medios, que van desde su utilización en motores de gas, hasta su uso en turbinas de gas para ciclos combinados, o en plantas con ciclo Rankine que como indica Garcés (2010), es el método más común para la recuperación de energía.

Los costos del sistema de gasificación dependen de diversos factores, entre los que se encuentran el poder calorífico de los residuos, eficiencia de generación eléctrica, la eficiencia de enfriamiento del gas, costos de disposición de residuos, capacidad de la planta, el sistema de recuperación de energía, entre otros.

Pirólisis

La pirólisis o termólisis, consiste en la descomposición físico-química de la materia orgánica utilizando calor en un estado libre de oxígeno (Cabrera, 2010; Garcés, 2010). Los productos que se obtienen de la pirólisis son tres: una fracción gaseosa, una líquida y una sólida (Cabrera, 2010). La fracción gaseosa está compuesta principalmente de monóxido de carbono (CO), dióxido de carbono (CO₂), hidrógeno (H₂) y etano (C₂H₆). La fracción líquida está constituida por productos más pesados que no pueden permanecer en estado gaseoso y por lo tanto se condensan como ácidos orgánicos, fenoles, alcoholes, aldehídos, cetonas, entre otros. La fracción sólida suele estar formada por un residuo carbonoso llamado "char", en el que se pueden encontrar los materiales originales que fueron sometidos al proceso de pirólisis, que por ciertas condiciones de operación sólo se fundieron y se volvieron a solidificar (Cabrera, 2010; Garcés, 2010).

En contraste con los procesos de combustión y de gasificación, el proceso de pirólisis es altamente endotérmico. Desde el punto de vista de aportación de calor, la pirolisis se divide en dos grupos: los sistemas autotérmicos y los sistemas alotérmicos (Cabrera, 2010).

Conforme lo describe Cabrera (2010), en los sistemas autotérmicos, la energía es proporcionada por la combustión de parte de la carga, es decir por calentamiento directo. En este tipo de sistemas las reacciones de termorreducción deben realizarse en un medio químicamente inactivo o en atmósfera reductora ya que cualquier introducción de oxígeno provocaría la combustión de una parte del combustible.

En los sistemas alotérmicos la transmisión de calor se lleva a cabo por conducción y radiación de las paredes, la fuente de energía suele ser la combustión de los gases producidos o bien el propio "char", este sistema de suministro de calor es el más utilizado ya que presenta notables ventajas sobre el calentamiento directo. El intervalo de temperatura a la que se lleva a cabo la pirólisis va de los 300 a los 900 °C (Castells y Cadavid, 2005).

La recuperación de energía en el proceso de pirólisis se da a través de la valorización de las tres principales fracciones de productos que se obtienen: líquidos aceitosos, gas de pirólisis y el residuo carbonoso llamado "char".

Líquido aceitoso – Este líquido puede ser utilizado directamente en sistemas convencionales de generación de energía eléctrica a través de su uso en motores diésel y turbinas de gas, su poder calorífico se encuentra entre los 25 MJ/kg para los aceites derivados de la pirólisis de los RSU y de 42 MJ/kg para los aceites derivados de la pirólisis de los residuos de llantas (Cabrera, 2010). Las dos más grandes ventajas que poseen estos líquidos es su fácil transporte en comparación a los sólidos y gases y la facilidad de adaptación para ser utilizados en equipos de combustión convencionales.

Gas – El gas obtenido del proceso de pirólisis de los RSU tiene un poder calorífico de alrededor de 18 MJ/m³ y puede ser utilizado para satisfacer los requerimientos de energía para el proceso, por lo que es usualmente utilizado para generar vapor con el cual se alimenta una turbina de vapor, mediante la cual se genera energía eléctrica (Williams P., 2005).

"Char" – Este producto contiene un poder calorífico relativamente alto (alrededor de 19 MJ/kg) lo que lo hace un buen combustible (Williams P., 2005).

- **Digestión**

Los procesos de digestión han sido utilizados por la humanidad por mucho tiempo como una forma efectiva para dar un uso práctico a los residuos generados. El método de digestión anaerobia era utilizado por culturas como la china, como un método para obtener abono y utilizarlo como fertilizante para las tierras de cultivo.

En la actualidad se ha logrado implementar el proceso de digestión anaerobia para complementar el antiguo proceso de compostaje (digestión aerobia), esto ha sido impulsado por la necesidad de resolver la problemática global sobre la gestión de los RSU; gracias a la investigación y desarrollo de tecnología, este proceso se ha convertido en una solución real al problema de tratamiento de residuos.

Digestión aerobia y anaerobia

El contenido orgánico de los residuos sólidos puede ser reducido mediante una actividad bacteriana controlada. Si la actividad bacteriana es anaeróbica, la reducción del contenido orgánico de los residuos se alcanza a través de la digestión de lodos. Por otro lado, si la actividad bacteriana es aeróbica, la reducción del contenido orgánico se alcanza a través de la estabilización de lodos (Gerardi, 2003).

A continuación, se comparan ambos procesos, con ello es posible identificar las ventajas y desventajas que conlleva cada técnica con lo cual se puede decidir cuál es la técnica más adecuada según la finalidad que es buscada.

Como lo indica Tchobanoglous (1993), la digestión aerobia fue utilizada en gran medida a partir de la década de los 90 para transformar la FORSU en composta. La digestión aerobia o bien compostaje, puede ser utilizado para tratar una gran variedad de residuos, de entre los que resaltan: residuos de jardinería, la FORSU así como también los RSU.

Este tratamiento para los RSU está cayendo en desuso debido a las ventajas que proporciona la digestión anaerobia, entre las que destacan: la producción de energía mediante la transformación del gas obtenido, el poco espacio requerido para la instalación de los equipos utilizados para llevar a cabo el proceso de digestión, el buen control sobre los olores generados por la descomposición de los RSU, entre otras.

Con respecto a la generación de biogás, la digestión anaerobia es además más rentable que la digestión aerobia, esto debido a la gran capacidad de producir energía del proceso anaerobio, entre 100 a 150 kWh por tonelada de residuos (Juanga, 2005), contra la nula capacidad de generación de energía en el proceso

aerobio, donde además es necesario invertir entre 30 a 35 kWh por tonelada de residuos para poder operar el proceso.

Un factor de importancia a considerar es el impacto social de cada método, esto es debido a que la digestión anaerobia resulta más atractiva para la sociedad, al considerar que dicho sistema ocupa un menor espacio y tiene un mejor control de olores, mientras que el sistema aerobio necesita de grandes áreas para operar y no garantiza la eliminación de los malos olores.

El proceso de digestión anaerobia fue utilizado ampliamente durante la última década del Siglo XX para el tratamiento de aguas residuales industriales (Juanga, 2005). Como lo indica Mata-Álvarez (2003), dentro de los tratamientos biológicos la digestión anaerobia es el método más rentable tomando en consideración sus altas tasas de generación de energía y su bajo impacto ambiental.

4.2 DIGESTIÓN ANAEROBIA

Los malos olores generados en los rellenos sanitarios son una de las principales problemáticas a tratar con respecto a la gestión de los RSU en México.

Como se describió anteriormente, más del 90% de los RSU generados son dispuestos en rellenos sanitarios, ya sea controlados o sin control alguno. Por ello es de suma importancia contar con un método que pueda asegurar la reducción significativa de los malos olores al tratar los RSU.

Otro problema primordial de los rellenos sanitarios es la falta de lugares cercanos a las grandes ciudades donde se generan los residuos, lo cual evidencia la necesidad de métodos de tratamiento de RSU los cuales puedan realizarse en espacios reducidos.

En este sentido los sistemas comerciales de digestión anaerobia pueden reproducir el proceso de descomposición que se lleva a cabo en los rellenos sanitarios dentro de un reactor el cual puede producir biogás en tasas mucho mayores, entre 2 a 3 semanas en comparación con el proceso natural que tarda entre 30 a 100 años (RIS International Ltd., 2005).

Los digestores anaeróbicos utilizan procesos catabólicos (destructivos) para la descomposición de residuos (Gerardi, 2003). Estos procesos se deben de llevar a cabo en la ausencia de oxígeno (O_2), ya que, en la presencia de éste, la actividad bacteriana se verá afectada de manera considerable, lo que ocasionará un bajo rendimiento en el proceso de digestión. Este proceso es comúnmente utilizado en el tratamiento de lodos con grandes contenidos de sólidos (partículas y residuos coloidales).

En los digestores anaeróbicos, la digestión de los residuos orgánicos se lleva a cabo en un reactor donde las condiciones ambientales como la humedad, temperatura, pH, entre otros tantos factores, son controlados para maximizar las tasas de descomposición de los residuos y la consecuente generación de biogás (RIS International Ltd., 2005).

El objetivo de los digestores anaeróbicos es el de destruir una parte importante de los sólidos volátiles en el sustrato; sus productos principales son el biogás y los lodos sólidos digeridos (digestato) (RIS International Ltd., 2005).

En adición a la reducción en el volumen y peso de los lodos, los digestores anaeróbicos proveen de otras características atractivas, entre ellas, la disminución de los costos de disposición final de los residuos (Gerardi, 2003).

Las temperaturas relativamente altas y los largos tiempos de retención (TR) de los digestores anaeróbicos reducen significativamente la cantidad de virus, bacterias y hongos patógenos, y gusanos parásitos; esto es una característica sumamente atractiva debido al aumento en la preocupación que las agencias regulatorias y del público en general, tiene por los riesgos a la salud que representa el uso de los lodos digeridos para ser utilizados como fertilizantes en la agricultura (Gerardi, 2003).

El proceso de digestión anaerobia es uno de los procesos para tratar los RSU más utilizados alrededor del mundo. En la actualidad existen varias plantas de digestión anaerobia, son 79 en total y en la **Tabla 8** se observa en que países están ubicadas:

Tabla 8. Distribución de algunas plantas existentes de digestión anaerobia a nivel global (RIS International Ltd., 2005).

Número de plantas	País	Número de plantas	País
28	Alemania	3	Holanda
12	Suiza	2	Canadá
7	España	1	Finlandia
5	Austria	1	Suecia
5	Italia	1	Dinamarca
4	Japón	1	Libia
4	Francia	1	Corea
3	Bélgica	1	Portugal

4.2.1 ETAPAS DEL PROCESO

El proceso de digestión anaerobia, para la producción de metano, está dividido en cuatro etapas que ilustran la secuencia de los eventos microbianos que ocurren durante el proceso de digestión. Estas etapas son: hidrólisis, acidogénesis, acetogénesis y metanogénesis (Gerardi, 2003).

A continuación se ilustra en la **Figura 6** el proceso de digestión anaerobia.

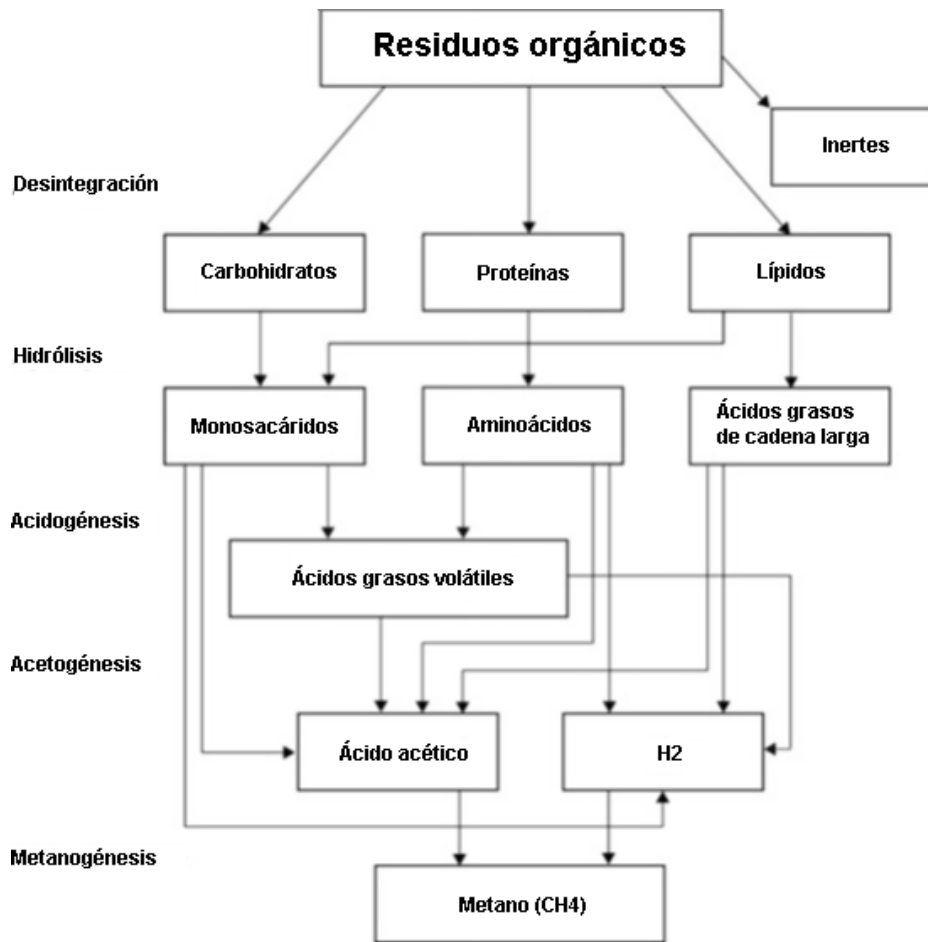


Figura 6. Diagrama de flujo del proceso de digestión anaerobia (Curry et al., 2011).

4.2.1.1 *Hidrólisis*

La primera etapa del proceso de digestión anaeróbica es la hidrólisis. Dentro del digester existen partículas y residuos coloidales, los cuales están compuestos por carbohidratos, grasas y proteínas. Estos residuos son sustancias poliméricas, es decir, se forman por grandes moléculas que están compuestas por moléculas de menor tamaño, unidas por enlaces químicos. Estas pequeñas moléculas se convierten rápidamente en solución cuando los enlaces químicos antes

mencionados son rotos (Gerardi, 2003). En esta etapa, las sustancias poliméricas como son los azúcares, grasas y proteínas son convertidas en sustancias más pequeñas como son los aminoácidos, azúcares simples, ácidos grasos y alcoholes (Schnürer y Jarvis, 2009), mediante las enzimas producidas por las bacterias hidrolíticas (FNR, 2010).

4.2.1.2 Acidogénesis

La segunda etapa del proceso es la etapa acidogénica, en donde los compuestos solubles producidos en la hidrólisis son degradados por una gran diversidad de aerobios y anaerobios facultativos (FNR, 2010), a través de varios procesos de fermentación. La degradación de estos compuestos resulta en la producción de dióxido de carbono, hidrógeno, alcoholes, ácidos orgánicos, compuestos orgánicos de nitrógeno y algunos compuestos orgánicos de sulfuro (Gerardi, 2003).

4.2.1.3 Acetogénesis

Algunos de los compuestos antes mencionados pueden ser usados directamente como sustratos por las bacterias metanogénicas, sin embargo existen compuestos que no pueden ser utilizados de manera directa, por ello es necesario que primero bacterias fermentativas los degraden para formar acetato durante la etapa acetogénica. Si las bacterias metanogénicas no degradan los productos de la segunda etapa entonces estos se acumularán y producirán un medio ácido el cual provocará que el sistema no sea estable y por lo tanto poco adecuado para un proceso de digestión efectivo (Gerardi, 2003).

El compuesto con mayor influencia en esta etapa es el ácido acético o acetato, ya que este es el principal ácido orgánico o ácido volátil utilizado como sustrato por las bacterias metanogénicas (Gerardi, 2003). Por ello esta etapa requiere de una cercana relación entre las bacterias acidogénicas y las bacterias metanogénicas (Schnürer y Jarvis, 2009). Esto es debido a que el hidrógeno producido debe de tener una concentración adecuada, ya que si la concentración de hidrógeno dentro del reactor es muy alta se formará una cantidad excesiva de ácidos orgánicos que al acumularse inhibirán el proceso de generación de metano (Schnürer y Jarvis, 2009). Por ello, es de gran importancia que exista esta relación entre las bacterias acidogénicas con las metanogénicas, ya que estas últimas son las encargadas de mantener los niveles de hidrógeno lo suficientemente bajos para que el proceso de acetogénesis se desarrolle de manera correcta (Wandrey et al., 1983; FNR, 2010).

4.2.1.4 Metanogénesis

En la última etapa, el metano es formado principalmente a partir del acetato, dióxido de carbono e hidrógeno, así como también en menor proporción de

algunos compuestos orgánicos, por lo tanto es necesario que todos los productos fermentativos se conviertan a compuestos que puedan ser usados por las bacterias metanogénicas. Los compuestos que no son degradados por dichas bacterias se acumulan en el sobrenadante del digestor como se explicó en la etapa anterior (Gerardi, 2003).

La descomposición de los compuestos orgánicos complejos a metano, se puede llevar a cabo tan rápidamente como dichos compuestos puedan ser convertidos a sustratos que alimenten a las bacterias metanogénicas (Gerardi, 2003), las cuales son los organismos con la velocidad más baja de crecimiento en el proceso de digestión anaerobia y por lo tanto son los limitantes para la generación de biogás (Liu y Whitman, 2008).

4.2.2 VARIABLES DE INFLUENCIA

El factor que limita la velocidad de las reacciones que se llevan a cabo en el proceso de digestión anaerobia es usualmente la conversión de los ácidos volátiles en metano (Gerardi, 2003). Las bacterias metanogénicas obtienen muy poca energía de la degradación de los ácidos volátiles, lo que ocasiona que su velocidad de crecimiento se vea restringida, es decir, que la cantidad de sustrato utilizado por cada organismo es muy alta o dicho de otra manera, la bacteriogénesis resulta muy baja y por lo tanto se deben encontrar las condiciones operativas óptimas para así obtener tasas de destrucción de sólidos y producción de metano aceptables.

Las bacterias metanogénicas son extremadamente sensibles a los cambios en alcalinidad, pH y de temperatura (Gerardi, 2003); por lo tanto, las condiciones operativas en el digestor deben de ser monitoreadas constantemente para mantenerlas en intervalos óptimos que permitan una actividad adecuada de las bacterias metanogénicas. Por consiguiente, las variables de influencia del proceso son: tiempos de retención hidráulicos, nutrientes, pH, temperatura, entre otras.

Debido a que la metodología a desarrollar en este trabajo se enfoca en el ámbito de transferencia de calor solo es importante plantear la importancia de la temperatura dentro del reactor del proceso de DA.

4.2.2.1 Temperatura

En presencia de oxígeno, la materia orgánica al descomponerse libera calor lo que causa que ésta se caliente. En un proceso anaeróbico esto sucede en una proporción mucho menor, pero siguiendo la primera ley de la termodinámica esta energía es almacenada y transferida a la energía interna contenida en el metano al final del proceso. Por lo tanto, este proceso es altamente eficiente térmicamente

hablando, ya que se le debe suministrar muy poco calor y el producto final tiene un gran contenido energético (Schnürer y Jarvis, 2009).

La temperatura es uno de los factores con mayor influencia sobre la actividad microbiana, y por consiguiente, la producción de metano dentro de un digestor anaerobio, sin embargo, no existe una temperatura óptima global para una adecuada operación para el proceso de digestión anaerobia; hay diferentes condiciones de temperatura en las cuales cierto tipo de bacterias encuentran un ambiente idóneo para desarrollar sus funciones. Estas condiciones tienen diferentes intervalos de temperatura y se dividen en cuatro: psicofílico, mesofílico, termofílico e hipertermofílico (Noah y Wiegel, 2008), tal como se observa en la **Tabla 9**

Tabla 9. Intervalos de temperatura para bacterias metanogénicas (Schnürer y Jarvis, 2009).

Intervalos de temperatura	Temperatura [°C]
Psicofílico	4 a 25
Mesofílico	25 a 40
Termofílico	50 a 60
Hipertermofílico	> 65

La mayoría de las bacterias metanogénicas desarrollan sus funciones en dos intervalos de temperatura; el intervalo mesofílico que varios autores concuerdan que va desde 30 hasta los 40 °C (RIS International Ltd., 2005; Rapport et al., 2008; Tchobanoglous G. et al., 1991; Nordberg, 2006) con una temperatura óptima que se encuentra entre los 35 hasta los 37°C (Schnürer y Jarvis, 2009). Por otro lado, el intervalo termofílico no está muy bien definido ya que muchos autores hacen diversas propuestas. De acuerdo a Rapport et al., (2008) y Nordberg, (2006) este intervalo va desde 50 hasta los 60 °C, por otro lado RIS International Ltd., (2005) menciona que este va desde 50 a 65°C con una temperatura óptima de 55°C y Tchobanoglous G. et al., (1991) señala que el intervalo va desde los 44 hasta los 57°C.

Para este trabajo, el intervalo que se considerará será el propuesto por Schnürer y Jarvis, (2009), el cual se encuentra expuesto en la **Tabla 9**.

Sin embargo, es posible producir biogás mediante digestión anaerobia dentro del intervalo psicrófilico, con producciones menores de metano en comparación con los intervalos mesófilico y termófilico (Hesseltgren et al 2005, Collins et al 2006, Bohn et al 2006). También, para el intervalo hipertermófilico existen casos de organismos metanogénicos que subsisten en temperaturas de hasta los 110°C (Chaban et al., 2006), pero para los procesos estables de generación de biogás solo se han documentado temperaturas máximas en el intervalo de entre 60°C hasta los 70°C (Scherer et al., 2000).

Es importante señalar que en el intervalo que va desde los 40 hasta los 50 °C, entre los intervalos mesófilico y termófilico, las bacterias metanogénicas son inhibidas y por lo tanto la producción de biogás se ve inhibida (Rapport et al, 2008; Madigan y Martinko, 2006; Wagner y Wiegel, 2008; Gerardi, 2003).

Los problemas operacionales más recurrentes en los digestores anaerobios son la pérdida de la capacidad de calentamiento y la conservación de una temperatura óptima para el proceso de digestión (Gerardi, 2003). Se debe de conservar una temperatura aceptable y uniforme a través de todo el digestor, para así prevenir actividad bacteriana que no es adecuada para el proceso, ya que las variaciones en la temperatura afectan a las bacterias metanogénicas, provocando la disminución de la generación de biogás y por tanto, reduciendo la eficiencia del proceso. Por ello, VAV (1981) sugiere que para intervalos mesófilicos y termófilicos, una vez definida la temperatura de operación en el proceso, esta debe permanecer constante y no variar más de $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ para tener una eficiencia adecuada en el sistema. Es también de suma importancia que el reactor tenga un aislamiento adecuado como lo menciona Svahn (2006), esto para prevenir pérdidas de calor a través del reactor y de esta manera, suministrar la menor cantidad posible de energía al sistema.

Es importante precisar que las variaciones en la temperatura no sólo afectan a las bacterias metanogénicas, sino también a las acidogénicas, por lo tanto, las fluctuaciones de la temperatura pueden ser benéficas para algunas bacterias y nocivas para otras. Por ejemplo un aumento de 10°C en la temperatura puede ocasionar que las bacterias metanogénicas dejen de producir biogás, por otro lado las bacterias acidogénicas incrementarán su producción (Gerardi, 2003). Esto resultará en variaciones en los niveles de ácidos orgánicos y los alcoholes producidos durante la fermentación y, como se explicó con anterioridad, al ser estos productos los sustratos utilizados por las bacterias metanogénicas, se ocasionará que el rendimiento global del digestor se vea afectado, sin embargo la causa principal de un bajo rendimiento en el proceso de digestión, es la caída de la temperatura por debajo del intervalo de temperatura óptima como lo explican Schnürer y Jarvis (2009).

Considerando las actuales regulaciones con respecto a la gestión integral de los RSU, la elevada tasa de destrucción de patógenos en los digestores termofílicos, como lo señala Sahlström (2003), es bastante atractiva. Esto se debe principalmente a que una elevada temperatura en el proceso de digestión asegura que el sistema del digestor no se convierta en un foco de infección para comunidades cercanas a las plantas de digestión.

Gerardi (2003) y Steadman (1975) sugieren que las tasas de la digestión anaerobia y de producción de metano son directamente proporcionales a la temperatura, esto es, al aumentar la temperatura, también aumentará la destrucción de sólidos volátiles así como también la producción de biogás; compuesto de metano y dióxido de carbono, con lo cual el volumen del reactor puede reducirse considerablemente (Duran y Speece, 1997. Edström y Nordberg, 2004). Otras ventajas que conlleva el uso de este intervalo, son que las altas temperaturas propiciarán una mayor generación de biogás en lapsos de tiempo más cortos (RIS International Ltd., 2005).

A pesar de lo anterior, existen autores tales como Hilkieh (2007), que mencionan que es importante señalar que esto no significa que al aumentar la temperatura dentro del digestor se asegure una mayor eficiencia en el proceso de digestión.

Por ello es fundamental conocer bajo qué condiciones un proceso es más adecuado que otro, ya que dicho proceso bajo diferentes regímenes de temperatura puede representar beneficios o por el contrario, problemas. Por ejemplo, uno de los inconvenientes de manejar el proceso en el intervalo termofílico es la falta de estabilidad que proporciona al proceso (Tchobanoglous G. et al., 1991. Léven y Schnürer, 2005. Léven et al., 2005.), además de la clara necesidad de una mayor cantidad de energía térmica que se le debe suministrar al sistema.

Asimismo, como lo sugieren Kiely (1998) y Zinder (1986), las bacterias de los procesos termofílicos son muy sensibles hasta a las más pequeñas variaciones en la temperatura, por lo que se debe asegurar que ésta sea lo más estable posible. Esto es en parte debido a que la temperatura óptima de los microorganismos en este intervalo es muy cercana a la temperatura en la cual estos mueren o son inactivados (Madigan y Martinko, 2006). Así mismo, el proceso termofílico tiene el gran problema, se necesitan grandes proporciones de energía para poder alcanzar el intervalo adecuado de temperatura de operación lo cual ocasiona, en términos energéticos, que este proceso sea menos eficiente en comparación al proceso mesofílico (Schnürer y Jarvis, 2009).

A pesar de que la producción de metano se puede llevar a cabo en un intervalo variado de temperaturas, la digestión anaerobia de lodos es comúnmente operada en el intervalo mesofílico con una temperatura óptima, de acuerdo a Gerardi (2003), Schnürer y Jarvis (2009) y RIS International Ltd. (2005), de 35°C. Gerardi (2003) también menciona que cuando la temperatura del digester alcanza los 32°C, hay que tener cuidado con la relación ácido-alcalinidad, ya que los ácidos volátiles pueden seguir generándose a bajas temperaturas pero la producción de metano se ve mermada. Una de las ventajas que conlleva el uso de este intervalo es que las bacterias dentro del digester tienen una alta capacidad para la adaptación a las variaciones de las condiciones operativas dentro del tanque (RIS International Ltd., 2005. Léven et al., 2007).

A continuación se expone en la **Tabla 10** una comparación entre los intervalos mesofílico y termofílico para el proceso de digestión anaerobia:

Tabla 10. Comparación entre el intervalo mesofílico y el intervalo termofílico (Gerardi, 2003).

Variable	Digestor mesofílico	Digestor termofílico
Tasas de alimentación	Menor	Mayor
Destrucción de patógenos	Menor	Mayor
Sensibilidad a los agentes tóxicos	Menor	Mayor
Generación de bacterias anaerobias	Mayor	Menor
Diversidad de anaerobios	Mayor	Menor
Costos operativos	Menor	Mayor
Control de temperatura	Menos difícil (2 a 3°C)	Más difícil (menos de 1°C)

Al hacer un balance entre los pros y los contras de la digestión termofílica, se observa que la mejor opción es la de operar en el intervalo mesofílico debido a que este tiene dos grandes ventajas: una mayor eficiencia energética y mayor estabilidad en el proceso. Al tener una menor necesidad de energía para calentar la materia prima, la obtención de energía neta contenida en el biogás es mucho mayor que para el proceso termofílico, lo cual está directamente ligado con los costos operativos del sistema ya que al consumir una mayor cantidad de energía calorífica los costos se elevarán. Por otro lado, como señala Mattocks (1984), la estabilidad durante la digestión anaerobia es un factor crucial en el proceso de generación de biogás ya que esto garantiza una producción moderadamente continua del mismo.

4.2.3 CLASIFICACIÓN

Existen diversas clasificaciones de los métodos utilizados para llevar a cabo el proceso de digestión anaerobia para el tratamiento de la FORSU, estas pueden estar enfocadas en la materia prima a procesar o en los equipos necesarios para poder operar el sistema principalmente.

Dichas clasificaciones se encuentran íntimamente conectadas, las combinaciones entre ellas es lo que origina las tecnologías existentes como se ejemplifica en la **Figura 7**

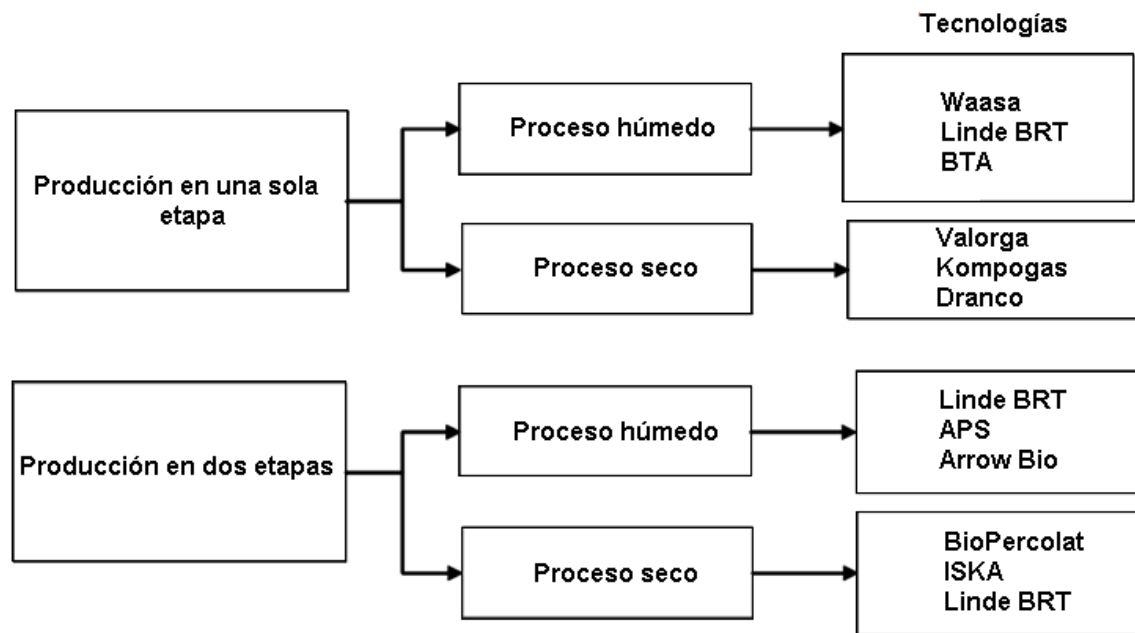


Figura 7. Diagrama de flujo de la interacción de las diferentes clasificaciones de tecnologías de digestión anaerobia (RIS International Ltd., 2005).

Estas categorías se dividen en tres: Por contenidos de sólidos, por número de etapas y por tipo de alimentación.

4.2.3.1 Por contenido de sólidos

El contenido total de sólidos dentro de un digestor anaerobio depende del tipo de sistema empleado (húmedo o seco).

Tanto los sistemas húmedos, como los sistemas secos son procesos eficientes para la descomposición de residuos sólidos y poseen ventajas el uno sobre el otro. Los sistemas húmedos son ideales para procesos en donde los residuos tienen altos contenidos contaminantes como son bolsas plásticas. Los procesos secos

resultan más adecuados cuando los residuos dentro del digestor son casi en su totalidad orgánicos (RIS International Ltd., 2005).

En los sistemas secos, los residuos son digeridos tal y como son recibidos, por otro lado, en los sistemas húmedos los residuos son diluidos con agua hasta una concentración de sólidos totales (ST) de entre 10 a 15% (RIS International Ltd., 2005).

En el aspecto económico ambos sistemas presentan ventajas como lo explica Vandevivere et al. (2002), ya que a pesar de que los sistemas secos necesitan digestores con volúmenes menores, el equipo necesario para operar el proceso es muy costoso, a diferencia de los sistemas húmedos, que aunque precisan de reactores muy grandes la inversión en la tecnología necesaria para realizar el proceso de digestión es baja.

En el aspecto técnico la tecnología seca es mucho más rentable que la tecnología húmeda (Vandevivere, P. et al. 2002), esto es debido a las fallas que se presentan con mayor frecuencia en los sistemas húmedos gracias a la presencia de arena, rocas, plásticos y madera en los residuos diluidos.

4.2.3.2 Por número de etapas

La producción de biogás o biometanización de los residuos orgánicos se lleva a cabo a través de una serie de transformaciones bioquímicas, mismas que pueden ser clasificadas en dos pasos (Vandevivere, P. et al. 2002); en el primer paso se lleva a cabo la hidrólisis, acidificación y licuefacción y en el segundo paso se lleva a cabo la transformación de acetato, hidrógeno y dióxido de carbono en metano (metanogénesis).

En los procesos de digestión anaerobia de una etapa, estas transformaciones se llevan a cabo en un mismo reactor. En cambio los procesos de dos etapas necesitan de dos reactores, uno para el proceso de acidogénesis y otro para el de metanogénesis (Vandevivere, P. et al. 2002).

Los sistemas de una etapa presentan pocas fallas técnicas, además de tener un menor costo. Su eficiencia no dista mucho de la que se presenta en los sistemas de varias etapas (RIS International Ltd., 2005). Alrededor del 90% de las plantas de digestión anaeróbica de la FORSU a nivel industrial en Europa, utilizan los sistemas de una etapa y estos sistemas son divididos aproximadamente en 50% en sistemas húmedos y 50% en sistemas secos (De Baere, 1999).

Los sistemas de dos etapas son los más complejos y costosos, pero poseen una gran ventaja sobre los sistemas de una sola etapa y de los sistemas de tipo "batch", esta consiste en la utilización de un tanque buffer el cual ayuda a regular

la tasa de alimentación al tanque digestor, y a que los procesos de hidrólisis y metanogénesis se lleven a cabo de una manera más eficiente (Capela et al., 1999. Weiland, 1992). Un problema que pueden llegar a presentar los sistemas de una etapa es la rápida acidificación de los desechos debido a una mala mezcla de los mismos, lo cual ocasiona que la metanogénesis se vea inhibida y por ende se reduzca la producción de biogás (Vandevivere, P. et al. 2002).

Existen diversos estudios que indican que los sistemas de dos etapas tienen muchas ventajas sobre los sistemas de una sola etapa, por ejemplo O'Keefe y Chynoweth (2000) señalan que los sistemas de dos etapas aseguran un proceso más rápido y estable, sin embargo De Baere (2000) indica que las aseveraciones sobre el aumento de la velocidad de los procesos de hidrólisis y metanogénesis no han sido probadas, además de no verse reflejadas estas ventajas en la práctica al observar la predilección en el mercado por tecnologías de una sola etapa para la digestión anaerobia. Esto es resultado en gran parte por la mayor complejidad que conlleva la operación de un sistema de dos etapas, así como también su costo elevado. Además Kim y Speece (2002a), así como también RIS International Ltd., (2005) y Weiland, (1992), señalan que los sistemas de dos etapas generan muy pocos beneficios en comparación con los sistemas de una etapa en la fase inicial y ningún beneficio considerable en las operaciones en periodos largos.

4.2.3.3 **Por tipo de alimentación**

Con base en la frecuencia de alimentación, los biodigestores se pueden clasificar en continuos, semi-continuos y discontinuos (Al et al., 2008; Deublein & Steinhauser, 2008; López et al., 2009).

Los sistemas de flujo continuo se caracterizan por tener una que se adiciona de forma continua y constante en el fermentador (Forster, T., 2005).

Los biodigestores continuos presentan configuración vertical u horizontal y operan en dos etapas. Pueden ser de dos tipos: Reactor Continuo Completamente Mezclado, CSTR (*Continuous Stirred-Tank Reactor*, por sus siglas en inglés) o Reactor de Flujo Pistón, PFR (*Plug Flow Reactor*, por sus siglas en inglés); generalmente los CSTR se usan para la DA húmeda, mientras que los PFR se usan en la DA seca (Vandevivere et. al, 2003; Al, et al., 2008; Deublein & Steinhauser, 2008 y Leary, 2008).

Los sistemas de flujo semi-continuo consisten en introducir la materia orgánica en el reactor periódicamente. En aplicaciones prácticas, esta alimentación suele dosificarse intermitentemente de 1 a 3 veces al día (CEDECAP, 2007). Por otro lado, varios autores Al, et al., (2008), SGC (2009) y Pérez (2010) sugieren que el sustrato debe ser bombeado al biodigestor entre 1 y 8 veces durante el día.

Los biodigestores semi-continuos o semi-batch son comunes cuando se trabaja a pequeña escala, por lo que también son ampliamente empleados en el medio rural (CEDECAP, 2007), cuando se trata de sistemas pequeños para uso doméstico. Poseen el gasómetro integrado al sistema y se construyen bajo el nivel del suelo. Se cargan por gravedad, con un volumen de mezcla que depende del tiempo de fermentación o retención y producen una cantidad diaria más o menos constante de biogás si se mantienen las condiciones de operación.

Entre los digestores semi-continuos clásicos, se tienen los de tipo hindú (de campana flotante), tipo Chino (estructura fija) y tipo balón (de estructura flexible), los cuales son descritos a continuación:

Los sistemas en semi-continuos se caracterizan principalmente por llenar el volumen del reactor en una única toma (CEDECAP, 2007). La materia orgánica, junto con el inóculo, permanecen en el reactor hasta transcurrir el tiempo necesario para conseguir la degradación requerida, esto es, cuando las reacciones cesan o la rapidez de estas se vuelve demasiado baja, lo cual se determina cuando la producción de biogás disminuye al grado de ser casi nula (Deublein & Steinhauser, 2008; CEDECAP, 2007). Al terminar el proceso los residuos de la digestión son removidos de manera total o parcial y pasan a un tratamiento posterior (Deublein & Steinhauser, 2008). Sus principales ventajas son la facilidad de su operación y la inexistencia de equipos de mezclado (Rittmann & McCarty, 2001).

Los sistemas semi-continuos son la tecnología más sencilla y barata, por ello son usados principalmente en países en desarrollo, sin embargo tienen dos inconvenientes, los grandes volúmenes que se necesitan para la instalación del sistema y las bajas tasas de producción de biogás. Además, teóricamente es posible tener un 100% de eficiencia de digestión, lo que significa que dependiendo de la biodegradabilidad del sustrato es posible transformar todos los sólidos volátiles en biogás (Vandevivere, P. et al. 2002).

Los sistemas semi-continuos a su vez se dividen principalmente en tres tipos: Sistemas de una etapa, tipo SEBAC (*Sequential Batch Anaerobic Comosting*, por sus siglas en inglés) e Híbrido Batch-UASB (*Upflow Anaerobic Sludge Blanket*, por sus siglas en inglés). A continuación se describirán brevemente cada uno de ellos:

El sistema de una etapa tiene la particularidad de contar con recirculación de lixiviados, los cuales se recolectan en el fondo del biodigestor, se bombean y se rocían en el domo del mismo. El rendimiento de este biodigestor es bajo debido a la mala distribución del lixiviado rociado en la carga orgánica ya que no cuenta con agitación.

El sistema secuencial o SEBAC tiene tres fases de operación (Verma, 2002; Vandevivere, 2003):

- Primero, en el biodigestor “joven” recién alimentado se producen ácidos orgánicos y el lixiviado rico en estos ácidos se alimenta a un biodigestor viejo donde la metanogénesis ocurre.
- Luego, este biodigestor “joven” pasa a ser “maduro” cuando disminuye la producción de ácidos orgánicos, entonces los lixiviados se recirculan al domo del mismo biodigestor.
- Cerca del final del proceso, de aproximadamente tres semanas, el lixiviado del ahora biodigestor “viejo”, se usa para el arranque del nuevo biodigestor joven, de forma que, un nuevo ciclo comience.

Finalmente, el sistema híbrido Batch-UASB es similar al sistema SEBAC, pero los dos biodigestores se encuentran siempre en contacto mediante la recirculación de lixiviados. El primer biodigestor es un discontinuo común, mientras que el segundo es un biodigestor de flujo de lodos ascendentes o UASB, este biodigestor ha sido usado durante muchos años para el tratamiento de aguas residuales, actualmente también se usa para la DA de residuos orgánicos. La alimentación al biodigestor UASB generalmente se realiza en la parte inferior del biodigestor, por lo que el flujo se da de manera ascendente de modo que la alimentación atraviesa una capa densa de lodos (Vandevivere, P. et al. 2002).

4.2.4 BIOGÁS

Después de describir, de manera general el proceso de DA es adecuado enfocarse en uno de los productos más importantes del proceso de digestión anaerobia, el biogás.

Este producto ha generado gran interés dentro de la industria energética ya que es una solución sustentable para dos grandes problemas que aquejan al planeta, la excesiva generación de RSU y la dificultad para su gestión, además de la búsqueda de energías alternativas que ayuden a reducir los gases de efecto invernadero.

4.2.4.1 Generación

El biogás es producido por bacterias en el proceso de biodegradación de material orgánico en condiciones anaeróbicas. Es una mezcla de gases en donde predomina el metano y el dióxido de carbono. El metano es un gas inflamable el cual es uno de los productos útiles de este proceso, el hidrógeno es otro producto que también puede ser utilizado como combustible, y que mediante una sencilla

adaptación puede ser utilizado en el hogar como por ejemplo en cocinas o para sistemas de calefacción (SAGARPA, 2007).

La producción de biogás resultante del proceso de digestión anaeróbica depende de las características y tipo de la materia orgánica, así como de la cantidad de la misma. En términos generales, el biogás puede ser obtenido de las aguas residuales orgánicas y de residuos sólidos, como por ejemplo, el estiércol, desechos de pastos o de los RSU (SAGARPA, 2007).

4.2.4.2 **Composición**

El biogás generado a través del proceso de digestión tiene una composición de entre 55 a 70% de metano y de entre 30 a 45% de dióxido de carbono. (RIS International Ltd., 2005), así como elementos traza de gases como oxígeno, nitrógeno, amoníaco, entre otros.

El contenido energético del biogás obtenido del proceso de digestión anaerobia se encuentra químicamente limitado al contenido de metano. La composición y las propiedades del biogás varían en cierto grado dependiendo de varios factores como son la materia prima que alimenta al proceso, el tipo de sistema de digestión, la temperatura, los TRH, entre otros. En la **Tabla 11** que se presenta a continuación se observan los valores promedio de la composición del biogás. Considerando que el biogás con una concentración de metano del 50%, el poder calorífico es de 21 MJ/Nm³, su densidad es de 1.22kg/Nm³ la cuál es similar a la del aire 1.29kg/Nm³ (Al et al., 2008).

Tabla 11. Composición del biogás (Al et al., 2008).

Compuesto	Símbolo químico	Contenido (Vol.%)
Metano	CH ₄	50-75
Dióxido de carbono	CO ₂	25-45
Vapor de agua	H ₂ O	2(20°C)-7(40°C)
Oxígeno	O ₂	<2
Nitrógeno	N ₂	<2
Amoniaco	NH ₃	<1
Hidrógeno	H ₂	<1
Ácido Sulphídrico	H ₂ S	<1

A continuación en la **Tabla 12** se presenta la composición de metano dependiendo la materia prima utilizada en el proceso de digestión.

Tabla 12. Producción de biogás dependiendo la materia prima (Al et al., 2008).

Sustrato	L de gas/kg de ST	CH₄ [%]	CO₂ [%]
Proteínas	700	70 a 71	29 a 30
Grasas	1200 a 1250	67 a 68	32 a 33
Carbohidratos	790 a 800	50	50

4.2.4.3 **Aplicaciones**

Al observar la cantidad de recursos de biomasa que existen en el planeta es posible percatarse del potencial que tiene la producción de biogás del cual Al et al. (2008), señala que el porcentaje aprovechado es bastante bajo.

En este sentido, la Asociación Europea de Biomasa (AEBIOM) calcula que la producción de energía utilizando biomasa puede ser aumentada de las 72 millones de toneladas equivalentes de petróleo (Mtep) producidas en 2004 hasta 220 millones de toneladas para el 2020 (Al et al., 2008) mediante la implementación de tratamientos de RSU, específicamente los que utilizan el proceso de digestión para generar biogás.

Por otro lado, el Instituto Alemán de Energía y Tecnología Ambiental (IUTA) menciona que el potencial de generación de biogás en Europa es tan grande que es viable reemplazar el consumo de gas natural por el consumo de biogás simplemente inyectando el biogás tratado, es decir sometido a una limpieza de componentes no deseados, dentro del sistema de distribución de gas natural existente (Al et al., 2008).

Con base en lo anterior, dentro de las principales motivaciones para el consumo de biogás destacan:

- Su aprovechamiento directo para iluminación y uso directo para la cocción de alimentos.
- La reducción de gases de efecto invernadero gracias al aprovechamiento de los gases producidos por la fermentación.
- Una solución para el problema de sobreexplotación de los rellenos sanitarios.

Considerando lo previamente expuesto, las medidas necesarias para poder utilizar el biogás varían de acuerdo con la aplicación que se le piense dar, por ejemplo, para los quemadores de gas no es necesario aplicar un tratamiento o una presurización adicional al biogás debido a la buena resistencia de dicho equipo al azufre y la humedad (RIS International Ltd., 2005). Por otro lado, para utilizar el

biogás en plantas de digestión anaerobia, es necesario utilizar generadores como los que son usados en plantas de generación ubicadas en rellenos sanitarios ya que este tipo de generadores son resistentes al azufre y a la humedad, sin embargo, es necesario del uso de compresores para obtener una presión de operación adecuada para el generador (RIS International Ltd., 2005).

Asimismo, es posible utilizar el biogás como combustible para motores de combustión interna, sin embargo, es necesario hacer una limpieza previa al biogás para asegurar que el gas no generará ningún tipo de corrosión dentro del motor, así como la eliminación de partículas que resulten dañinas al mismo al estar en funcionamiento (RIS International Ltd., 2005).

4.2.4.4 Limpieza

Como se expuso con anterioridad, los tratamientos a los que se debe someter al biogás dependerán del uso que se le vaya a dar al combustible. Para utilizar el biogás generado en una turbina de gas, es necesario remover el exceso de humedad y el ácido sulfhídrico para así prevenir la corrosión y asegurar el buen funcionamiento del equipo. Además, es necesario el realizar una presurización al combustible hasta el nivel operativo utilizado por el equipo.

Para adecuar el biogás y así poder utilizarlo se debe de aplicar las siguientes medidas según como sea necesario: Remoción de azufre, remoción de dióxido de carbono, deshumidificación y presurización (RIS International Ltd., 2005).

4.3 TECNOLOGÍAS PARA EL DESARROLLO DEL PROCESO DE DA

Existe una gran gama de tecnologías para realizar el proceso de digestión anaerobia para el tratamiento de la FORSU. Las diferentes tecnologías se clasifican, como fue expuesto con anterioridad, en tres tipos principalmente: por contenido de sólidos, por número de etapas y por tipo de alimentación (RIS International Ltd., 2005).

Cabe resaltar que a pesar de las diferencias que presentan las diversas tecnologías, la mayoría de estas realizan un pretratamiento a los residuos que serán digeridos dentro del reactor. En dicho proceso, la materia prima es triturada para reducir el tamaño de partícula de los residuos y luego es mezclada para así asegurar una buena digestión dentro del reactor; es necesario realizar una depuración de los residuos antes del mezclado para así procurar que la materia prima esté compuesta en su mayoría por residuos orgánicos, para esto se utilizan diversos tamices tanto fijos como mecanizados, así como la separación mediante el uso de imanes para remover contaminantes como piedras, metales, vidrio y plásticos de la materia prima (RIS International Ltd., 2005).

La categoría de contenido de sólidos se subdivide a su vez en sistemas húmedos y sistemas secos, de los cuales para el proyecto se determinó utilizar el sistema húmedo debido a la relativa sencillez de los equipos a utilizar para la implementación de la planta piloto de tratamiento de la FORSU.

Por lo tanto, es apropiado realizar una revisión bibliográfica de las tecnologías para el tratamiento de la FORSU en sistemas húmedos. A continuación se presentan las tres principales tecnologías las cuales son: la tecnología de BTA, Waasa y Strabag.

4.3.1 BTA

A continuación se presenta una breve descripción de la tecnología BTA, las especificaciones de la materia prima que alimentará al proceso y sus especificaciones energéticas.

- **Descripción de la tecnología**

La tecnología de BTA (Biotechnische Abfallverwertung GmbH & Co KG), es un proceso húmedo que puede llevarse a cabo en una o en varias etapas de digestión anaerobia, está diseñado para el tratamiento de la FORSU. El proceso puede ser operado tanto en el intervalo mesofílico como en el intervalo termofílico.

El proceso consiste de forma general en dos pasos: pretratamiento mecanizado y la conversión biológica. El pretratamiento mecanizado se encarga de separar los contaminantes no digeribles (plásticos, textiles, piedras y metales), que se encuentran dentro de los residuos que alimentarán al digestor utilizando un rastrillo y una trampa para residuos pesados. A continuación el lodo orgánico es convertido en una especie de pulpa a la cual se le agrega agua de recirculación del proceso para generar una suspensión homogénea con una concentración total de sólidos del 10% (RIS International Ltd., 2005).

Dentro del equipo encargado de convertir en pulpa los residuos, se encuentra un impulsor ubicado en el fondo del mismo el cual se encarga de la formación y posterior mezclado de dicha pulpa. La suspensión es extraída de la máquina generadora de pulpa por medio de un filtro ubicado en la parte baja del reactor, lo cual asegura que la materia no digerida no pase a la siguiente etapa, estos remanentes son removidos por un rastrillo auto mecanizado el cual los introduce a una prensa hidráulica que los compacta para finalmente ser desechados (RIS International Ltd., 2005).

A continuación la pulpa es transferida a un tanque hidrodinámico de remoción de arena en donde, mediante el tratamiento mecánico, esta se precipita al fondo del

tanque y pasa a un clasificador hidráulico para después ser extraída y desechada (BTA, 2010).

Esta suspensión puede ser tratada en un proceso de pasteurización al ser calentada de 65 a 70°C por un lapso de una hora para así poder eliminar organismos patógenos y algas (RIS International Ltd., 2005). El proceso de pasteurización se puede llevar a cabo antes o después del digestor.

La pasteurización asegura la eliminación de agentes patógenos para con ello poder utilizar posteriormente el digestato como fertilizante. Primero la materia prima es suministrada a la unidad de pasteurización, a continuación un primer intercambiador de calor, que utiliza calor residual extraído del enfriamiento de la materia prima con el objeto de asegurar una temperatura adecuada de la misma antes de introducirla al digestor, eleva su temperatura. Posteriormente, un segundo intercambiador eleva la temperatura de la materia hasta los niveles requeridos utilizando calor recuperado del sistema de cogeneración de la planta de DA (WMW, 2013).

Como se mencionó anteriormente, el proceso de BTA puede ser operado en una sola etapa de digestión o en varias, en el caso de operación del sistema en varias etapas, se utilizan biorreactores separados para la digestión de materia orgánica, el primero es un tanque buffer donde se realiza la etapa de procesamiento de la pulpa con el proceso de digestión. A continuación, los líquidos contenidos en los lodos son separados y se bombean al pulpificador o a el equipo de remoción de arena, o son enviados a tratamiento (BTA, 2010). Después de un periodo de entre 2 a 4 días, la suspensión hidrolizada es deshidratada y el líquido hidrolítico es alimentado al reactor de digestión anaerobia por un lapso de aproximadamente 3 días, donde aproximadamente entre 60 a 70% de los sólidos volátiles son transformados en biogás (RIS International Ltd., 2005).

El digestato resultante es deshidratado y después enviado a un tratamiento aeróbico. La demanda de agua es abastecida al recircular el agua del proceso, la cual está contenida en los desechos (RIS International Ltd., 2005). Finalmente, el agua sobrante recibe un tratamiento para poder ser utilizada posteriormente como fertilizante.

A continuación se presenta en la **Figura 8** el diagrama de flujo del proceso antes descrito:

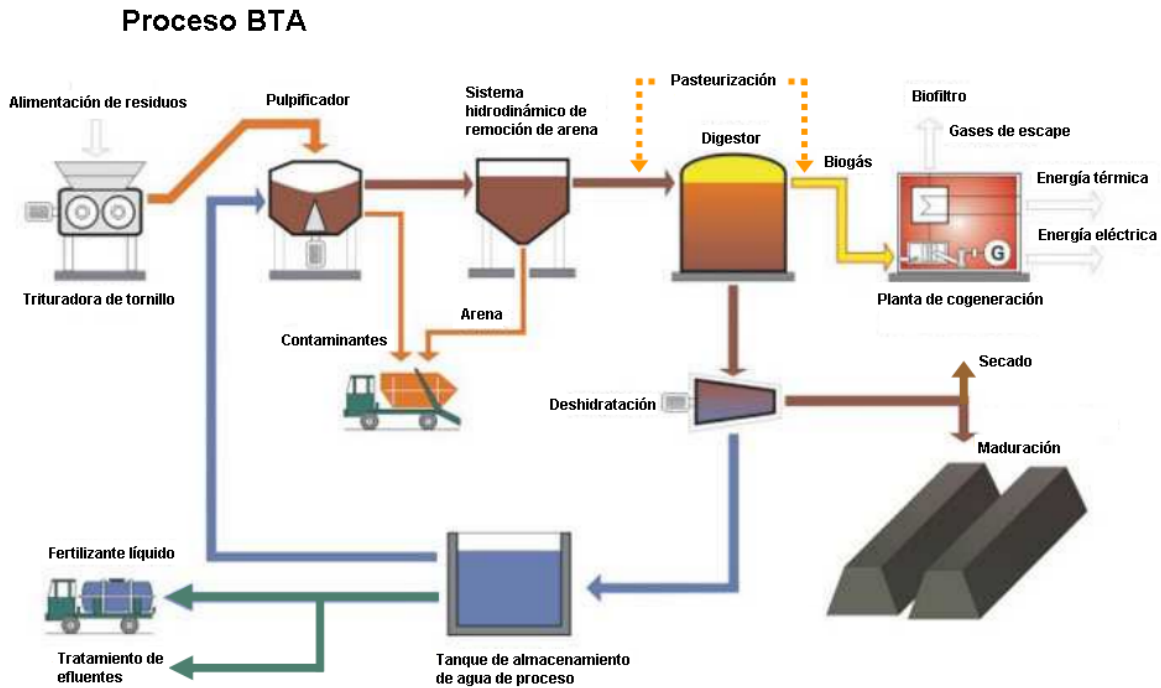


Figura 8. Diagrama de flujo del proceso BTA (BTA, 2010).

- **Especificaciones de la materia prima**

El proceso de BTA está diseñado para tratar principalmente residuos orgánicos provenientes de tres fuentes de generación: domésticos, comerciales y agrícolas, sin embargo, es adecuado utilizar RSU para alimentar el sistema de digestión (BTA, 2010).

Los residuos de jardinería contenidos en los RSU son separados y después ser utilizados para aumentar el volumen del digestato resultante del proceso de digestión anaerobia y así aumentar su valor como composta (BTA, 2010).

- **Especificaciones energéticas**

El proceso de BTA genera comúnmente entre 110 hasta 130 m³ de biogás por tonelada de residuos tratados, el cual contiene entre 60 hasta 65% de metano (RIS International Ltd., 2005). Una planta con una capacidad de tratamiento de 20,000 $\left[\frac{t}{año}\right]$ podrá producir entre 14 hasta 16 millones $\left[\frac{kWh}{año}\right]$, requiriendo para usos propios 1.7 millones de kWh de electricidad y 1.1 millones de kWh de calor anualmente (RIS International Ltd., 2005).

Una ventaja que conlleva el uso de esta tecnología es que el biogás generado es bastante “limpio”, es decir que está libre en gran medida de trazas de compuestos

como el ácido sulfhídrico, lo cual hace posible su uso directo en motores y unidades de cogeneración sin pasar primero por un proceso de mejoramiento del gas (BTA, 2010).

4.3.2 WAASA

Esta tecnología ha sido altamente utilizada en Finlandia y Suecia para el tratamiento de los lodos de las aguas residuales, después se hizo posible su uso para el tratamiento de RSU (RIS International Ltd., 2005).

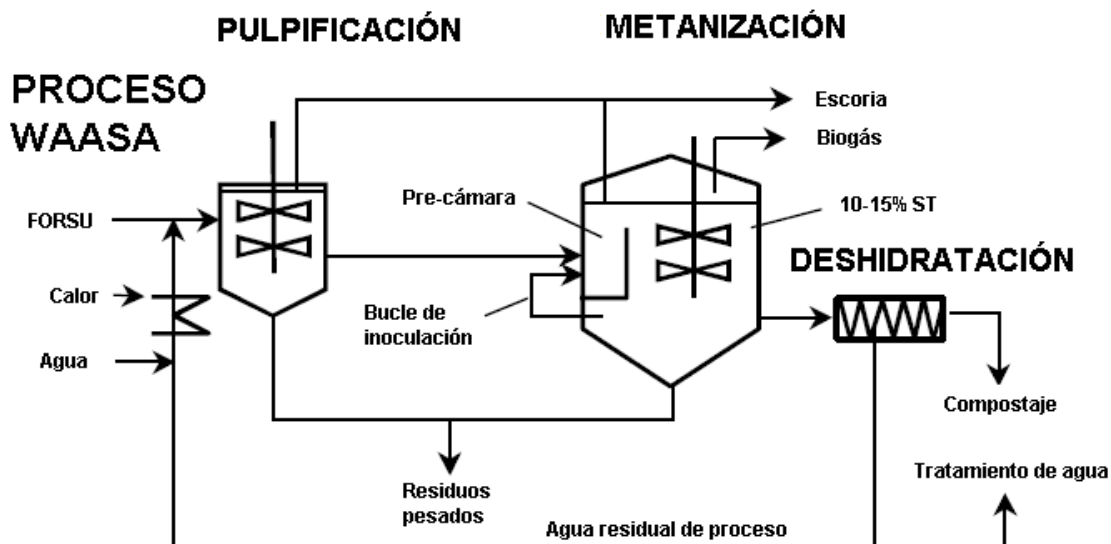
- **Descripción de la tecnología**

El tratamiento Waasa es un proceso húmedo de digestión anaerobia de una sola etapa que trabaja en los intervalos termofílico y mesofílico. Este proceso era principalmente utilizado para tratar los lodos de las aguas residuales, después evolucionó para poder también ser utilizado para el tratamiento de los RSU (RIS International Ltd., 2005).

Al igual que el proceso de BTA, el proceso de Waasa consiste esencialmente en dos pasos: pretratamiento mecanizado y la conversión biológica (RIS International Ltd., 2005).

En primera instancia, es necesario depurar los residuos inorgánicos de la carga de RSU para después introducir la fracción orgánica al equipo encargado de convertirla en una pulpa homogénea y diluida a la concentración de sólidos totales requerida (entre 10 a 15% de sólidos totales) (RIS International Ltd., 2005). Para la dilución de la pulpa se utiliza agua reciclada del mismo proceso. A continuación, la pulpa es introducida a un reactor en donde pasa en primera instancia a través de una pre-cámara y posteriormente pasa a la cámara principal del reactor gracias a un pistón dentro de la pre-cámara. La función de dicha pre-cámara es evitar que se produzcan “cortos circuitos” dentro del proceso de digestión en el reactor, al permitir una correcta inoculación de la materia prima además de asegurar con esto igualar los TR de la pulpa que entra al reactor con el TR de la pulpa ya contenida en el reactor, para esto es necesario inyectar una porción de la pulpa de la cámara principal para aumentar el proceso de digestión (Vandevivere, P. et al. 2002). El mezclado dentro del reactor se lleva a cabo mediante la inyección de una porción del biogás producido durante el proceso (RIS International Ltd., 2005).

A continuación en la **Figura 9** se puede observar el diagrama de flujo de un proceso Waasa típico con una sola etapa:



Diseño típico de un sistema húmedo de una etapa

Figura 9. Diagrama de flujo del proceso Waasa (Vandevivere et al. 2002).

Una desventaja que presenta este proceso se da durante el pretratamiento, ya que se pierde una gran fracción de los sólidos volátiles (entre 15 a 25%) debido a la remoción de los contaminantes contenidos en la pulpa de los residuos (Vandevivere, P. et al. 2002).

- **Especificaciones de la materia prima**

El proceso está diseñado para manejar la FORSU (RIS International Ltd., 2005), es decir que es importante un adecuado pretratamiento para la separación de los residuos.

- **Especificaciones energéticas**

El proceso de Waasa produce entre 100 y 150 m³ de biogás por tonelada de residuos, utilizando entre 20 a 30% del gas total generado para usos propios de la planta, para así tener entre 70 a 80% de biogás que puede ser vendido (RIS International Ltd., 2005).

4.3.3 STRABAG

La empresa Linde-KCA-Dresden GmbH es la creadora de la tecnología para el tratamiento de lodos de aguas residuales y de RSU que llevaba su nombre. Actualmente, la tecnología ha adoptado el nombre de la empresa que compró a la compañía, esta es la empresa austriaca Strabag-Umweltanlagen GmbH.

- **Descripción de la tecnología**

La tecnología Strabag húmeda se caracteriza por ser un sistema de una o dos etapas el cual puede ser operado en el intervalo mesofílico o termofílico, de una manera similar a las tecnologías de BTA y Waasa antes expuestas. El sistema tiene como primer paso el convertir en una pulpa los RSU recibidos para después separar los contaminantes contenidos en los residuos mediante un tambor filtro, después dicha pulpa pasará a un tanque pulmón donde se llevará a cabo el proceso de hidrólisis (RIS International Ltd., 2005). Finalmente, se envía la pulpa al reactor de digestión anaerobia, en donde en la parte central existe un tubo conductor en el cual se recircula una porción del biogás generado para así asegurar un mezclado de la pulpa (Strabag, 2011).

Parte del calentamiento se realiza fuera del digestor con un pequeño intercambiador de calor, sin embargo, la mayor parte del intercambio de calor se lleva a cabo dentro del digestor utilizando un intercambiador de mayores dimensiones (Satoto Endar, N., 2009).

El digestato resultante del proceso de digestión es deshidratado por medio de un decantador ubicado a la salida del reactor, el agua residual es recirculada al pulpificador o es tratada (Strabag, 2011).

En la **Figura 10** se puede observar el diagrama de flujo del proceso Strabag:

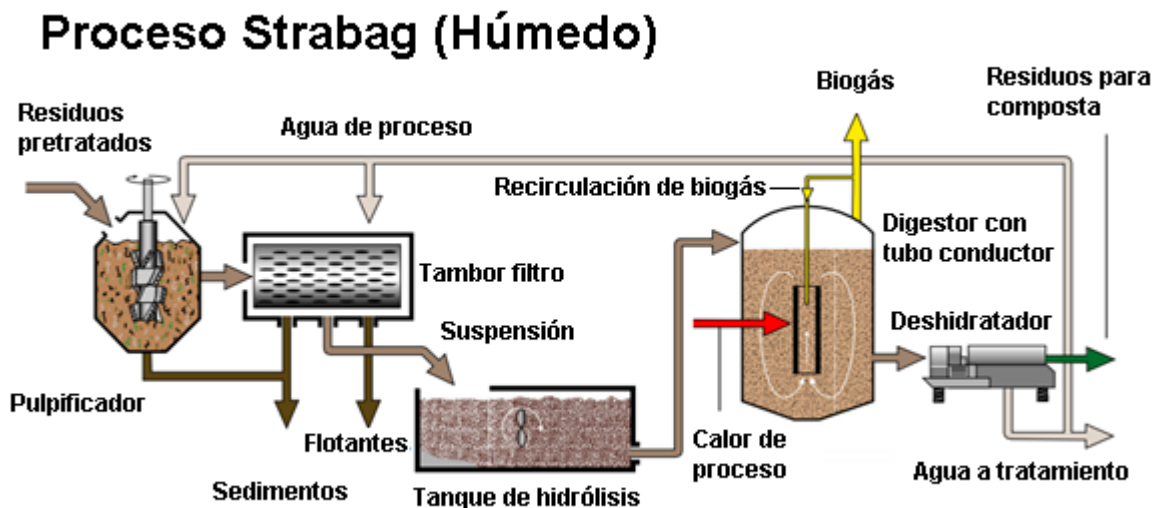


Figura 10. Diagrama de flujo del proceso Strabag (RIS International Ltd., 2005).

- **Especificaciones de materia prima**

El proceso puede manejar FORSU, lodos de aguas residuales y/o estiércol. Este método principalmente ha sido utilizado con RSU como materia prima, separados en las diversas fuentes de generación (Residuos domésticos, comerciales e industriales), combinados con lodos de aguas residuales y estiércol. También es importante mencionar que los residuos de jardinería pueden ser tratados por este proceso (Strabag, 2011).

- **Especificaciones energéticas**

El proceso Strabag (húmedo) produce aproximadamente 100 m³ por tonelada de residuos (RIS International Ltd., 2005).

4.4 TRANSFERENCIA DE CALOR

Es necesario precisar lo que es la transferencia de calor, ya que el análisis propuesto en este trabajo para el calentamiento de la materia prima de la PP de DA requiere comprender este fenómeno para calcular las características principales a diseñar en el sistema de calentamiento, esto debido a que dicho proceso se lleva a cabo gracias a un inequilibrio en la temperatura en el mencionado sistema.

A partir de un análisis de transferencia de calor es posible determinar las principales características a considerar para el diseño y posterior implementación del sistema térmico de la PP, el cual estará encargado de asegurar mantener el tanque biodigestor a la temperatura de operación óptima de 37 °C dentro del intervalo mesofílico en el cual operará el proceso de DA.

Primero, es importante definir las diferencias fundamentales entre el método de transferencia de calor y la termodinámica. A pesar que la termodinámica estudia la interacción del calor y el rol vital que juega dentro de la primera y segunda ley, no considera los mecanismos que propician el intercambio de calor ni tampoco los métodos existentes para el cálculo del mismo. La termodinámica estudia estados en equilibrio en donde no se consideran los gradientes de temperatura. La transferencia de calor, en cambio, es un proceso de desequilibrio ya que se necesita de un gradiente de temperaturas para que este pueda efectuarse (Cengel, 2006; Incropera, 2006).

Por lo tanto la transferencia de calor busca hacer lo que la termodinámica es incapaz de lograr, esto es, el cuantificar la velocidad en la cual la transferencia de calor ocurre en términos del grado de desequilibrio térmico (Incropera, 2006).

4.4.1 TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Incropera (2006) proporciona la siguiente definición: “La transferencia de calor es energía térmica en tránsito debido a la diferencia espacial de temperaturas”. Este tránsito de energía puede darse de tres maneras: por conducción, por convección y por radiación. En la **Figura 11** se observan ejemplos de los tres mecanismos de transferencia de calor.

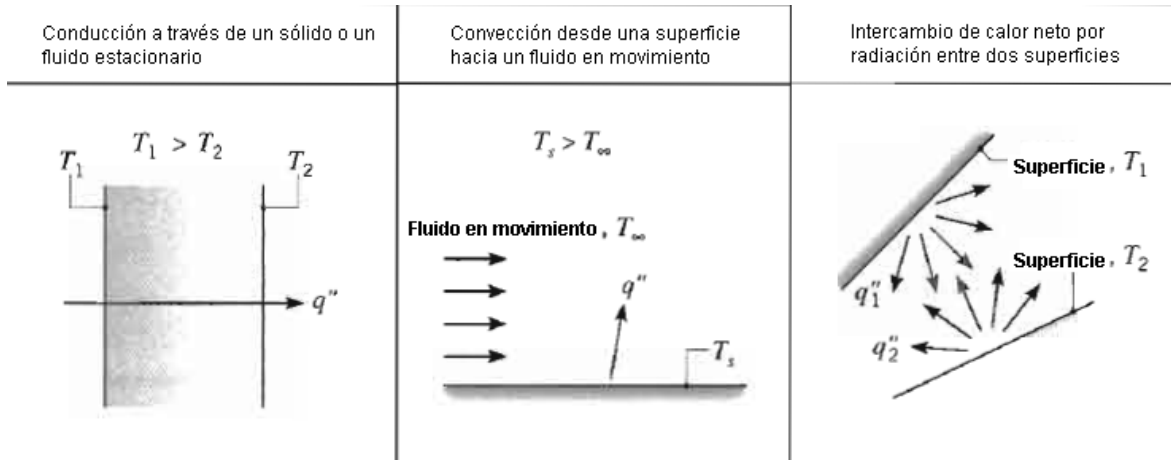


Figura 11. Modos de transferencia de calor (Incropera, 2006).

A continuación se definen las tres formas de transferencia de calor: Conducción convección y radiación.

4.4.1.1 Conducción

Se llama conducción a la transferencia de calor cuando existe un gradiente de temperatura en un medio estacionario, el cual puede ser un fluido o un sólido. La conducción se puede llevar a cabo gracias al intercambio de calor entre partículas, es decir, a la interacción de las más frías con las más calientes (Incropera, 2006).

Es posible cuantificar la transferencia de calor utilizando las ecuaciones de velocidad de transferencia adecuadas. Mediante estas ecuaciones es posible calcular la cantidad de energía que está siendo transferida por unidad de tiempo. Para la conducción de calor la ecuación utilizada es conocida como la *Ley de Fourier*, y de manera general, para el caso de una pared unidimensional, se expresa en la ecuación **Ec. 1** de la siguiente manera (Incropera, 2006):

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx}$$

Ec. 1

El flujo de calor q_x'' (W/m^2) es la velocidad de transferencia de calor en la dirección x por unidad de área perpendicular a la dirección de la transferencia y es proporcional al gradiente de temperatura $\frac{dT}{dx}$ en esa dirección.

El parámetro k es una propiedad de transporte conocida como conductividad térmica ($W/m.K$) es una característica intrínseca del material (en este caso la pared).

El signo negativo se debe al hecho de que el calor es transferido en la dirección donde la temperatura decrece.

Cuando existen condiciones de estado estable la distribución de la temperatura es lineal y por ello el gradiente de temperatura puede ser expresado de la siguiente manera (Incropera, 2006):

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L}$$

Y entonces el flujo de calor puede expresarse como se observa en la ecuación Ec. 2

$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} = k \frac{T_1 - T_2}{L} = k \frac{\Delta T}{L}$$

Ec. 2

Donde $T_1 > T_2$

4.4.1.2 **Convección**

Se llama convección a la transferencia de calor cuando existe un gradiente de temperatura entre una superficie y un fluido en movimiento. El modo de convección para la transferencia de calor está compuesto por dos mecanismos. Además de la transferencia de calor debido al movimiento molecular caótico (difusión), la energía térmica también es transferida a través del movimiento del fluido (advección) (Incropera, 2006).

Existen dos regiones de suma importancia que se forman debido al movimiento de un fluido sobre un objeto. Por ejemplo, en un fluido que pasa sobre una superficie se pueden observar estas regiones. Primero, al considerar la interacción del fluido con la superficie en términos de velocidad encontramos que esta varía desde cero

desde la superficie hasta un valor finito u_∞ asociado con el flujo. Esta región del fluido es conocida como la región hidrodinámica o capa límite de velocidad. Por otro lado, si hay un gradiente de temperatura entre la superficie y el flujo que pasa sobre ella existirá una región donde la temperatura varía desde T_s en $y = 0$ hasta T_∞ en el flujo. Esta región es llamada la capa límite térmica, la cual puede ser menor, igual o mayor que la capa límite de velocidad (Incropera, 2006). Estas regiones se pueden observar en la siguiente **Figura 12**.

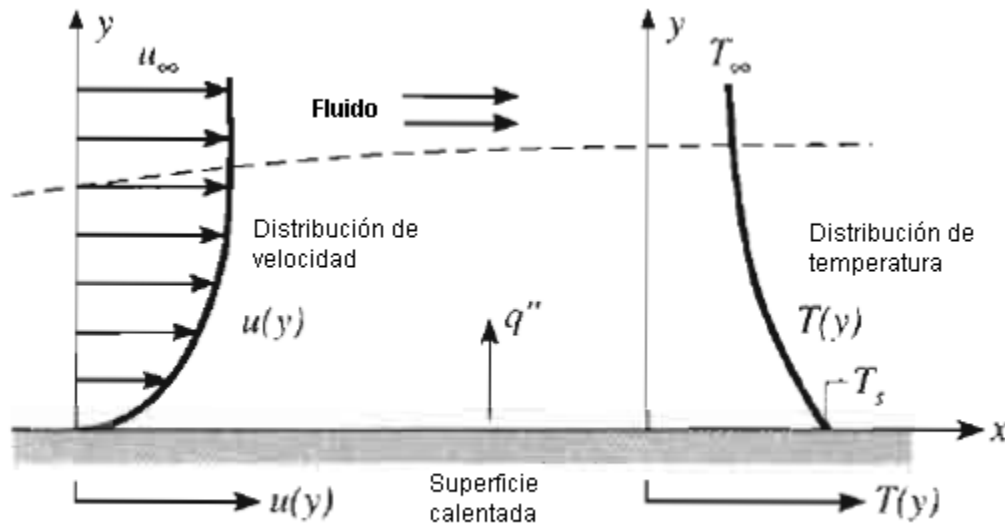


Figura 12. Desarrollo de las capas límite en la convección (Incropera, 2006)

De acuerdo con lo anterior la convección puede ser clasificada según la naturaleza del movimiento del fluido, en dos tipos: forzada y libre. Se habla de convección forzada cuando el flujo es causado por medios externos, como por ejemplo un ventilador o una bomba. En contraste, se habla de convección libre o natural cuando el flujo es inducido por las fuerzas boyantes, las cuales se dan gracias a la diferencia de densidades causadas por las variaciones de temperatura dentro del fluido.

La ecuación que es utilizada para calcular la transferencia de calor por convección se expresa de la siguiente manera en la ecuación **Ec. 3**:

$$q'' = h(T_s - T_\infty)$$

Ec. 3

Donde q'' es el flujo de calor convectivo (W/m^2) el cual es proporcional a la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido (T_s , T_∞), donde la superficie

tiene una mayor temperatura que el fluido que la rodea. Esta expresión es conocida como la ley de Newton del enfriamiento y el parámetro h ($W/m^2 \cdot K$) representa el coeficiente convectivo, el cual varía dependiendo de las condiciones de la capa límite, la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y de diversas propiedades de transporte y termodinámicas (Incropera, 2006).

4.4.1.3 Radiación

Se llama radiación a la transferencia de calor cuando existe un gradiente de temperatura entre dos superficies donde puede o no haber materia, de hecho la transferencia de calor por medio de radiación se lleva a cabo de manera más eficiente en el vacío, este tipo de transferencia de calor se lleva a cabo por medio de ondas electromagnéticas.

La energía emitida por medio de radiación está caracterizada por la ley de Stefan-Boltzmann, la cual se representa por la ecuación **Ec. 4**

$$E_b = \sigma T_s^4$$

Ec. 4

Donde T_s es la temperatura de la superficie (en Kelvin), σ es la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \times 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4]$). Los cuerpos que cumplen con esta ecuación son llamados cuerpos negros o radiadores ideales.

El flujo de calor que emite una superficie real es menor que el flujo que emite un cuerpo negro con una misma temperatura en la superficie. Por lo tanto, con la ecuación **Ec. 5** se puede calcular el flujo de calor en una superficie real (Incropera, 2006):

$$E_b = \varepsilon \sigma T_s^4$$

Ec. 5

Donde ε es una propiedad de la superficie llamada emisividad la cual tiene valores dentro del intervalo $0 \leq \varepsilon \leq 1$, y es definida como la medida de cuan eficiente es una superficie para emitir energía en relación a un cuerpo negro (Incropera, 2006).

Otro posible escenario es cuando el cuerpo de estudio recibe también energía en forma de radiación de los alrededores, por ello de la ecuación **Ec. 5** se deriva la expresión **Ec. 6** para el cálculo del flujo de calor:

$$q_{rad}'' = \frac{q}{A} = \varepsilon\sigma(T_s^4 - T_{alrededores}^4)$$

Ec. 6

Esta expresión arroja la diferencia entre la energía térmica que es liberada a través de radiación y la energía térmica que es ganada debido a la absorción de radiación de los alrededores.

También es posible calcular la energía térmica transferida por medio de la siguiente ecuación **Ec. 7**:

$$q_{rad} = h_{rad}A(T_s - T_{alrededores})$$

Ec. 7

Donde el coeficiente de la transferencia de calor por radiación se obtiene a partir de la ecuación **Ec. 8** :

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_s + T_{alrededores})(T_s^2 + T_{alrededores}^2)$$

Ec. 8

4.4.2 BALANCES DE ENERGÍA

Mediante el cálculo de la transferencia de calor se puede determinar cuanta energía es transferida del sistema térmico de la PP hacia el medio circundante para posteriormente poder elegir un aislante térmico adecuado para minimizar dichas pérdidas, sin embargo, es necesario realizar un balance de energía para determinar la carga térmica que deberá poseer el calentador que será el encargado de elevar la temperatura del agua hasta los 50 °C requeridos para asegurar un calentamiento adecuado de la materia prima dentro del tanque de DA.

A continuación se describen factores fundamentales para realizar un adecuado balance de energía en el sistema térmico de estudio.

4.4.2.1 Conservación de la energía

La primera ley de la termodinámica establece que la energía de un sistema se mantiene constante y la única manera de que la cantidad de energía en dicho sistema cambia es cuando la energía atraviesa sus fronteras. En un sistema cerrado existen dos formas para que la energía total del sistema cambie: mediante transferencia de calor o mediante trabajo realizado sobre el sistema o aplicado al mismo. Esto se puede ver expresado en la ecuación **Ec. 9** (Incropera, 2006):

$$\Delta E_{Alm}^{tot} = Q - \vec{W}$$

Ec. 9

Donde ΔE_{Alm}^{tot} es el cambio en la energía total almacenada en el sistema, Q es el calor neto transferido al sistema y W es el trabajo neto realizado en el sistema. Lo anterior está esquematizado en la **Figura 13**:

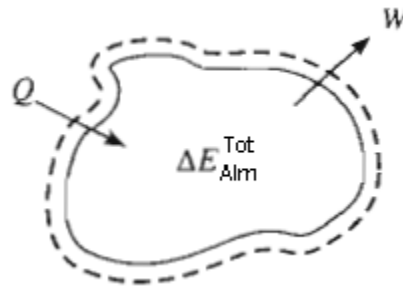


Figura 13. Conservación de la energía para un sistema cerrado en un intervalo de tiempo (Incropera, 2006).

De igual manera, la primera ley sirve para describir el equilibrio de energía en un sistema abierto mediante el uso de un volumen de control, el cual es una región delimitada por una superficie de control a través de la cual el intercambio de masa es posible. La masa que entra y deja el volumen de control lleva energía, lo cual hace que un sistema pueda intercambiar energía por medio de tres mecanismos: por transferencia de calor, por trabajo realizado y por transferencia de masa (Incropera, 2006). Esto se sintetiza en el enunciado de la primera ley:

“El aumento en la cantidad de energía almacenada en un volumen de control debe ser igual a la cantidad de energía que entra al volumen de control menos la cantidad de energía que sale del volumen de control.” (Incropera, 2006).

La primera ley de la termodinámica habla de la energía total, la cual está constituida de energía mecánica (energía cinética y energía potencial) y energía interna (energía térmica, energía nuclear, energía química, entre otros.) (Incropera, 2006). La primera ley puede ser enunciada de la siguiente manera refiriéndose a la energía térmica y mecánica del sistema:

“El aumento en la cantidad de energía térmica y mecánica almacenadas en el volumen de control debe de ser igual a la cantidad de energía térmica y mecánica que entran al volumen de control, menos la cantidad de energía térmica y mecánica que deja el volumen de control, más la cantidad de energía térmica que es generada dentro del volumen de control” (Incropera, 2006).

El enunciado anterior se puede escribir como se muestra en la ecuación **Ec. 10**

$$\Delta E_{Alm} = E_{Ent} - E_{Sal} + E_{Gen}$$

Ec. 10

Donde ΔE_{Alm} es el cambio de la energía térmica almacenada en el volumen de control en un intervalo de tiempo, E_{Ent} y E_{Sal} son la energía térmica que entra y la energía que sale del volumen de control y E_{Gen} es la energía térmica generada dentro del volumen de control (Incropera, 2006).

4.4.2.2 Tipos de energía

La primera ley de la termodinámica define que la energía total en un sistema está constituida de energía cinética, de energía potencial y de energía interna. Para la gran mayoría de los análisis de transferencia de calor la energía mecánica (cinética y potencial) es tan pequeña que puede ser despreciable (Incropera, 2006) esto debido a que los sistemas analizados son considerados sistemas estacionarios en donde la energía potencial y cinética no tienen variaciones. La energía interna (U) está formada por un componente sensible (U_{Sen}) y un componente latente (U_{Lat}), los cuales en conjunto se le conoce como energía térmica, así como también por un componente químico y un componente nuclear. Para los análisis de transferencia de calor los componentes de importancia son el sensible, asociado con los cambios de temperatura, y el latente, asociado con los cambios de fase. La generación de energía se define como la conversión de una forma de energía interna (química, eléctrica, electromagnética o nuclear) a otra energía térmica (Cengel, 2006).

Al aplicar la primera ley de la termodinámica a un volumen de control en el cual el fluido de trabajo cruza las fronteras, es normal dividir el término de trabajo (\vec{W}) en dos partes. La primera es llamada *flujo de trabajo* y es asociado al trabajo realizado gracias a las fuerzas de presión moviendo el fluido a través de la frontera del volumen de control. Por unidad de masa, la cantidad de trabajo es equivalente al producto de la presión por el volumen específico del fluido (pv). Por otro lado, la segunda parte permanece como el trabajo (\dot{W}) que realiza el sistema menos el trabajo realizado sobre éste (Cengel, 2006).

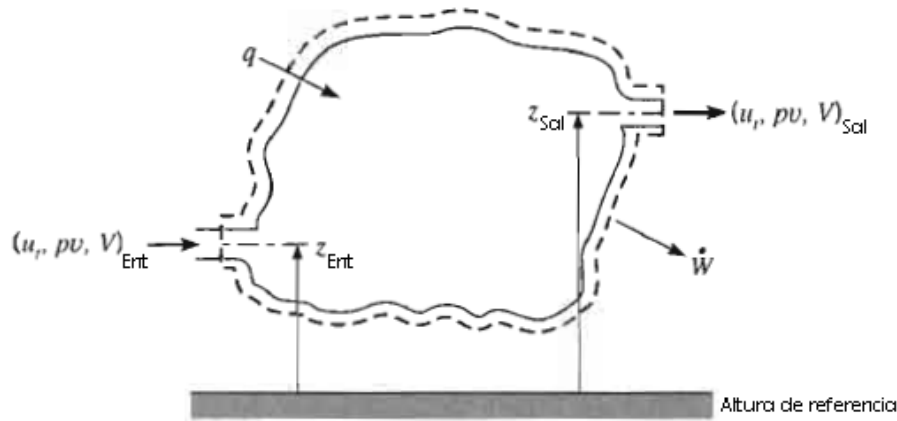


Figura 14. Conservación de la energía en un sistema abierto con flujo estable (Incropera, 2006).

Ahora, si el proceso se encuentra en estado estable ($dE_{Alm}/dt = 0$) y no hay generación térmica dentro del volumen de control, como se describe en la **Figura 14** resulta en la ecuación de flujo estable como se observa en la ecuación **Ec. 11**

$$\dot{m}(u + pv + \frac{1}{2} V^2 + gz)_{Ent} - \dot{m}(u + pv + \frac{1}{2} V^2 + gz)_{Sal} + q - \dot{W} = 0$$

Ec. 11

La suma de la energía térmica con el flujo de trabajo por unidad de masa puede ser remplazada por la entalpía por unidad de masa $i = u + pv$. Si el fluido es considerado como un gas ideal con valores de calor específico constantes, la diferencia de entalpías entre los flujos de entrada y salida puede ser expresada como $(i_{Ent} - i_{Sal}) = c_p(T_{Ent} - T_{Sal})$, donde c_p es el calor específico a presión constante. Si el fluido es un líquido incompresible, sus calores específicos a presión y volumen constantes son iguales $c_p = c_v \equiv c$ por lo tanto la expresión anterior se reduce a $(u_{Ent} - u_{Sal}) = c(T_{Ent} - T_{Sal})$ esto es gracias a que la diferencia entre los términos de flujos de trabajo es despreciable en un líquido. Con lo que la ecuación **Ec. 12** simplificada de energía térmica para flujo estable es (Cengel, 2006):

$$q = \dot{m}c_p(T_{Ent} - T_{Sal})$$

Ec. 12

Donde el flujo másico \dot{m} del fluido puede ser expresado como $\dot{m} = \rho V A_c = \rho \dot{V}_V$ donde ρ es la densidad del fluido, A_c es el área de la sección transversal del conducto donde pasa el fluido, V es la velocidad del mismo y \dot{V}_V es el flujo volumétrico (Cengel, 2006).

4.4.2.3 Balance de energía en la superficie

Para realizar un balance de energía en la superficie se utiliza la **Ec. 10**, pero como los términos de almacenamiento y generación son despreciables en este caso, la ecuación se convierte en (Incropera, 2006) la ecuación **Ec. 13**:

$$\dot{E}_{Ent} - \dot{E}_{Sal} = 0$$

Ec. 13

En la **Figura 15** se ejemplifican tres términos de transferencia de calor, todos por unidad de área. Se observa la conducción del medio a la superficie de control (q_{Cond}''), convección de la superficie hacia el fluido (q_{Conv}'') y radiación de la superficie a los alrededores (q_{Rad}''). Por lo que el balance de energía queda expresado en la ecuación **Ec. 14** de la siguiente forma

$$q_{Cond}'' - q_{Conv}'' - q_{Rad}'' = 0$$

Ec. 14

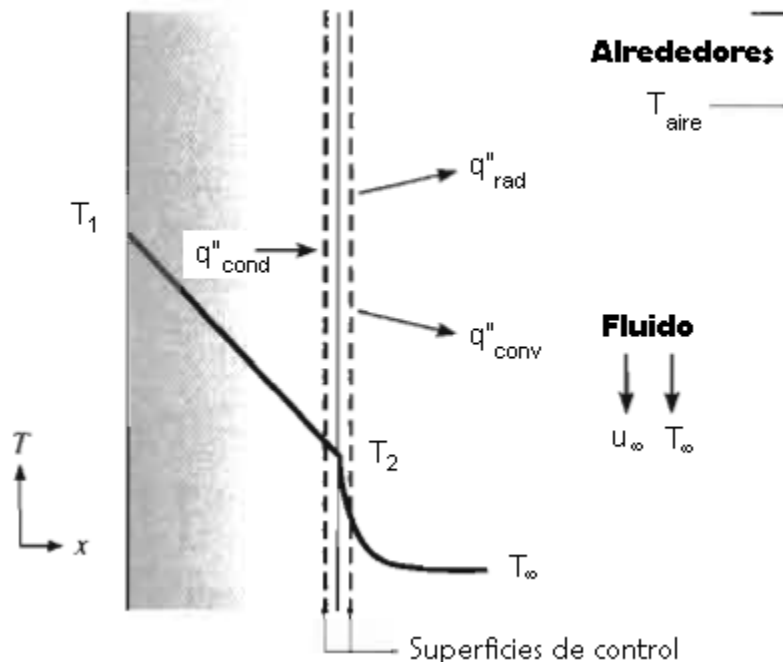


Figura 15. Balance de energía en una pared (Incropera, 2006).

4.4.2.4 Transferencia de energía por calor

Para los sistemas cerrados, el intercambio de energía solo se puede llevar a cabo a través de calor o de trabajo. Cuando un cuerpo está en un medio el cual tiene una temperatura distinta al mismo, se lleva a cabo una transferencia de calor entre

el cuerpo y su medio hasta que se alcance el equilibrio térmico, es decir, que el cuerpo y su entorno alcancen la misma temperatura. La dirección de transferencia de calor siempre se da desde el cuerpo con mayor temperatura hacia el que tiene menor temperatura (Cengel, 2006).

El proceso en el cual no existe transferencia de calor se le conoce como proceso adiabático. Para que este proceso pueda existir hay dos alternativas; que el cuerpo y el medio en el que está inmerso se encuentren en equilibrio térmico o que el cuerpo esté perfectamente aislado (Cengel, 2006).

4.4.2.5 **Transferencia de energía por trabajo**

Como se mencionó antes, para los sistemas cerrados el intercambio de energía solo se puede llevar a cabo a través de calor o de trabajo. El trabajo es la transferencia de energía asociado con una fuerza a través de una distancia (Cengel, 2006).

El calor y el trabajo son cantidades vectoriales y por lo tanto, para describirlas es necesario especificar tanto su dirección como su magnitud. Por ello, se debe de adoptar una convención de signo, la más aceptada como lo indica Cengel, (2006) es la siguiente:

“La transferencia de calor a un sistema y el trabajo realizado por el mismo sistema son positivos; por consecuencia la transferencia de calor de un sistema y el trabajo realizado sobre el mismo sistema son negativos”.

4.4.2.6 **Balance de energía**

El principio de conservación de la energía puede ser expresado como lo indica Cengel, (2006): *“El cambio neto en la energía total de un sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra al sistema y la energía total que sale del mismo”.*

Lo anterior se expresa en la ecuación **Ec. 15**:

$$E_{Ent} - E_{Sal} = \Delta E_{Sistema}$$

Ec. 15

Esta relación es conocida como balance de energía y puede ser utilizada en el proceso de cualquier sistema.

4.4.2.7 **Mecanismos de transferencia de energía**

La energía puede ser transferida desde o hacia un sistema de tres maneras: calor, trabajo y a través de flujo másico. Las interacciones de energía se llevan a cabo cuando la energía cruza las fronteras de un sistema, por lo tanto, las únicas dos

formas de interacciones de energía que pueden llevarse a cabo en un sistema cerrado, son mediante la transferencia de calor y a través de trabajo (Cengel, 2006).

Habiendo definido las formas de transferencia de energía en un sistema, la **Ec. 15** se puede desarrollar de la siguiente manera, para así obtener la ecuación **Ec. 16**

$$E_{Ent} - E_{Sal} = (Q_{Ent} - Q_{Sal}) + (W_{Ent} - W_{Sal}) + (E_{Masa,Ent} - E_{Masa,Sal}) = \Delta E_{Sistema}$$

Ec. 16

4.4.2.8 *Análisis de energía para sistemas de flujo estable (Volúmenes de control)*

Los procesos de flujo estable se definen, de acuerdo a lo descrito por Cengel (2006), como aquellos en los cuales el fluido de trabajo pasa a través de un volumen de control de manera estable. Esto significa que las propiedades del fluido pueden cambiar de punto a punto dentro del volumen de control, pero en un punto en particular estas permanecen constantes durante el proceso.

En un proceso de flujo estable ninguna propiedad intrínseca y extrínseca cambia con el tiempo dentro del volumen de control. Por lo tanto el volumen, la masa y la energía total en el volumen de control permanecen constantes. Esto resulta en que el total de la cantidad masa o energía que entran al volumen de control deben ser iguales a la cantidad de masa o energía que salen del mismo. De igual manera, el intercambio de calor y trabajo de un sistema de flujo estable con sus alrededores no cambia con respecto al tiempo (Cengel, 2006).

El balance de masa para un sistema de flujo estable se muestra a continuación en la ecuación **Ec. 17**

$$\sum_{Ent} \dot{m} = \sum_{Sal} \dot{m}$$

Ec. 17

Durante un proceso de flujo estable, la energía total del volumen de control permanece constante y por lo tanto el cambio en la energía total del sistema es igual a cero. Por lo tanto, la cantidad de energía que entra al volumen de control en cualquiera de sus formas (calor, trabajo y masa) debe de ser igual a la cantidad de energía que sale de mismo (Cengel, 2006). Por consiguiente, el balance de energía se reduce a la ecuación **Ec. 18**

$$\dot{E}_{Ent} - \dot{E}_{Sal} = \frac{dE_{Sistema}}{dt} = 0 \quad \therefore \quad \dot{E}_{Ent} = \dot{E}_{Sal}$$

Ec. 18

Lo cual de manera explícita se escribe como se muestra en la ecuación **Ec. 19**

$$\dot{Q}_{Ent} + \dot{W}_{Ent} + \sum_{Ent} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{Sal} + \dot{W}_{Sal} + \sum_{Sal} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)$$

Ec. 19

4.4.3 RESISTENCIAS TÉRMICAS

Para poder conocer la transferencia de calor total en nuestro sistema térmico de la PP de DA es adecuado utilizar el método de análisis unidimensional conocido como método de resistencias térmicas. Utilizando este método es posible determinar la transferencia de calor en el sistema para posteriormente poder seleccionar un aislante adecuado con el cual serán recubiertas ciertas partes del mismo para con ello reducir sus requerimientos térmicos.

Al realizar un análisis unidimensional en un sistema, es decir, considerar que la transferencia de calor se lleva a cabo únicamente en una sola dirección, es posible aplicar una técnica llamada resistencias térmicas (Incropera, 2006).

En los sistemas cilíndricos y esféricos habitualmente los gradientes de temperatura se dan en la dirección radial, y por lo tanto, pueden ser tratados como sistemas unidimensionales (Incropera, 2006). A continuación se presenta en la **Figura 16** un esquema de la distribución de temperaturas en una pared cilíndrica compuesta.

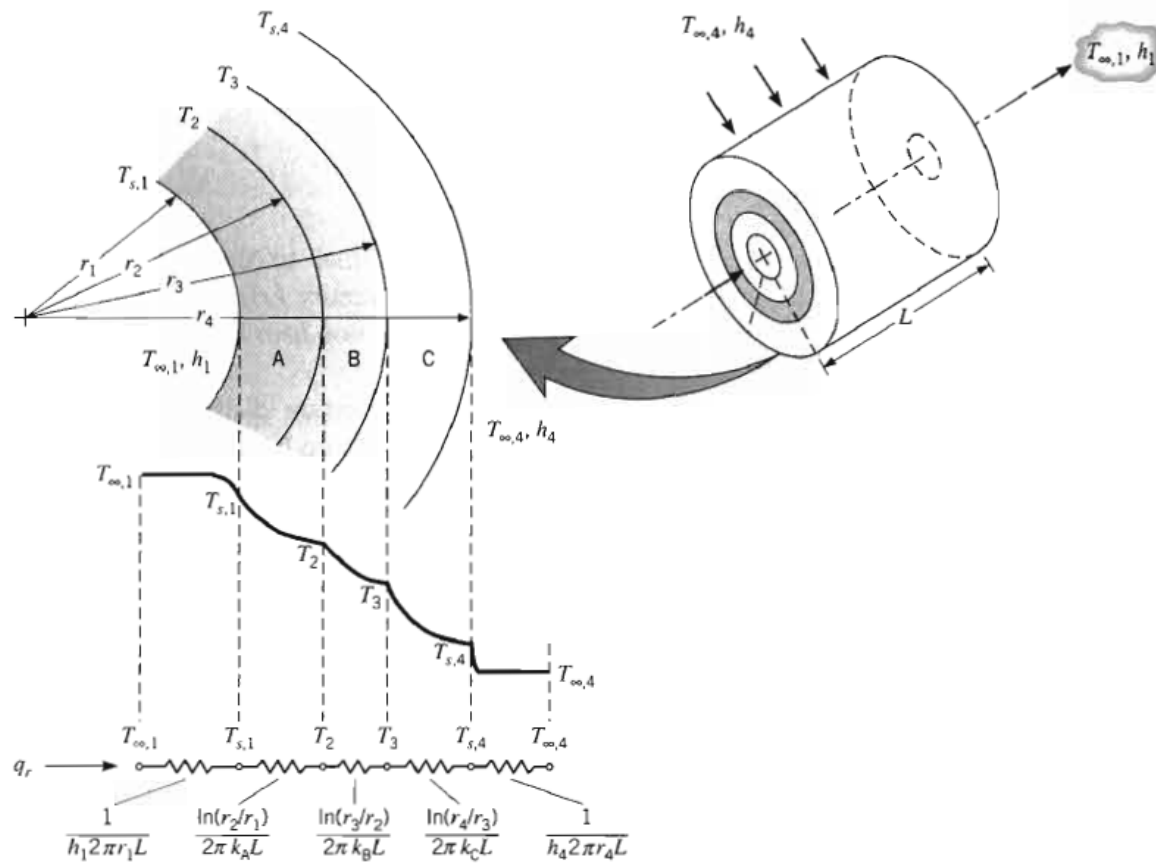


Figura 16. Distribución de temperaturas en una pared cilíndrica compuesta (Incropera, 2006).

El nombre de “resistencias térmicas” es resultado de la analogía entre la difusión del calor y las cargas eléctricas. Al igual que una resistencia eléctrica está asociada con la conducción de electricidad, una resistencia térmica puede ser asociada con la conducción de calor. Definiendo a una resistencia como el cociente de un potencial de conducción entre la velocidad de transferencia correspondiente, se puede obtener la expresión **Ec. 20** en coordenadas cilíndricas para la resistencia térmica por conducción (Incropera, 2006)

$$R_{t,Cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kL}$$

Ec. 20

Es también posible obtener una resistencia térmica para el caso de transferencia de calor por convección a partir de la Ley de Newton del Enfriamiento, ésta se observa en la expresión **Ec. 21**

$$R_{t,Conv} = \frac{1}{2\pi r_1 L h_1}$$

Ec. 21

El intercambio de radiación entre la superficie y los alrededores puede ser importante si el coeficiente de transferencia de calor por convección es pequeño (Incropera, 2006). La resistencia térmica por radiación se define en la expresión **Ec. 22** como

$$R_{t,Rad} = \frac{1}{2\pi r_1 L h_r}$$

Ec. 22

La representación en circuitos de resistencias térmicas es bastante útil para conceptualizar y cuantificar análisis de transferencia de calor. El circuito térmico equivalente para una superficie cilíndrica se muestra en la **Figura 16**.

Para el cálculo de la transferencia de calor en un cilindro hueco con pared compuesta se tiene la siguiente expresión **Ec. 23** (Incropera, 2006)

$$q_r = \frac{(T_{\infty,1} - T_{\infty,4})}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_A} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_B} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi L k_C} + \frac{1}{2\pi r_4 L h_4}}$$

Ec. 23

En términos de la diferencia total de temperaturas, $T_{\infty,1} - T_{\infty,4}$, y la resistencia térmica total, R_{Tot} , y por ello la transferencia de calor puede ser expresado en la **Ec. 24** de la siguiente forma (Incropera, 2006)

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{R_{Tot}}$$

Ec. 24

Debido a que las resistencias conductivas y convectivas se encuentran en serie, la resistencia total del sistema se expresa en la **Ec. 25** de la siguiente manera (Incropera, 2006)

$$R_{Tot} = \frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_A} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_B} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi L k_C} + \frac{1}{2\pi r_4 L h_4}$$

Ec. 25

La transferencia de calor puede ser determinada a partir del análisis de cada elemento por separado del sistema. Dado que q_x es constante a través del sistema se obtiene la siguiente expresión **Ec. 26**

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1}} = \frac{T_{s,1} - T_2}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_A}} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_B}} = \frac{T_3 - T_{s,4}}{\frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi L k_C}} = \frac{T_{s,4} - T_{\infty,4}}{\frac{1}{2\pi r_4 L h_4}}$$

Ec. 26

O bien a través de la expresión **Ec. 27** para la transferencia de calor total

$$q_r = UA(T_{\infty,1} - T_{\infty,4})$$

Ec. 27

Si U está definido en términos del área interna $A_1 = 2\pi r_1 L$, entonces se obtiene la expresión **Ec. 28**

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_A} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{k_B} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_1}{k_C} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{r_1}{r_4} \frac{1}{h_4}}$$

Ec. 28

Esta definición es arbitraria, y por lo tanto el coeficiente global puede ser definido en términos de cualquier área de la pared compuesta como se muestra en la expresión **Ec. 29**

$$U_1 A_1 = U_2 A_2 = U_3 A_3 = U_4 A_4$$

Ec. 29

Lo anterior se puede aplicar de igual manera para el caso de tener una geometría esférica, para lo cual solo se debe considerar el cambio en los términos de las resistencias térmicas para ser utilizados en coordenadas esféricas (Incropera, 2006). En la **Figura 17** se observan los parámetros a considerar en el análisis de la transferencia de calor utilizando resistencias térmicas en una esfera hueca

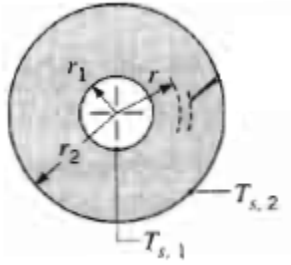


Figura 17. Conducción en una esfera hueca (Incropera, 2006).

Para el caso de la conducción, la resistencia térmica se expresa como se muestra en la ecuación **Ec. 30**

$$R_{t,cond} = \frac{1}{4\pi k} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)$$

Ec. 30

Para el caso de convección en el interior de la esfera se expresa como se muestra en la ecuación **Ec. 31**

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h_{conv} 4\pi r_1^2}$$

Ec. 31

Para el caso de radiación en el exterior de la esfera se expresa como se muestra en la ecuación **Ec. 32**

$$R_{t,Rad} = \frac{1}{h_{Rad} 4\pi r_2^2}$$

Ec. 32

4.4.4 COEFICIENTES CONVECTIVOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para poder determinar el flujo de calor en un análisis de transferencia de calor es imperativo conocer el coeficiente convectivo de calor. Sin embargo, este parámetro depende de varios factores como son las condiciones del flujo, las propiedades del fluido de trabajo y las geometrías de las superficies en donde se lleva a cabo el proceso de intercambio de calor, así como también si se trata de flujo externo sobre cierta geometría o flujo interno en una tubería. Por ello es importante poder obtener dichos coeficientes mediante las relaciones adecuadas, las cuales serán definidas a continuación.

4.4.4.1 **Convección forzada**

La convección forzada se caracteriza por que el movimiento relativo entre el fluido y la superficie de contacto es producido por fuerzas externas, como por ejemplo un ventilador o una bomba, y no por las fuerzas boyantes producidas gracias a los gradientes de temperaturas en el fluido (Incropera, 2006).

Es importante diferenciar que los parámetros para el análisis del flujo varían principalmente debido a dos razones, si el flujo es externo o si el flujo es interno. En el flujo externo la capa límite del fluido se desarrolla sin ningún cuerpo la restrinja, por otro lado en el flujo interno la capa límite se ve restringida gracias a las paredes internas de la tubería en donde corre el fluido de trabajo. Por ello es importante analizar de manera individual cada caso (Incropera, 2006).

4.4.4.2 **Flujo externo**

Como se mencionó anteriormente, los parámetros a calcular para poder obtener el coeficiente convectivo de transferencia de calor varían dependiendo si el flujo que analizado es un flujo externo o interno con respecto a la geometría estudiada. Para este trabajo las superficies de estudio son cilindros circulares, por lo que a continuación se describirán las variables involucradas para la obtención del coeficiente convectivo para un flujo externo que pasa sobre un cilindro.

- **Flujo sobre cilindros**

Para el flujo normal al eje de un cilindro circular, la velocidad del fluido de la corriente libre se vuelve cero en el punto de estancamiento delantero del cilindro y por consecuencia la presión en este punto aumenta. A partir de este punto la presión va decayendo al aumentar el recorrido del fluido sobre el cilindro, como se puede observar en la **Figura 18** (Incropera, 2006):

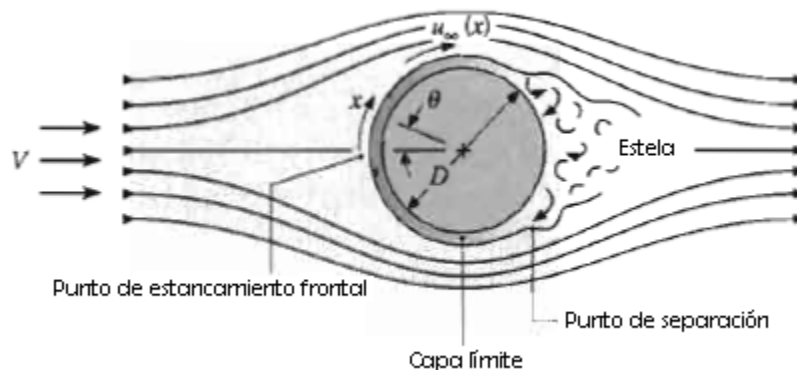


Figura 18. Formación y desprendimiento de la capa límite en un cilindro circular en flujo cruzado (Incropera, 2006).

En la **Figura 18** se debe observar que existe una diferencia entre la velocidad V de la corriente del flujo y la velocidad u_∞ de la corriente libre. La velocidad u_∞ depende de la distancia x a partir del punto de estancamiento. Como se puede observar $u_\infty = 0$ en el punto de estancamiento, a partir de ese punto el fluido acelera debido a un gradiente de presión positivo ($du_\infty/dx > 0$ cuando $dp/dx < 0$) y llega a una velocidad máxima cuando $dp/dx = 0$, y entonces la velocidad u_∞ disminuye debido al gradiente de presión negativo ($du_\infty/dx < 0$ cuando $dp/dx > 0$) (Incropera, 2006). Esto se puede observar claramente en la **Figura 19**

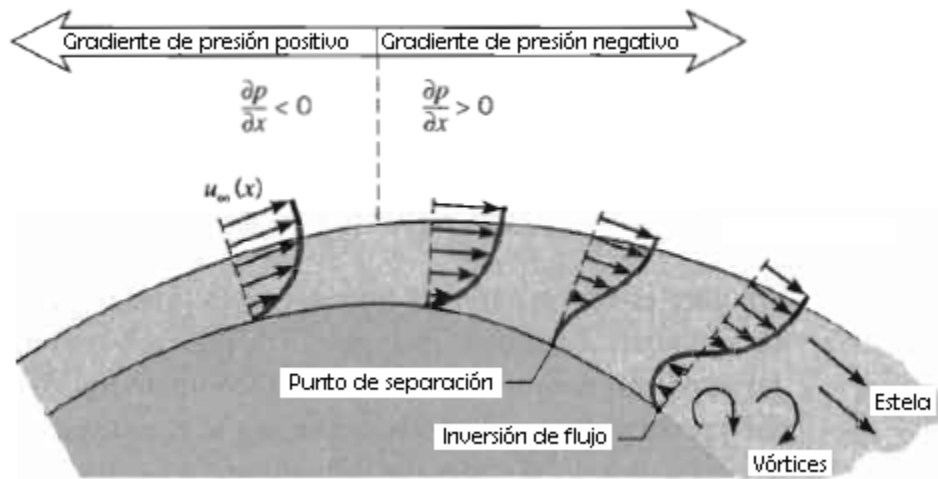


Figura 19. Perfil de velocidades asociado con la separación de la capa límite en un cilindro circular con flujo cruzado (Incropera, 2006).

Conforme el fluido desacelera, el gradiente de velocidad en la superficie se va aproximando al cero. En este lugar, llamado el punto de separación, al fluido cercano a la superficie no tiene el momentum suficiente para superar el gradiente de presión lo que causa que la capa límite se desprenda de la superficie, esto genera una estela propensa a la vorticidad en el fluido cercano a la superficie (Incropera, 2006).

Para poder determinar si el flujo es turbulento o laminar se utiliza un factor adimensional que recibe el nombre de número de Reynolds. El número de Reynolds es la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas. Si el número de Reynolds es pequeño las fuerzas inerciales son insignificantes comparadas con las fuerzas viscosas y por ello las perturbaciones son disipadas y el flujo se conserva laminar. Por otro lado si el número de Reynolds es grande las fuerzas inerciales son suficientes para poder transformar el flujo laminar a flujo turbulento (Incropera, 2006).

Para el cilindro circular la longitud característica es el diámetro y por lo tanto el número de Reynolds se define en la ecuación **Ec. 33** como

$$Re_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu}$$

Ec. 33

- **Convección de calor**

Para el caso de flujo sobre un cilindro circular, el número de Nusselt varía según las propiedades del fluido de trabajo, especialmente debido a la velocidad de éste, o dicho de otra manera, si el flujo es laminar o es turbulento. Estas propiedades hacen que el punto de separación de la capa límite varíe y por ende el número de Nusselt se ve afectado (Incropera, 2006).

El número de Nusselt se define como la relación entre la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor por conducción.

El número de Nusselt para el caso particular de los cilindros se expresa en la ecuación **Ec. 34** de la siguiente forma

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

Ec. 34

- **Flujo sobre un serpentín dentro de un tanque sometido a agitación**

Para el caso de un intercambiador de calor con geometría helicoidal que está contenido en un tanque dentro del cual existe un fluido en movimiento debido un agitador, Suryanarayanan et al. (1976) proponen la siguiente relación **Ec. 35** para calcular el número de Nusselt para el fluido que pasa sobre la tubería del intercambiador

$$Nu = 0.21(Re')^{0.66}(Pr')^{0.33} \left(\frac{D_{ag}}{D_{tan}}\right)^{0.17} \left(\frac{H_{ag}}{D_{tan}}\right)^{0.13} \left(\frac{D_{ser}}{D_{tan}}\right)^{-0.29} \left(\frac{D_{tub ser}}{D_{tan}}\right)^{-0.45}$$

Ec. 35

Para calcular el número de Reynolds generalizado proponen la expresión **Ec. 36**

$$Re' = D_{ag}^2 N \frac{\rho}{\mu}$$

Ec. 36

Para el número de Prandtl generalizado utilizan la expresión **Ec. 37**

$$Pr' = \frac{C_p \mu}{k}$$

Ec. 37

Para finalmente poder obtener el coeficiente convectivo a partir de la relación **Ec. 38**

$$h = \frac{k}{D_{tan}} Nu$$

Ec. 38

4.4.4.3 *Flujo interno*

A continuación describirán los parámetros necesarios para obtener el coeficiente convectivo para flujos internos en tuberías circulares como las utilizadas en el sistema térmico de la PP de DA.

- **Condiciones de flujo**

Considerando flujo laminar en un tubo circular de radio r_0 , **Figura 20**, donde el fluido entra al tubo con una velocidad uniforme, al hacer contacto el fluido con la superficie se genera una capa límite al ir aumentando la coordenada x . Este desarrollo se produce a expensas de una región, que se va haciendo más pequeña al aumentar x , de flujo no viscoso, la cual provoca que las capas límites se unan en la línea central de dicho flujo. A partir de esta unión de capas límites el perfil de velocidades se vuelve constante. El flujo es entonces considerado como un flujo totalmente desarrollado, y la distancia entre la entrada hasta el punto en donde se alcanza esta condición es llamada longitud de entrada hidrodinámica $x_{TD,h}$. Como se muestra en la **Figura 20**, el perfil de velocidades totalmente desarrollado en un tubo circular es parabólico para flujo laminar. Para flujo turbulento el perfil es aplanado debido a un mezclado turbulento en la dirección radial (Incropera, 2006).

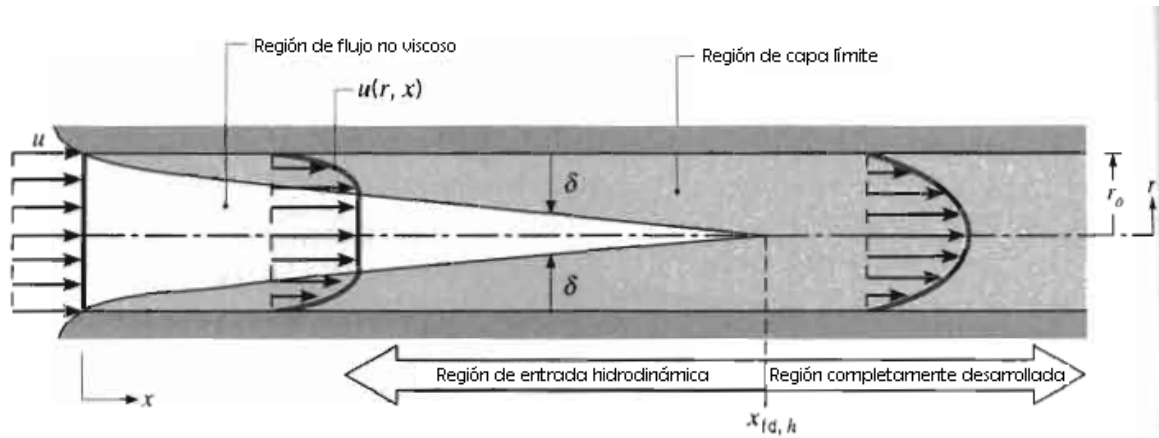


Figura 20. Desarrollo de la capa límite hidrodinámica para un flujo laminar en un tubo circular (Incropera, 2006).

Al estudiar flujos internos es importante conocer la extensión de la región de entrada, la cual depende si el flujo es laminar o turbulento. El número de Reynolds para el flujo en un tubo circular se puede definir en la ecuación **Ec. 39** como

$$Re_D \equiv \frac{\rho u_m D}{\mu} = \frac{u_m D}{\nu}$$

Ec. 39

Donde u_m es la velocidad media del fluido a través de la sección transversal del tubo y D es el diámetro del tubo. Para un flujo totalmente desarrollado el número de Reynolds crítico a partir del cual se empieza a generar turbulencia es $Re_D \approx 2,300$, sin embargo, a partir de $Re_D \approx 10,000$ se alcanzan condiciones completamente turbulentas (Incropera, 2006).

Para flujo laminar ($Re_D \leq 2,300$), la longitud de la entrada hidrodinámica puede ser obtenida a partir de la expresión **Ec. 40** (Langhaar, H., 1942)

$$\left(\frac{x_{TD,h}}{D}\right)_{Lam} \approx 0.05 Re_D$$

Ec. 40

Esta expresión está basada en la suposición que el fluido entra al tubo a través de una tobera convergente y por lo tanto está caracterizado por un perfil de velocidades uniforme en la entrada. A pesar de que no existe ninguna expresión general satisfactoria para determinar la longitud de entrada con flujo turbulento, se puede utilizar la expresión **Ec. 41** (Kays, W. et al., 1993)

$$10 \leq \left(\frac{x_{TD,h}}{D} \right)_{Turb}$$

Ec. 41

Es importante hacer una observación, para números de Prandtl mayores a 1 la capa límite hidrodinámica se desarrolla más rápido que la capa límite termodinámica.

- **Factor de fricción**

Para utilizar ciertas relaciones que permitan calcular parámetros necesarios para el análisis de transferencia de calor es necesario conocer el factor de fricción de Darcy el cual puede ser obtenido para flujo laminar totalmente desarrollado mediante la ecuación **Ec. 42**

$$f = \frac{64}{Re_D}$$

Ec. 42

Para flujo turbulento totalmente desarrollado, el análisis es mucho más complicado por lo que es necesario utilizar relaciones obtenidas de resultados experimentales. Factores de fricción para un amplio intervalo de valores del número de Reynolds se encuentran graficados en el diagrama de Moody. El factor de fricción no solo depende del número de Reynolds, también está relacionado con la rugosidad de la superficie de contacto e (Incropera, 2006). Algunas correlaciones que aproximan bastante el valor de fricción son las ecuaciones **Ec. 43** y **Ec. 44**

$$f = 0.316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D \leq 2 \times 10^4$$

Ec. 43

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D \geq 2 \times 10^4$$

Ec. 44

- **Consideraciones térmicas**

Si un fluido entra a un tubo a una temperatura uniforme $T(r, 0)$, como se muestra en la **Figura 21**, y es menor a la temperatura de la superficie del tubo, la transferencia de calor por convección ocurre, y por ende, se empieza a desarrollar una capa límite térmica. Y si aunado a lo anterior la superficie del tubo mantiene ya sea una temperatura uniforme ($T_s = constante$), o existe un flujo de calor

uniforme ($q''_s = constante$), una condición térmica totalmente desarrollada es eventualmente alcanzada (Incropera, 2006).

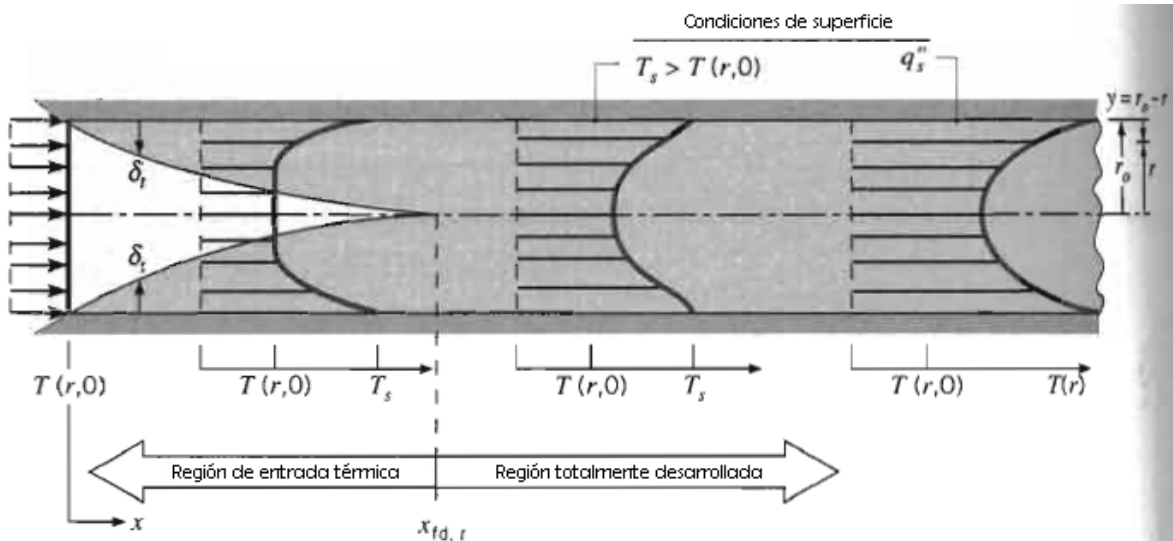


Figura 21. Desarrollo de la capa límite térmica en un tubo circular sometido a calentamiento (Incropera, 2006).

Para el flujo laminar la longitud de entrada térmica puede expresarse con la **Ec. 45** (Kays, W. et al., 1993)

$$\left(\frac{x_{TD,t}}{D}\right)_{Lam} \approx 0.05 Re_D Pr$$

Ec. 45

En cambio para el flujo turbulento tenemos la expresión **Ec. 46**

$$\left(\frac{x_{TD,t}}{D}\right)_{Turb} = 10$$

Ec. 46

- **Ley de Newton del enfriamiento**

La ley de Newton del enfriamiento puede ser expresada de la siguiente manera al utilizar la temperatura media del flujo dentro de la tubería

$$q''_s = h(T_s - T_m)$$

Hay que tener presente que la temperatura T_m , a diferencia de la T_∞ de la corriente para flujos externos, varía al aumentar la coordenada x dentro del tubo. Si la transferencia de calor se da de la superficie al fluido ($T_s > T_m$) el valor de T_m

aumenta con la coordenada x ; si la transferencia de calor se da del fluido a la superficie ($T_s < T_m$) el valor de T_m disminuye con la coordenada x (Incropera, 2006).

- **Balance de energía**

Debido a que el flujo en un tubo está completamente delimitado, un balance de energía puede ser aplicado para determinar cómo la temperatura media $T_m(x)$ varía con respecto a la posición a lo largo de la tubería, y cómo la transferencia convectiva total de calor q_{Conv} está relacionada con la diferencia de temperaturas entra la entrada y la salida de la tubería. En este caso, el fluido se mueve con un gasto másico constante \dot{m} y la transferencia convectiva de calor se lleva a cabo en la superficie interna (Incropera, 2006). La manera adecuada para calcular la transferencia de calor gracias a la convección dentro de la tubería está dada por la expresión **Ec. 47**

$$q_{Conv} = \dot{m}c_p(T_{m,sal} - T_{m,ent})$$

Ec. 47

Para un tubo con una longitud finita. Esta es una expresión general que puede ser aplicada sin importar la naturaleza de la superficie térmica o las condiciones del flujo dentro de la tubería.

- **Flujo de calor constante en la superficie de la tubería**

Para poder calcular la transferencia de calor por convección, dentro de una tubería en la cual existe un flujo constante de calor de la superficie hacia el fluido dentro de la misma, se utiliza la ecuación **Ec. 48** (Incropera, 2006)

$$q_{Conv} = q''_s(P \cdot L)$$

Ec. 48

- **Temperatura constante en la superficie**

Para poder calcular la transferencia de calor por convección, dentro de una tubería en la cual existe una temperatura constante en la superficie hacia el flujo, se utilizan las ecuaciones **Ec. 49** y **Ec. 50**

$$\frac{\Delta T_{Sal}}{\Delta T_{Ent}} = \frac{T_s - T_{m,Sal}}{T_s - T_{m,Ent}} = \exp\left(-\frac{PL}{\dot{m}c_p} \bar{h}\right) \quad T_s = Constante$$

Ec. 49

$$q_{Conv} = \bar{h}A_s\Delta T_{lm} \quad T_s = Constante$$

Ec. 50

La ecuación anterior es una variante de la ley de Newton del enfriamiento para el tubo completo, en la cual la temperatura media logarítmica ΔT_{lm} es la temperatura promedio adecuada, ya que ella se aproxima más al comportamiento exponencial del decremento de la temperatura a través de la tubería (Incropera, 2006).

Es importante señalar que en muchas aplicaciones, la temperatura externa del fluido es la temperatura que se conserva constante y no la temperatura de la superficie de la tubería como se ilustra en la **Figura 22**. Para tales casos, es posible utilizar la misma ecuación pero modificando dos parámetros; la temperatura de la superficie T_{Super} debe ser reemplazada por la temperatura de la corriente del fluido externo T_{∞} y el coeficiente convectivo \bar{h} debe de ser reemplazado por el parámetro \bar{U} , el coeficiente global de transferencia de calor promedio (Incropera, 2006). Obteniendo las ecuaciones **Ec. 51** y **Ec. 52**

$$\frac{\Delta T_{Sal}}{\Delta T_{Ent}} = \frac{T_{\infty} - T_{m,Sal}}{T_{\infty} - T_{m,Ent}} = \exp\left(-\frac{\bar{U}A_s}{\dot{m}c_p}\right)$$

Ec. 51

$$q = \bar{U}A_s\Delta T_{lm}$$

Ec. 52

Al expresar las mismas ecuaciones en términos de la resistencia térmica total se obtiene la expresión **Ec. 53** y **Ec. 54**

$$\frac{\Delta T_{Sal}}{\Delta T_{Ent}} = \frac{T_{\infty} - T_{m,Sal}}{T_{\infty} - T_{m,Ent}} = \exp\left(-\frac{1}{\dot{m}c_p R_{Tot}}\right)$$

Ec. 53

$$q = \frac{\Delta T_{lm}}{R_{Tot}}$$

Ec. 54

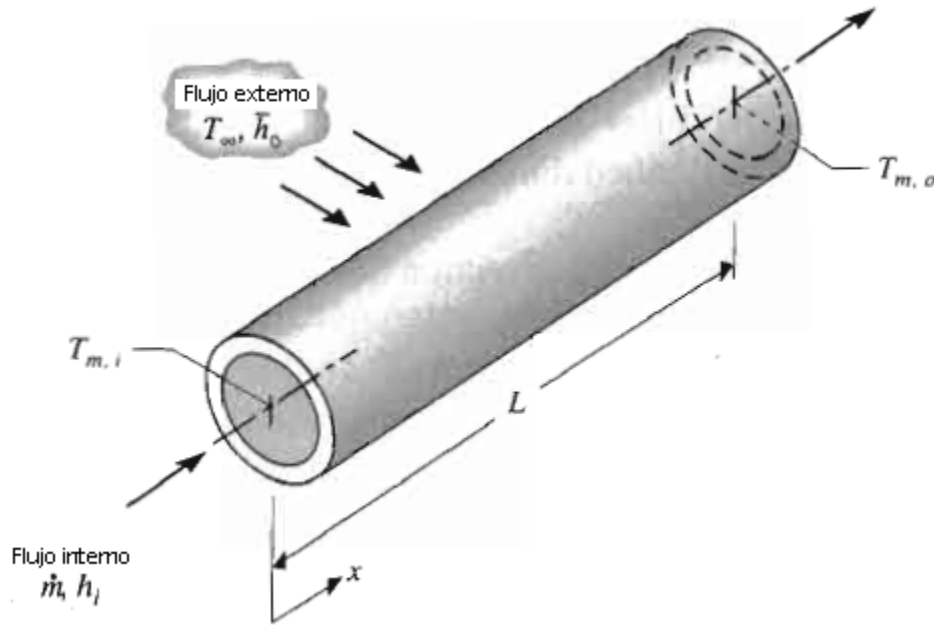


Figura 22. Transferencia de calor entre un fluido circulando sobre un tubo que transporta un segundo fluido (Incropera, 2006).

- **Región completamente desarrollada**

Para el flujo laminar de un fluido incompresible, con propiedades constantes en la región totalmente desarrollada de un tubo circular sometido a un flujo de calor constante en su superficie, se puede obtener el coeficiente convectivo de transferencia de calor a partir de la expresión **Ec. 55**, para la cual hay que tener la precaución de utilizar la T_m para obtener la conductividad térmica k (Incropera, 2006)

$$Nu_D \equiv \frac{hD}{k} = 4.36 \quad q''_s = \text{Constante}$$

Ec. 55

Para el mismo caso, pero sustituyendo el flujo de calor constante en la superficie por una temperatura constante en la misma superficie, se utiliza la expresión **Ec. 56**

$$Nu_D = 3.66 \quad T_s = \text{Constante}$$

Ec. 56

- **La región de entrada**

Existen dos soluciones para esta condición: Flujo hidrodinámico totalmente desarrollado antes de la región térmica de entrada y el caso en el que ambas regiones de entrada se desarrollan simultáneamente (Incropera, 2006).

Para el primer caso es necesario que el perfil de velocidades éste completamente desarrollado para la región térmica de entrada, para lo cual debe existir una región sin calentamiento para que se pueda desarrollar el perfil. Este caso también aplica para fluidos con grandes números de Prandtl como por ejemplo aceites, esto es debido a que los fluidos con estos números de Prandtl tienden a desarrollar la región hidrodinámica mucho más rápido que la región térmica. Para el segundo caso, el desarrollo de los perfiles de velocidad y de temperatura se dan al mismo tiempo (Incropera, 2006).

Para el primer caso se tiene la correlación **Ec. 57**

$$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}}$$

Ec. 57

$$\left[\begin{array}{c} \text{Longitud de entrada térmica} \\ 0 \\ \text{Longitud de entrada térmica e hidrodinámica con } Pr \geq 5 \end{array} \right]$$

Para el segundo caso se tiene la relación **Ec. 58** propuesta por Sieder, E. N., y G. E. Tate., (1936)

$$\overline{Nu}_D = 1.86 \left(\frac{Re_D Pr}{L/D} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

$$0.60 \leq Pr \leq 5$$

$$0.0044 \leq \left(\frac{\mu}{\mu_s}\right) \leq 9.75$$

Ec. 58

En el caso de que mediante la **Ec. 58** se obtengan valores $\overline{Nu}_D \leq 3.66$ es aceptable utilizar el valor de $\overline{Nu}_D = 3.66$. Todas las propiedades de las ecuaciones **Ec. 57** y **Ec. 58**, excepto μ_s deben de ser evaluadas en la temperatura media $\overline{T}_m = (T_{m,Ent} + T_{m,Sal})/2$ (Incropera, 2006).

- **Correlaciones de convección: Flujo turbulento en tubos circulares**

Para el análisis del flujo turbulento en tuberías existen numerosas correlaciones, a continuación se presentan algunas que son útiles para la obtención del número de Nusselt, el cual es factor fundamental para poder conocer el coeficiente convectivo de transferencia de calor para el cálculo de la transferencia de calor del sistema (Incropera, 2006).

Una expresión clásica para el cálculo del número de Nusselt para un flujo turbulento, hidrodinámicamente y térmicamente desarrollado en una tubería de área circular, es la presentada en **Ec. 59** por Colburn, A., (1933) en:

$$Nu_D = 0.023Re^{4/5}Pr^{1/3}$$

Ec. 59

Sin embargo, la ecuación **Ec. 60** de Dittus-Boelter (Winterton, R., 1998) es más precisa

$$Nu_D = 0.023Re^{4/5}Pr^n$$

Ec. 60

Donde $n = 0.4$ para calentamiento ($T_s > T_m$) y $n = 0.3$ para enfriamiento ($T_s < T_m$). La validez de estas ecuaciones ha sido comprobada experimentalmente para el intervalo de condiciones

$$\left[\begin{array}{l} 0.6 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10,000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Donde todas las propiedades debe de ser evaluadas en la temperatura T_m (Incropera, 2006).

Para flujos que se caracterizan por presentar grandes variaciones en sus propiedades es recomendable utilizar la ecuación **Ec. 61** propuesta por Sieder y Tate, (1936)

$$Nu_D = 0.027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 16,700 \\ Re_D \geq 10,000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Ec. 61

Donde todas las propiedades excepto μ_s deben de ser evaluadas en la temperatura T_m (Incropera, 2006).

Sin embargo, a pesar que las ecuaciones **Ec. 60** y **Ec. 61** son fáciles de utilizar pueden alcanzar errores de hasta 25%. Por ello es más conveniente utilizar correlaciones más modernas que pueden reducir este error hasta en un 10% (Petukhov, B.S., 1970. Bhatti, M. S., and R. K. Shah, 1987).

Una correlación válida para grandes números de Reynolds es expuesta en **Ec. 62** por Gnielinski, (1976)

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.5 \leq Pr \leq 2,000 \\ 3,000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Ec. 62

Donde el factor de fricción puede ser obtenido del diagrama de Moody. Al usar la ecuación anterior, la cual puede ser utilizada tanto para el caso de un flujo constante de calor o para el caso de una temperatura constante en la superficie de la tubería. Para utilizar la expresión anterior, es necesario evaluar las propiedades del fluido de trabajo en la temperatura T_m (Incropera, 2006).

4.4.4.4 **Convección libre**

Cuando un fluido no se ve influenciado por una fuerza o velocidad externa (forzada) este no se conserva estático, existen corrientes convectivas originadas gracias a la interacción entre las fuerzas volumétricas con una corriente en la que

existen gradientes de densidad. El efecto neto resultante son fuerzas boyantes, las cuales inducen a la generación de corrientes de convección libre o natural. Generalmente el gradiente de densidad se origina gracias a un gradiente de temperatura y las fuerzas volumétricas tienen su origen gracias al campo gravitacional de la Tierra (Incropera, 2006).

Para el caso de un cuerpo inmerso en un fluido en reposo, en donde se tiene que la temperatura del cuerpo es mayor a la temperatura del fluido $T_s > T_\infty$, el fluido cercano al cuerpo es menos denso que el fluido más alejado del mismo. Las fuerzas boyantes inducen una capa límite de convección libre en donde el fluido calentado se aleja del cuerpo y se mezcla con fluido a menor temperatura de la región adyacente (Incropera, 2006).

Para poder calcular el coeficiente convectivo de transferencia de calor es necesario primero conocer parámetros como el coeficiente volumétrico de expansión térmica (β), el cual indica como varía la densidad debido a un cambio en la temperatura a una presión constante (Incropera, 2006). Dicha propiedad puede ser obtenida, si se considera al fluido como un gas ideal, con la expresión **Ec. 63**

$$\beta = \frac{1}{\rho} \frac{P}{RT^2} = \frac{1}{T}$$

Ec. 63

Donde T es la temperatura absoluta.

Otro parámetro de importancia es el número de Grashof, el cual mide la relación entre las fuerzas boyantes y las fuerzas viscosas en un fluido y se expresa en **Ec. 64** de la siguiente manera

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu^2}$$

Ec. 64

- **Los efectos de la turbulencia**

Es importante precisar que las capas límite en la convección libre no existen únicamente en el régimen laminar. La transición del régimen laminar al régimen turbulento dependen de la magnitud relativa de las fuerzas boyantes y viscosas en el fluido (Incropera, 2006). El parámetro que mide esta relación es el número de Rayleigh, el cual se expresa en **Ec. 65** de la siguiente manera

$$Ra = Gr.Pr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\nu\alpha}$$

Ec. 65

- **Cilindro**

Churchill, S. W., y H. H. S. Chu, (1975) sugieren una correlación que engloba un gran intervalo de números de Rayleigh, esta se presenta a continuación en **Ec. 66**

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad Ra_D \leq 10^{12}$$

Ec. 66

Los parámetros (Número de Prandtl, coeficiente volumétrico de expansión térmica) deben de ser evaluados en la temperatura de película (Incropera, 2006) la cual se obtiene a partir de la ecuación **Ec. 67**

$$T_f \equiv (T_s + T_\infty)/2$$

Ec. 67

- **Esfera**

Para una esfera completa Churchill, S. W., (2002) propone la relación **Ec. 68**

$$\overline{Nu}_D = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$$

Ec. 68

Donde el número de Prandtl debe de ser evaluado en T_f .

Para el caso de una media esfera sometida a convección libre existen pocas relaciones para obtener el número de Nusselt, y consecuentemente, el coeficiente convectivo, Shiina y Fujimura (1986) proponen la relación experimental **Ec. 69**

$$Nu = 0.2357Ra^{0.242}$$

$$[9 \times 10^6 < Ra < 7 \times 10^9]$$

Todos los parámetros se evaluaron en la temperatura media T_m

4.4.5 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Después de conocer los requerimientos básicos del sistema térmico de la PP de DA, como son la carga térmica del calentador del agua del proceso y las pérdidas de calor, se procedió a calcular los parámetros básicos del intercambiador de calor que será el encargado de transferir la energía térmica del fluido de trabajo, es decir el agua proveniente del calentador, hacia la materia prima del proceso de digestión anaerobia.

Un intercambiador de calor es un dispositivo que tiene como función transferir calor entre dos fluidos a diferentes temperaturas sin que estos se mezclen entre sí (Cengel, 2006. Incropera, 2006).

4.4.5.1 Tipos de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son clasificados usualmente de acuerdo con el tipo de flujo y su tipo de construcción. El intercambiador de calor más común es en el que los fluidos caliente y frío fluyen en la misma o en dirección opuesta el uno con el otro dentro de un tubo concéntrico. En la **Figura 23** se puede ver los dos tipos de flujo, en (a) se observa un flujo paralelo y en la figura (b) se observa un flujo contracorriente (Incropera, 2006).

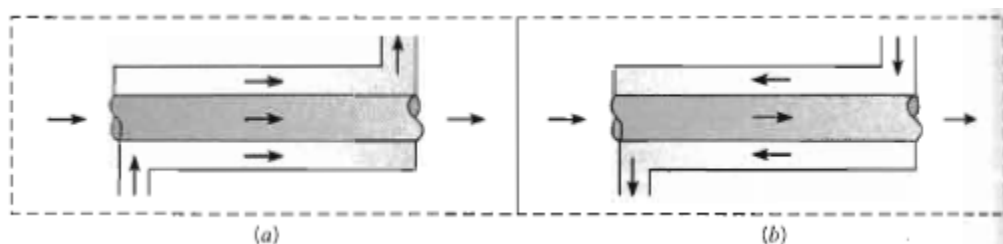


Figura 23. Intercambiador de calor de tubos concéntricos (a) Flujo paralelo (b) Flujo contracorriente (Incropera, 2006).

También existen intercambiadores de flujo cruzado (flujos perpendiculares) como se muestra en los intercambiadores con y sin aletas de la **Figura 24**.

Dichas configuraciones son diferenciadas gracias a una idealización que trata al fluido en movimiento sobre los tubos como sin-mezclar o mezclado. En (a) se dice que el fluido está sin-mezclar debido a que las aletas inhiben el movimiento en la dirección (y), transversal a la dirección principal de flujo en la dirección (x). En este caso la temperatura del fluido varía con x y con y . En contraste el arreglo sin aletas mostrado en (b), existe mezclado debido a que la dirección de flujo puede

darse de manera transversal y por ende, las variaciones de temperatura se dan principalmente en la dirección x del flujo. Las condiciones de mezclado son un factor de gran importancia para la eficiencia del intercambiador de calor (Incropera, 2006).

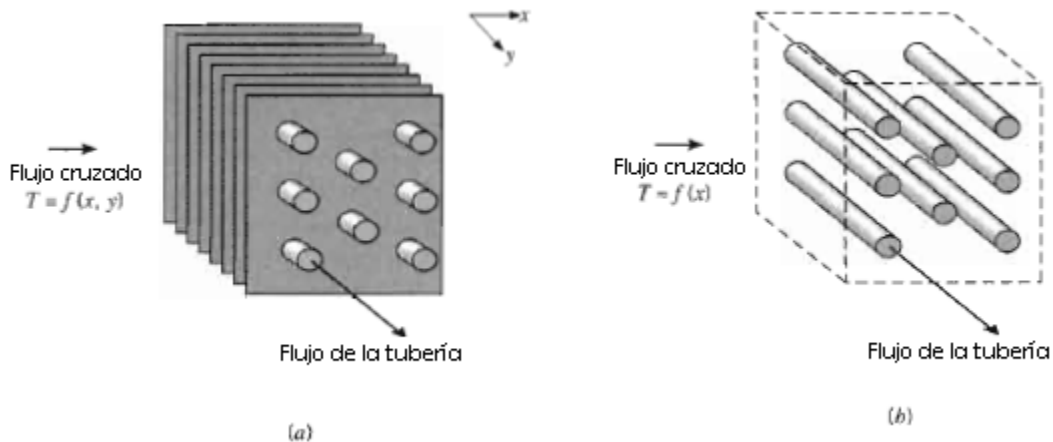


Figura 24. Intercambiadores de flujo cruzado. (a) Con aletas con ambos fluidos mezclados (b) Sin aletas con un fluido mezclado y el otro sin mezclar (Incropera, 2006).

Otra configuración común es la de intercambiadores de carcasa como se observa en la **Figura 25** (*Standards of the Tubular Exchange Manufacturers Association*, 1978).

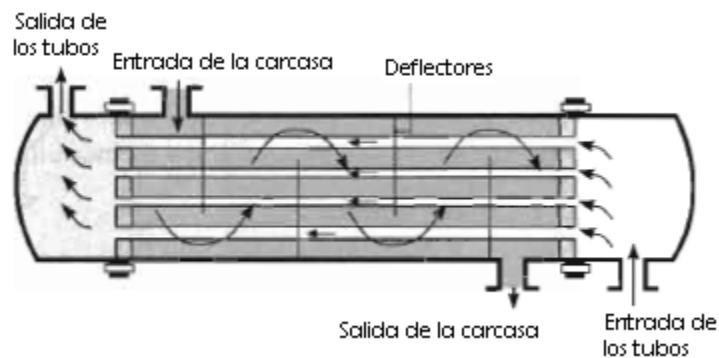


Figura 25. Intercambiador de calor de carcasa (Modo de operación de flujo contracorriente-cruzado) (Incropera, 2006).

Los deflectores ayudan a aumentar el coeficiente de convección en el fluido dentro de la carcasa al inducir turbulencia y un componente de velocidad de flujo cruzado. Además, estos deflectores tienen la función de soportar los tubos lo cual ayuda en gran medida a reducir la vibración en estos (Incropera, 2006).

Una clase especial de intercambiadores de calor es usada para disponer de grandes áreas de transferencia de calor por unidad de volumen. Son llamados intercambiadores de calor compactos y se caracterizan por tener arreglos con una gran cantidad de tubos con aletas o placas como se observa en la **Figura 26**. Estos intercambiadores se utilizan comúnmente cuando uno de los fluidos de trabajo es un gas, el cual por definición tendrá un coeficiente convectivo bajo. Los tubos pueden ser planos o circulares y sus aletas pueden ser rectangulares o circulares. Los intercambiadores de placas paralelas pueden ser aletados o corrugados y pueden ser de un solo paso o multi-paso. El flujo asociado con intercambiadores de calor compactos es pequeño y por ello tiende a ser laminar (Incropera, 2006).

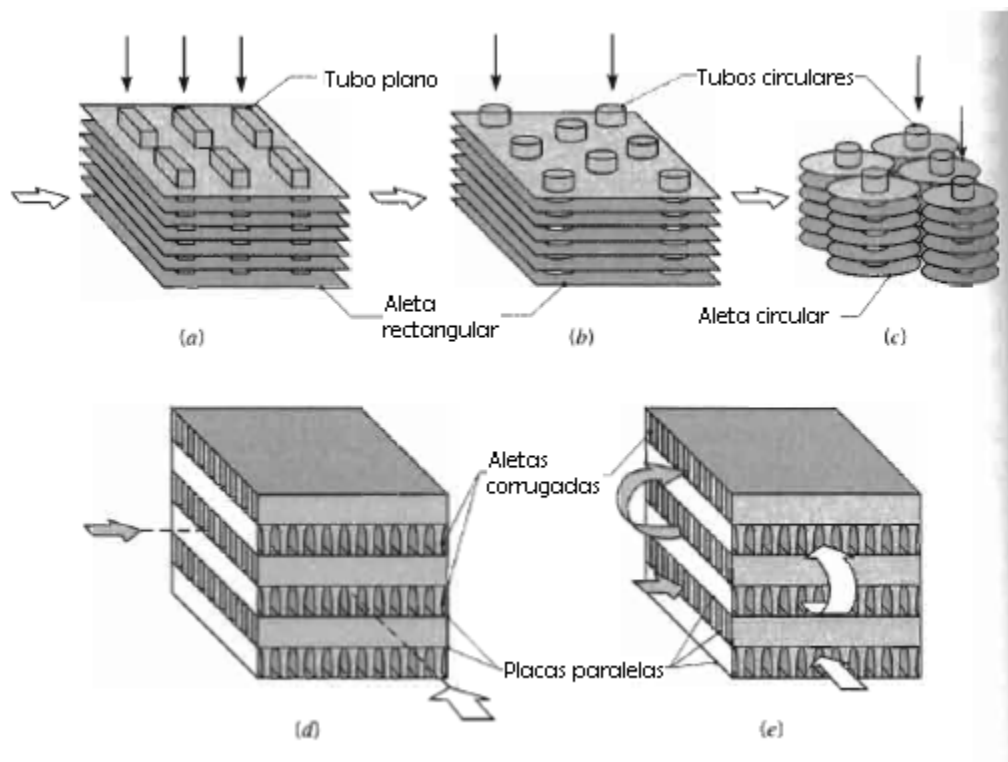


Figura 26. Núcleos de intercambiadores de calor compactos. (a) Tubo aletado (tubos planos, aletas rectangulares continuas). (b) Tubo aletado (tubos circulares, aletas rectangulares continuas). (c) Tubo aletado (tubo circular, aletas circulares). (d) Placas aletadas (un solo paso). (e) Placas aletadas (multi-paso) (Incropera, 2006).

4.4.5.2 **Coeficiente global de transferencia de calor**

Una parte esencial de cualquier análisis de un intercambiador de calor es la obtención del coeficiente global de transferencia de calor. Como se expuso con anterioridad, en este texto dicho coeficiente está definido en términos de la

resistencia térmica total que existe entre dos fluidos, entre los cuales existe un intercambio de calor. Como se desarrolló en la **Ec. 28**, se observa que el coeficiente se obtuvo al considerar las resistencias conductivas y convectivas entre dos fluidos separados por una pared cilíndrica. Sin embargo, es importante precisar que dichos resultados solo aplican para superficies nuevas y limpias (Incropera, 2006).

Durante una operación normal en un intercambiador de calor, las superficies están sujetas a ensuciamiento debido a impurezas del fluido de trabajo, formación de óxido, además de un sinnúmero de reacciones que se pueden llevar a cabo entre el fluido y el material de la pared de la tubería. La subsecuente deposición de una película o de incrustaciones en la superficie pueden incrementar en gran manera la resistencia la transferencia de calor entre los fluidos. Este efecto puede ser considerado al agregar una resistencia térmica adicional llamada factor de ensuciamiento, R_f . Su valor depende de la temperatura de operación, la velocidad del flujo y el tiempo de uso del intercambiador de calor (Incropera, 2006). En la ecuación **Ec. 70** se observan los términos convectivos y de ensuciamiento para los dos fluidos de trabajo dentro de un intercambiador de calor tubular.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_{Int}A_{Int}} = \frac{1}{U_{Ext}A_{Ext}} = \frac{1}{h_{Int}A_{Int}} + \frac{R''_{f,Int}}{A_{Int}} + \frac{\ln(D_{Ext}/D_{Int})}{2\pi kL} + \frac{R''_{f,Ext}}{A_{Ext}} + \frac{1}{h_{Ext}A_{Ext}}$$

Ec. 70

Donde F y C se refieren a fluido frío y fluido caliente respectivamente.

D_{Ext} y D_{Int} a las superficies exterior e interior.

Las áreas son iguales a $A_{Ext} = \pi D_{Ext}L$ y $A_{Int} = \pi D_{Int}L$ $R_{Cond} = \frac{\ln(D_{Ext}/D_{Int})}{2\pi kL}$ se obtiene de la **Ec. 20**. Diversos factores de ensuciamiento se encuentran enlistados en el **Anexo 1**.

4.4.5.3 *Temperatura media logarítmica*

Para diseñar o predecir el rendimiento de un intercambiador de calor, es esencial relacionar el flujo total de transferencia de calor a parámetros como las temperaturas de entrada y salida del fluido, el coeficiente global de transferencia de calor y el área total de transferencia de calor (Incropera, 2006). Para ello, es adecuado realizar un balance de energía global a los fluidos que intervienen en el intercambio de calor, como se muestra en la **Figura 27**.

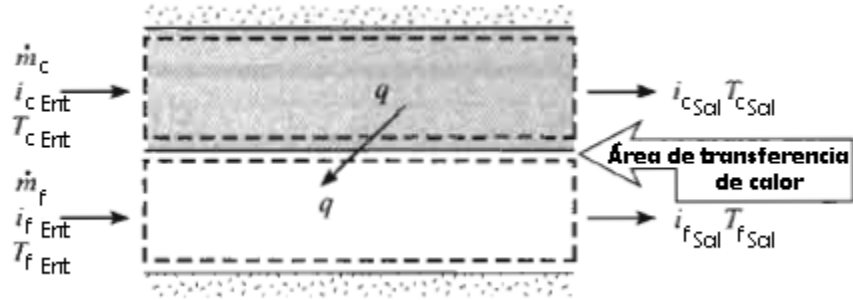


Figura 27. Balances de energía global para los fluidos caliente y frío de un intercambiador de calor (Incropera, 2006).

Si q es el flujo total de transferencia de calor entre los fluidos caliente y frío, y el intercambiador de calor se considera como un sistema adiabático además de considerar despreciables los cambios en las energías cinética y potencial, es posible aplicar la ecuación de energía para flujo estable para poder obtener la relación **Ec. 71** (Incropera, 2006)

$$q = \dot{m}_C(i_{C,Ent} - i_{C,Sal})$$

Y

$$q = \dot{m}_F(i_{F,Ent} - i_{F,Sal})$$

Ec. 71

Donde i es la entalpía del fluido.

Los subíndices C y F indican si el fluido es caliente o frío.

Mientras que Ent y Sal indican si el flujo entra o sale del sistema. Si los fluidos no sufren de un cambio de fase y si sus calores específicos se consideran constantes, la ecuación anterior se reduce a la **Ec. 72**

$$q = \dot{m}_C c_{p,C}(T_{C,Ent} - T_{C,Sal})$$

Y

$$q = \dot{m}_F c_{p,C}(T_{F,Ent} - T_{F,Sal})$$

Ec. 72

Donde las temperaturas utilizadas son las temperaturas medias de cada uno de los fluidos. Es importante precisar que tanto la **Ec. 71** como la **Ec. 72** son independientes del arreglo de flujo y del tipo de intercambiador utilizados.

Otra expresión bastante útil puede ser obtenida al relacionar el flujo total de transferencia de calor q a la diferencia de temperaturas ΔT entre los fluidos caliente y frío, esta expresión se observa en **Ec. 73**

$$\Delta T \equiv T_c - T_F$$

Ec. 73

La expresión resultante es una extensión de la Ley de Enfriamiento de Newton, pero el coeficiente convectivo h es sustituido por el coeficiente global de transferencia de calor U . Sin embargo, ΔT varía según la posición evaluada dentro del intercambiador de calor y por ello es necesario trabajar con una ecuación de la forma de **Ec. 74** (Incropera, 2006)

$$q = UA\Delta T_m$$

Ec. 74

Donde ΔT_m es una diferencia media de temperatura apropiada.

- **Flujo paralelo en un intercambiador de calor**

La distribución de temperaturas para flujos calientes y fríos de un intercambiador de calor de flujo paralelo se muestra en la **Figura 28**

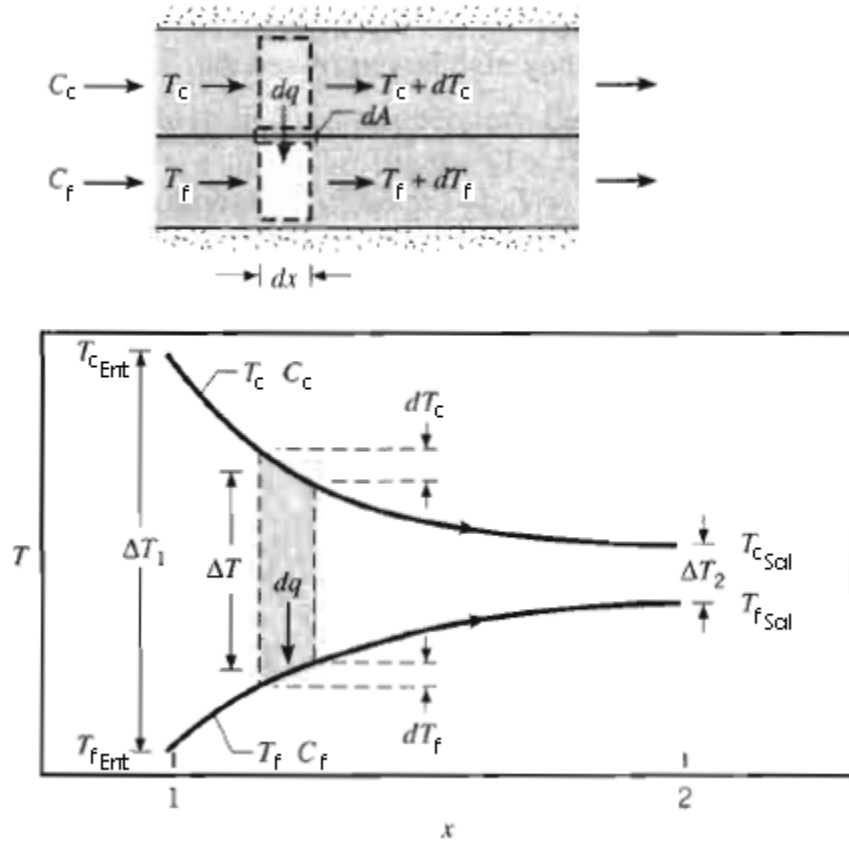


Figura 28. Distribución de temperaturas para un intercambiador de calor de flujo paralelo (Incropera, 2006).

La diferencia de temperatura ΔT es grande al inicio pero va disminuyendo al aumentar x hasta acercarse a cero de manera asintótica. Es importante precisar que para este tipo de intercambiador la temperatura de salida del fluido frío nunca puede exceder a la temperatura de salida del fluido caliente. En la **Figura 28** los subíndices 1 y 2 designan los extremos opuestos del intercambiador de calor. Para el flujo paralelo se tiene que: $T_{c,Ent} = T_{c,1}$, $T_{c,Sal} = T_{c,2}$, $T_{f,Ent} = T_{f,1}$, $T_{f,Sal} = T_{f,2}$ (Incropera, 2006).

Los calores específicos pueden cambiar debido a las variaciones de temperatura y el coeficiente global de transferencia de calor puede cambiar debido a las variaciones en las propiedades del fluido y las condiciones del flujo. Sin embargo en muchas aplicaciones estas variaciones no tienen gran relevancia y por ello es correcto trabajar con valores promedio de los valores $C_{p,c}$, $C_{p,f}$ y U (Incropera, 2006).

Para intercambiadores con flujo paralelo la diferencia de temperaturas apropiada es la temperatura media logarítmica, la cual se expresa en la **Ec. 75**

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

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{C,1} - T_{F,1} = T_{C,Ent} - T_{F,Ent} \\ \Delta T_2 = T_{C,2} - T_{F,2} = T_{C,Sal} - T_{F,Sal} \end{cases}$$

Ec. 75

- Intercambiador de calor de contraflujo

La distribución de temperaturas para flujos calientes y fríos de un intercambiador de calor de contraflujo se muestran en la **Figura 29**

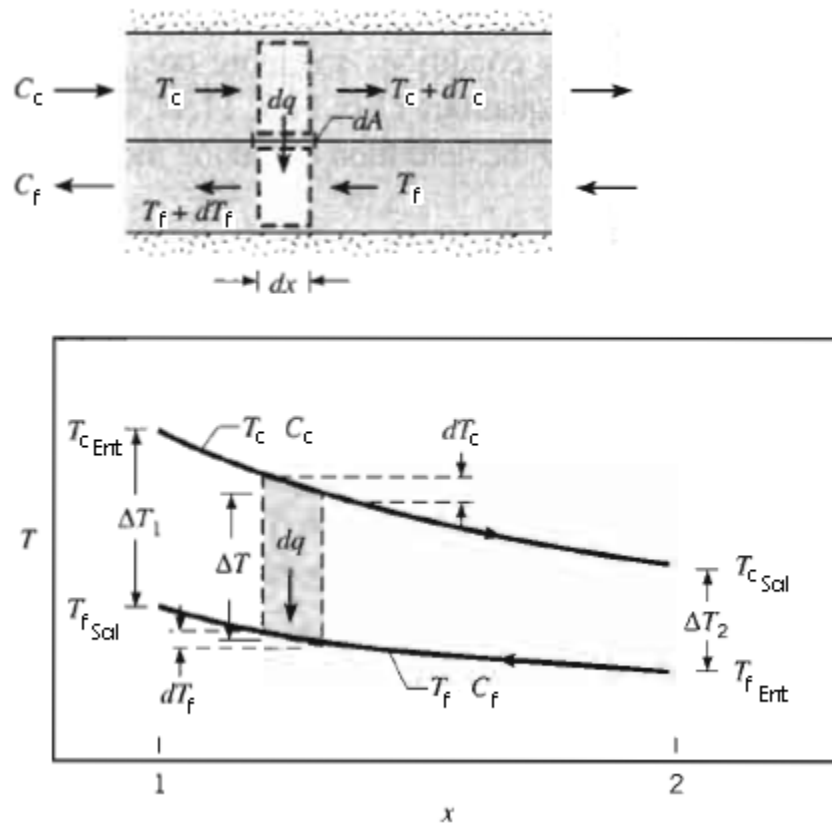


Figura 29. Distribución de temperaturas para un intercambiador de calor de contraflujo (Incropera, 2006).

En contraste con el intercambiador de flujo paralelo, esta configuración induce a la transferencia de calor entre las partes más calientes de ambos fluidos en un extremo del intercambiador, mientras que en el otro existe transferencia entre las partes más frías. Por ello el cambio en la diferencia de temperatura $\Delta T = T_C - T_F$, con respecto a x en ninguna parte de esta configuración es mayor a la diferencia de temperatura para la configuración de flujo paralelo. Para este caso es posible

que la temperatura de salida del fluido frío pueda sobrepasar la temperatura de salida del fluido caliente (Incropera, 2006).

Para el análisis de este tipo de intercambiadores es válido utilizar las expresiones utilizadas en el análisis del intercambiador de flujo paralelo, pero considerando las diferencias de temperatura de la siguiente manera

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{C,1} - T_{F,1} = T_{C,Ent} - T_{F,Sal} \\ \Delta T_2 \equiv T_{C,2} - T_{F,2} = T_{C,Sal} - T_{F,Ent} \end{bmatrix}$$

Para las mismas temperaturas de entrada y salida, la diferencia de temperaturas media logarítmica para el arreglo en contraflujo es mayor que la misma del arreglo en paralelo, $\Delta T_{lm,CF} > \Delta T_{lm,FP}$. Por lo tanto, el área superficial requerida para obtener un determinado flujo de transferencia de calor q , es menor para el arreglo en contraflujo que para el arreglo en paralelo, asumiendo un mismo valor de U para ambos casos (Incropera, 2006).

5 Ingeniería conceptual y básica para el sistema de calentamiento de la materia prima dentro del biodigestor

Después de haber realizado una adecuada fundamentación teórica es apropiado iniciar el desarrollo de la ingeniería conceptual, en ella se generó una optimización del sistema térmico y se plantearon dos propuestas para el intercambiador de calor, siempre bajo la consigna de cumplir los objetivos del presente trabajo.

Posteriormente, al haber definido estas propuestas se desarrolló la respectiva ingeniería básica, para ello se realizaron los cálculos necesarios para obtener los parámetros esenciales para la optimización del sistema térmico y el diseño del intercambiador de calor. Al obtener estos parámetros fue posible determinar los espesores y los materiales de los aislantes térmicos y las características básicas que debe de tener el intercambiador de calor de la PP de DA.

5.1 *INGENIERÍA CONCEPTUAL*

Para el diseño del sistema térmico para el calentamiento de la materia prima de la PP de DA es necesario seguir el siguiente procedimiento.

Primero se debe conocer que tanto calor se pierde a través de los tanques que operan como biodigestores, para posteriormente seleccionar un aislante adecuado que reduzca de manera considerable esas pérdidas.

A continuación, se deben conocer las pérdidas de calor que se dan a través de las tuberías que alimentan de agua caliente a los intercambiadores de calor ubicados dentro de los tanques biodigestores.

Después de conocer la cantidad de calor que se pierde en los reactores y en las tuberías de alimentación, es necesario realizar un balance de energía para con ello poder calcular la carga térmica que debe suministrar el calentador al agua que alimenta al intercambiador de calor y de esta manera asegurar una temperatura de 37 °C dentro de los reactores de DA. Esto se puede ver ilustrado en la **Figura 30**

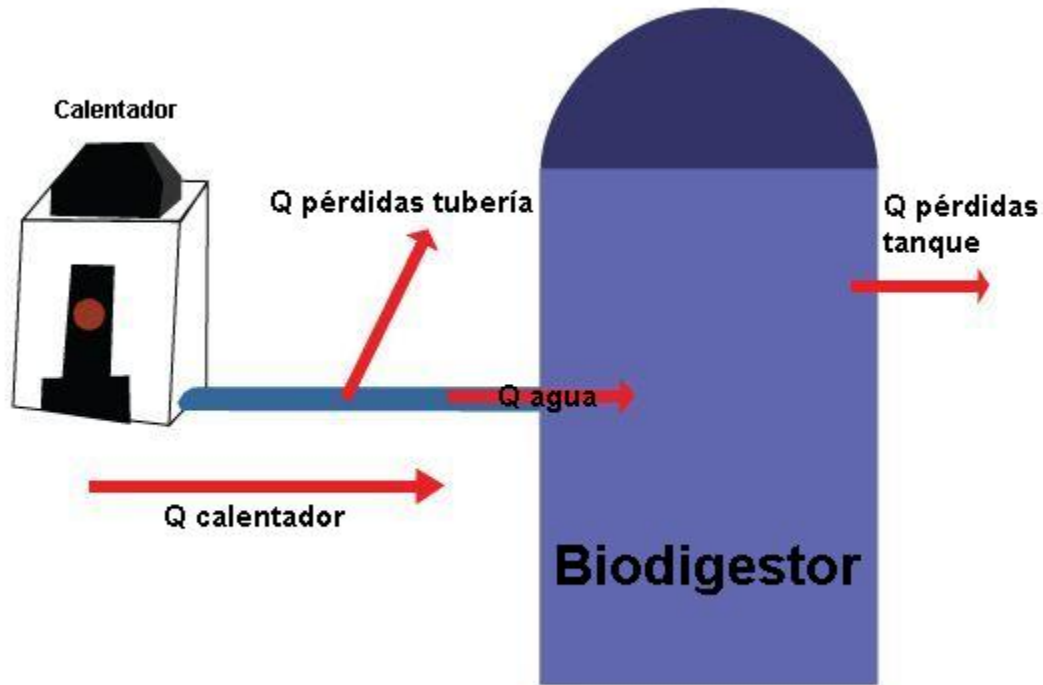


Figura 30. Flujo de calor en el sistema térmico.

Finalmente, es necesario obtener las dimensiones adecuadas para el intercambiador de calor que se encargará de suministrar la energía requerida para mantener la temperatura de operación de la materia prima dentro del biodigestor.

Para ello, se hicieron dos propuestas para conocer el largo de la tubería del intercambiador en forma de serpentín helicoidal.

En la primera propuesta se plantea una idealización del serpentín para el cual se aproximaron los cálculos, al considerarlo como un intercambiador de calor con tuberías concéntricas a contraflujo. Esta propuesta surgió principalmente debido a que el flujo de agua caliente dentro del serpentín sigue una trayectoria similar al flujo del lodo que circula sobre la tubería como se puede ver en la **Figura 31**. La dirección de los flujos se considera en sentidos opuestos para así asegurar una mejor transferencia de calor con una menor cantidad de tubería.

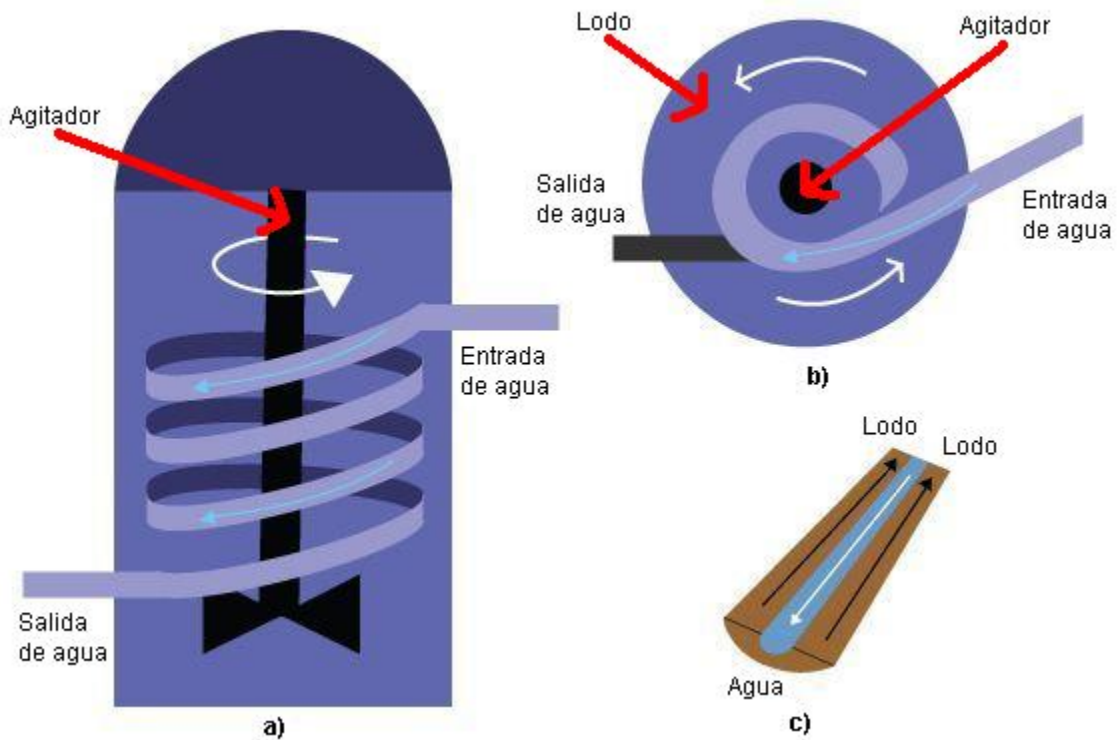


Figura 31. Diagrama de operación para la propuesta 1. a) Vista frontal b) Vista superior c) Idealización

En la segunda propuesta las dimensiones del serpentín se calcularon a partir de las relaciones para un serpentín que transporta agua caliente dentro de un tanque agitado con un fluido pseudoplástico, para lo cual las relaciones para los números de Reynolds y Prandtl son descritas por Suryanarayanan et al., (1976).

5.2 INGENIERÍA BÁSICA

A continuación se presenta el procedimiento realizado para el diseño del sistema térmico de la planta piloto de digestión anaerobia.

5.2.1 PÉRDIDAS DE CALOR EN LOS REACTORES

5.2.1.1 Parámetros considerados

A continuación en la **Tabla 13** se presentan los parámetros que se utilizaron para realizar los cálculos de transferencia de calor para los dos tanques biodigestores.

Tabla 13. Parámetros para el cálculo de la pérdida de energía en los reactores.

Parámetros			Referencias
T amb [°C]	Temperatura del aire del ambiente	20	FORDECyT 174710
T res [°C]	Temperatura de la materia prima	37	
D tan [m]	Diámetro del tanque (externo)	3	
h tan [m]	Altura cilindro	3.6	
D esf [m]	Diámetro de la media esfera (domo)	0.5	
r esf [m]	Radio de la media esfera (domo)	0.25	
v agi [RPM]	Velocidad de los agitadores dentro del reactor	100	
Cp agua [kJ / kg . K]	Calor específico del agua a 46 °C	4.18	Cengel, (2006)
ρ agua [kg/m ³]	Densidad del agua a 46 °C	990	
μ agua [kg / m.s]	Viscosidad dinámica agua a 46 °C	0.0006	
Pr agua	Número de Prandtl agua a 46 °C	3.9100	
k agua [W / m . °C]	Conductividad térmica agua a 46 °C	0.6370	
dt Acero [m]	Espesor del tanque (Acero inoxidable)	0.078	FORDECyT 174710
dt Fibra vidrio [m]	Espesor del tanque (Fibra de vidrio)	0.010	
k R [W / m . K]	Conductividad térmica del reactor (Acero inoxidable)	14.9	Cengel, (2006)
k R [W / m . K]	Conductividad térmica del reactor (Fibra de vidrio)	0.036	
g [m / s ²]	Aceleración de la gravedad a 2400 msnm	9.799	
Ti [°C]	Temperatura de la pared interior	37	Propuesta
Te [°C]	Temperatura de la pared exterior	28.5	
Tf [°C]	Temperatura de película	24.25	
ri [m]	Radio de la pared interior (cilindro)	1.42	FORDECyT 174710
re [m]	Radio de la pared exterior (cilindro)	1.50	
ra [m]	Radio del aislante (cilindro)	1.52	
ri [m]	Radio de la pared interior (tapa)	0.17	

re [m]	Radio de la pared exterior (tapa)	0.25
ra [m]	Radio del aislante (tapa)	0.27
ri [m]	Radio de la pared interior (cilindro)	1.49
re [m]	Radio de la pared exterior (cilindro)	1.50
ra [m]	Radio del aislante (cilindro)	1.52
ri [m]	Radio de la pared interior (tapa)	0.24
re [m]	Radio de la pared exterior (tapa)	0.25
ra [m]	Radio del aislante (tapa)	0.27

La temperatura del aire del ambiente se tomó como $T_{amb} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ya que esta es la temperatura media del municipio de Cuatitlán Izcalli en el Estado de México, sitio donde se instalará la PP de DA. La temperatura de la materia prima debe de ser de $T_{res} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$ para que con ello se lleve a cabo el proceso de DA en el intervalo mesofílico, según como está especificado en la descripción del proceso de la planta. La constante de aceleración de la gravedad fue considerada como $g = 9.799\left[\frac{m}{s^2}\right]$ debido a la elevación de 2400 *msnm* del sitio de instalación de la planta y se obtuvo a partir del **Anexo 2**. Las dimensiones del cuerpo cilíndrico del tanque, así como de su domo con geometría de media esfera, se obtuvieron a partir de las especificaciones finales del proyecto de la PP; así como también los valores del espesor de la pared del tanque para el reactor para los dos materiales considerados, estos son fibra de vidrio y acero inoxidable. De igual manera la velocidad del agitador dentro del tanque fue obtenida de las especificaciones de la PP. Las propiedades del agua ($c_{p\text{ Agua}}, \rho_{\text{Agua}}, \mu_{\text{Agua}}, Pr_{\text{Agua}}, k_{\text{Agua}}$) a la temperatura media considerada de $\bar{T}_{\text{agua}} = 46\text{ }^{\circ}\text{C}$ se obtuvieron a partir del **Anexo 3**. La temperatura media del agua se obtuvo de la siguiente forma

$$\bar{T}_{\text{agua}} = \frac{T_{\text{agua ent}} + T_{\text{agua sal}}}{2} = \frac{50\text{ }^{\circ}\text{C} + 42\text{ }^{\circ}\text{C}}{2} = 46\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Las propiedades del aire que se muestran en la **Tabla 14** se obtuvieron del **Anexo 4** para la temperatura de película $T_f = 24.25\text{ }^{\circ}\text{C}$, utilizando una interpolación. Estas propiedades se obtuvieron para la temperatura de película debido a que las relaciones utilizadas para calcular los coeficientes convectivos y los parámetros adimensionales (Número de Rayleigh, Número de Nusselt, entre otros) fueron formuladas a partir de esta. Dicha temperatura se obtiene de la **Ec. 67**

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} = \frac{T_e + T_{amb}}{2} = \frac{28.5 + 20}{2} = 24.25 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para la temperatura de la pared exterior del tanque T_e , se obtuvo un promedio de la siguiente manera:

$$T_e = \frac{T_i + T_{amb}}{2} = \frac{37 \text{ }^\circ\text{C} + 20 \text{ }^\circ\text{C}}{2} = 28.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Tabla 14. Propiedades del aire a la temperatura de película.

Aire		Fuentes
T [K]	293	Cengel, (2006).
k [W / m . K]	2.55E-02	
v [m ² / s]	1.56E-05	
α [m ² / s]	2.13E-05	
Pr	0.73	
β [1/K]	3.41E-03	

Las conductividades térmicas del acero inoxidable AISI 304 y de la fibra de vidrio se obtuvieron de los anexos (**Anexo 5** y **Anexo 6**), respectivamente. El acero AISI 304 fue seleccionado para el proyecto de la PP para ser el material de los reactores de DA, gracias a su alta resistencia a la corrosión y su baja conductividad térmica. Los aislantes que se consideraron fueron los más utilizados en la industria para el aislamiento térmico, estos se encuentran enlistados en la siguiente **Tabla 15**

Tabla 15. Materiales aislantes comunes.

Aislante	Conductividad térmica [W / m . K]	Conductividad térmica total (acero inox) [W / m . K]	Fuentes
Lana mineral (A 38 °C)	0.0346	14.9346	CALORCOL, (2013)
Papel cerámico (A 25°C)	0.0600	14.9600	
Fibra mineral (A 24°C)	0.0270	14.9270	RATSA, (2009)
Espuma de Poliuretano	0.0230	14.9230	Cengel, (2006)
Poliestireno expandido	0.0404	14.9404	VALCOM, (2013)
Fibra de vidrio	0.0360	14.9360	Cengel, (2006)
Celulosa	0.0390	14.9390	
Corcho	0.0390	14.9390	
Uretano	0.0260	14.9260	

5.2.1.2 **Memoria de cálculo**

El cuerpo del reactor se consideró como un cilindro que solo transfiere calor a través de sus paredes; por dentro el tanque está lleno en su totalidad por el compuesto orgánico. La tapa del reactor se consideró como media esfera dentro de la cual hay biogás. La convección por fuera del tanque es natural, donde el aire es el fluido que recorre la parte externa del reactor. La temperatura de la pared interna es igual a la temperatura del compuesto, esto fue establecido de esta manera ya que el interés de este trabajo es asegurar una temperatura constante dentro del digestor, por lo que abordar el problema del calentamiento de la materia prima desde la temperatura ambiental no es importante para los objetivos de esta investigación. Se considerara un estado estacionario del sistema.

Después de conocer la pérdida de calor en los dos tipos de tanques (de acero inoxidable y de fibra de vidrio), es necesario determinar el aislante que se utilizará para minimizar estas pérdidas de calor así como su espesor.

A continuación se presenta la memoria de cálculo para el caso del tanque fabricado en acero inoxidable.

5.2.1.3 Sin aislante

- Para el cuerpo cilíndrico

Utilizando la ecuación de enfriamiento de Newton **Ec. 27**

$$q = U_{cilindro\ i} A_{cilindro\ i} \Delta T$$

$$q = U_{cilindro\ i} A_{cilindro\ i} (T_i - T_{Amb})$$

Primero se determina el coeficiente global de transferencia del sistema a partir de la **Ec. 28**

$$U_{cilindro\ i} = \frac{1}{\frac{r_i}{k_R} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{r_i}{r_e} \frac{1}{h_{Amb}}}$$

Se tienen todos los parámetros excepto el coeficiente convectivo del ambiente, por ello es necesario calcularlo tomando las siguientes consideraciones:

La convección es libre en la parte exterior del tanque.

Los efectos de la radiación son despreciables.

La transferencia de calor se lleva a cabo en una sola dirección (radial ambos casos).

Las propiedades de los fluidos y de los materiales se mantienen constantes.

Habiendo hecho las consideraciones pertinentes se debe calcular el número de Rayleigh utilizando la **Ec. 65**

$$Ra_D = \frac{g \beta_{Aire} (T_s - T_\infty) D_{Tan}^3}{\nu_{Aire} \alpha_{Aire}} = \frac{(9.79 \left[\frac{m}{s^2}\right]) (3.41 * 10^{-3}) (28.5\ ^\circ C - 20\ ^\circ C) . 3[m]^3}{\left(1.56 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]\right) \left(2.13 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]\right)}$$

$$Ra_D = 2.32 * 10^{10}$$

Se obtuvo el número de Nusselt utilizando la **Ec. 66** para cilindros sujetos a convección libre externa:

$$\overline{Nu}_D = \left(0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right)^2 = \left(0.60 + \frac{0.387 \cdot (2.32 * 10^{10})^{1/6}}{[1 + (0.559/0.73)^{9/16}]^{8/27}}\right)^2$$

$$\overline{Nu}_D = 316.47$$

Para así finalmente calcular el coeficiente de convección para el aire que pasa alrededor del cilindro utilizando la **Ec. 34** de la siguiente manera:

$$\bar{h}_{Amb} = \frac{k_{Aire}}{D_{Tan}} \overline{Nu_D} = \frac{2.55 * 10^2 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]}{3[m]} (316.47) = 2.69 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Al obtener el coeficiente ambiental lo siguiente es calcular la transferencia de calor desde el interior del tanque de almacenamiento al entorno.

Primero obtenemos el coeficiente global del cilindro

$$U_{cilindro\ i} = \frac{1}{\frac{r_i}{k_R} \ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right) + \frac{r_i}{r_e} \frac{1}{h_{Amb}}} = \frac{1}{\frac{1.42[m]}{14.9 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]} \ln \left(\frac{1.50[m]}{1.42[m]} \right) + \frac{1.42[m]}{1.50[m]} \frac{1}{2.69 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]}}$$

$$= 2.79 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para así calcular la transferencia de calor utilizando la ecuación de la ley de enfriamiento de Newton:

$$A_{cilindro\ i} = 2\pi r_i h_{Tan} = (2\pi)(1.42[m])(3.6[m]) = 32.17[m^2]$$

$$q_{cilindro} = U_{cilindro\ i} A_{cilindro\ i} (T_i - T_{Amb})$$

$$q_{cilindro} = \left(2.79 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \right) (32.17[m^2]) (37\ ^\circ C - 20\ ^\circ C) = 1526.83[W]$$

- **Para el domo de media esfera**

Utilizando la ecuación del enfriamiento de Newton, **Ec. 27**

$$q = U_{Tapa\ i} A_{Tapa\ i} \Delta T$$

$$q = U_{Tapa\ i} A_{Tapa\ i} (T_i - T_{Amb})$$

Primero se determina el coeficiente global de transferencia del sistema con la **Ec. 28**

$$U_{Tapa\ i} = \frac{1}{\frac{1}{k_R} \left(r_i - \frac{r_i^2}{r_e} \right) + \frac{r_i^2}{h_{Amb} r_e^2}}$$

Se tienen todos los parámetros excepto el coeficiente convectivo del ambiente, por ello es necesario calcularlo tomando las siguientes consideraciones:

La convección es libre en la parte exterior del tanque.

Los efectos de la radiación son despreciables.

La transferencia de calor se lleva a cabo en una sola dirección (radial ambos casos).

Las propiedades de los fluidos y de los materiales se mantienen constantes.

Se seguirá utilizando la temperatura de película y por lo tanto las propiedades del aire son las mismas que las usadas en el cilindro.

Se debe calcular el número de Rayleigh a partir de **Ec. 65**

$$Ra_D = \frac{g\beta_{Aire}(T_s - T_\infty)D_{Tan}^3}{\nu_{Aire}\alpha_{Aire}} = \frac{\left(9.79 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)(3.41 * 10^{-3})(28.5 \text{ }^\circ\text{C} - 20 \text{ }^\circ\text{C}). (0.5[m])^3}{\left(1.56 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]\right)\left(2.13 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]\right)}$$

$$Ra_D = 1.07 * 10^8$$

El número de Nusselt se obtiene al utilizar la siguiente expresión para el caso de una media esfera sometida a convección libre **Ec. 69**

$$Nu = 0.2357Ra^{0.242} = 0.2357(1.07 * 10^8)^{0.242} = 20.69$$

Para así, finalmente, calcular el coeficiente de convección para el aire que pasa alrededor del cilindro utilizando la **Ec. 34** de la siguiente manera

$$\bar{h}_{Amb} = \frac{k_{Aire}}{D_{Esf}} Nu_D = \frac{2.55 * 10^2 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]}{0.5[m]} (20.69) = 1.05 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$$

Al obtener este coeficiente lo siguiente es calcular la transferencia de calor desde el interior del tanque de almacenamiento al entorno

Primero obtenemos el coeficiente global de la media esfera

$$U_{Tapa i} = \frac{1}{\frac{1}{k_R} \left(r_i - \frac{r_i^2}{r_e}\right) + \frac{r_i^2}{h_{Amb} r_e^2}}$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{14.9 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]} \left(0.17[m] - \frac{(0.17[m])^2}{0.25[m]}\right) + \frac{(0.17[m])^2}{1.05 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right] (0.25[m])^2}}$$

$$U_{Tapa i} = 2.20 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$$

Para así calcular la transferencia de calor utilizando la ecuación de la ley de enfriamiento de Newton

$$A_{Tapa\ i} = 2\pi r_i^2 = (2\pi)(0.17[m])^2 = 0.19[m^2]$$

$$q_{Tapa} = U_{Tapa\ i} A_{Tapa\ i} (T_i - T_{Amb}) = \left(2.20 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]\right) (0.19[m^2]) (37^\circ C - 20^\circ C)$$

$$q_{Tapa} = 6.98[W]$$

Por lo tanto el calor total transferido desde el reactor hacia el ambiente, es igual al calor que se pierde en el cuerpo del reactor (cilindro) más el calor perdido en la tapa del mismo (media esfera)

$$q_{Total} = q_{cilindro} + q_{Tapa} = 1526.83[W] + 6.98[W] = 1533.80[W]$$

5.2.1.4 Con aislante

Para obtener la transferencia de calor para el caso en el que se recubre el tanque con un aislante térmico, se realizan los mismos cálculos para obtener la transferencia de calor del tanque sin aislar hacia el medio circundante, pero se debe de tomar en cuenta que el diámetro del tanque aumenta de $D_{Tan} = 3[m]$ hasta $D_{Tan\ Aislado} = 3.04[m]$ de igual forma que el diámetro del domo pasa de $D_{Esf} = 0.5[m]$ hasta $D_{Esf\ Aislado} = 0.54[m]$.

- Para el cuerpo cilíndrico

$$Ra_D = \frac{g\beta_{Aire}(T_s - T_\infty)D_{Tan}^3}{\nu_{Aire}\alpha_{Aire}} = \frac{\left(9.79 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right) (3.41 * 10^{-3})(28.5^\circ C - 20^\circ C) \cdot (3.04[m])^3}{\left(1.56 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]\right) \left(2.13 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]\right)}$$

$$Ra_D = 2.41 * 10^{10}$$

$$\overline{Nu}_D = \left(0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right)^2 = \left(0.60 + \frac{0.387 \cdot (2.41 * 10^{10})^{1/6}}{[1 + (0.559/0.73)^{9/16}]^{8/27}}\right)^2$$

$$\overline{Nu}_D = 320.55$$

$$\bar{h}_{Amb} = \frac{k_{Aire}}{D_{Tan}} \overline{Nu}_D = \frac{2.55 * 10^2 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]}{3.04[m]} (320.55) = 2.68 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$$

El coeficiente global de transferencia de calor del sistema con recubrimiento aislante también cambia ya que a la resistencia térmica total se le agrega un término

$$U_{cilindro\ i} = \frac{1}{\frac{r_i}{k_R} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{r_i}{k_a} \ln\left(\frac{r_a}{r_e}\right) + \frac{r_i}{r_a} \frac{1}{h_{Amb}}}$$

$$U_{cilindro\ i} = \frac{1}{\frac{1.42[m]}{14.9 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]} \ln\left(\frac{1.50[m]}{1.42[m]}\right) + \frac{1.42[m]}{0.023 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]} \ln\left(\frac{1.52[m]}{1.50[m]}\right) + \left(\frac{1.42[m]}{1.52[m]}\right) \frac{1}{2.68 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]}}$$

$$U_{cilindro\ i} = 0.85 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$$

Para calcular la transferencia de calor

$$A_{cilindro\ i} = 2\pi r_i h_{Tan} = (2\pi)(1.42[m])(3.6[m]) = 32.17[m^2]$$

$$q_{cilindro} = U_{cilindro\ i} A_{cilindro\ i} (T_i - T_{Amb})$$

$$q_{cilindro} = \left(0.85 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]\right) (32.17[m^2]) (37^\circ C - 20^\circ C) = 466.34[W]$$

- **Para el domo de media esfera**

$$Ra_D = \frac{g\beta_{Aire}(T_s - T_\infty)D_{Tan}^3}{\nu_{Aire}\alpha_{Aire}} = \frac{\left(9.79 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right) (3.41 * 10^{-3})(28.5^\circ C - 20^\circ C)(0.54[m])^3}{\left(1.56 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]\right) \left(2.13 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]\right)}$$

$$Ra_D = 1.35 * 10^8$$

$$Nu = 0.2357Ra^{0.242} = 0.2357(1.35 * 10^8)^{0.242} = 21.88$$

$$\bar{h}_{Amb} = \frac{k_{Aire} Nu_D}{D_{Tan}} = \frac{2.55 * 10^2 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]}{0.54[m]} (21.88) = 1.03 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$$

$$U_{Tapa\ i} = \frac{1}{\frac{1}{k_R} \left(r_i - \frac{r_i^2}{r_e}\right) + \frac{1}{k_a} \left(\frac{r_i^2}{r_e} - \frac{r_i^2}{r_a}\right) + \frac{r_i^2}{h_{Amb} r_a^2}}$$

$U_{Tapa\ i}$

$$= \frac{1}{\frac{1}{14.9 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]} \left(0.17[m] - \frac{(0.17[m])^2}{0.25[m]}\right) + \frac{1}{0.023 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]} \left(\frac{(0.17[m])^2}{0.25[m]} - \frac{(0.17[m])^2}{0.27[m]}\right) + \frac{(0.17[m])^2}{1.03 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right] (0.27[m])^2}}$$

$$U_{Tapa\ i} = 1.28 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para finalmente calcular la transferencia de calor

$$A_{Tapa\ i} = 2\pi r_i^2 = (2\pi)(0.17[m])^2 = 0.19[m^2]$$

$$q_{Tapa} = U_{Tapa\ i} A_{Tapa\ i} (T_i - T_{Amb}) = \left(1.28 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \right) (0.19[m^2]) (37^\circ C - 20^\circ C)$$

$$q_{Tapa} = 4.06[W]$$

Por lo tanto, el calor total transferido desde el reactor aislado hacia el ambiente es

$$q_{Total\ Aislado} = q_{cilindro\ Aislado} + q_{Tapa\ Aislado} = 466.34[W] + 4.06[W] = 470.40[W]$$

Para el caso en el que el tanque es fabricado con fibra de vidrio se repitieron los cálculos anteriores, tanto para el tanque sin aislar, como para el tanque con aislante, y como se puede observar en la **Tabla 19**, la razón por la que se decidió utilizar un tanque de fibra de vidrio es gracias a la menor cantidad pérdidas de energía en el sistema.

Cabe resaltar que del **Anexo 6** se obtuvieron los valores de conductividad térmica para aislantes térmicos comúnmente utilizados en la industria. Se tomó la espuma de poliuretano, $k_a = 0.0230 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$, como aislante para los reactores debido a su baja conductividad, lo cual garantiza menores pérdidas de energía en nuestro sistema.

5.2.2 PÉRDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS

5.2.2.1 Parámetros considerados

Los parámetros necesarios para conocer la cantidad de energía en forma de calor que se pierde, al transferirse al medio ambiente a través de las tuberías externas del sistema de calentamiento, se encuentran enlistados en la siguiente **Tabla 16**

Tabla 16. Parámetros para el cálculo de las pérdidas de energía en las tuberías.

Parámetros			Referencias
T amb [°C]	Temperatura del aire del ambiente	20	FORDECyT 174710
T cal[°C]	Temperatura agua a la salida del calentador	50	FORDECyT 174710
Cp lodo [kJ / kg . K]	Calor específico del lodo	4.18	
Cp agua [kJ / kg . K]	Calor específico del agua a 46 °C	4.18	Cengel, (2006)
m agua [kg/s]	Flujo másico de agua (Un tanque)	0.0363	Propuesto
v agua [m/s]	Velocidad del agua en la tubería	0.1121	
L 1[m]	Longitud de la tubería al tanque 1	14.2	FORDECyT 174710
L 2[m]	Longitud de la tubería al tanque 2	17.2	
D tub ext [m]	Diámetro de la tubería (externo)	0.0254	Propuesto
e tub [m]	Espesor de la tubería	0.0025	
D tub int [m]	Diámetro de la tubería (interno)	0.0204	
A tub [m ²]	Área transversal tubería	0.0003	
k tub [W / m . K]	Coeficiente de conductividad del acero al carbón AISI 1010	63.90	Cengel, (2006)
ri [m]	Radio de la pared interior (tubería)	0.0102	Propuesto
re [m]	Radio de la pared exterior (tubería)	0.0127	
ra [m]	Radio del aislante (tubería)	0.0277	

La temperatura del agua a la salida del calentador se obtuvo a partir de las especificaciones del proyecto, ya que esta es la temperatura máxima del calentador que se utilizará en la planta para calentar el agua que va hacia el serpentín. De igual manera, el calor específico del lodo $C_{p\ Lodo}$, las longitudes de las tuberías de alimentación de agua de calentamiento para los digestores L_1 y L_2 fueron datos obtenidos a partir de especificaciones de la PP.

El flujo de agua para un tanque se calculó a partir **Ec. 12** de la siguiente manera

$$\dot{m}_{Agua} = \frac{Q_{Agua}}{C_{p\ Agua} \Delta T_{Agua}} = \frac{1.21 [kW]}{\left(4.18 \frac{kJ}{kg \cdot K}\right) (50^\circ C - 42^\circ C)} = 0.0363 \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Donde Q_{Agua} es el calor necesario que el agua de calentamiento debe de transferir al biodigestor para con ello poder conservar los $37^\circ C$.

Se propusieron los diámetros externos e internos ($D_{Tub\ ext}$, $D_{Tub\ int}$) de la tubería que transportará el agua de calentamiento del calentador hacia los reactores. El diámetro externo propuesto fue de una pulgada ya que esta es la medida de la boquilla de salida del calentador.

La velocidad del agua dentro de la tubería se calculó a partir de la ecuación de la continuidad de la siguiente forma

$$v_{Agua} = \frac{\dot{m}_{Agua}}{\rho_{Agua} A_{Tub}} = \frac{0.0363 \left[\frac{kg}{s}\right]}{990 \left[\frac{kg}{m^3}\right] \cdot 0.0003 [m^2]} = 0.1121 \left[\frac{m}{s}\right]$$

Por último, el material de la tubería está especificado en el proyecto como acero al carbón AISI 1010. El coeficiente de conductividad térmica del acero al carbón k_{Tub} se obtuvo del **Anexo 5**.

5.2.2.2 Memoria de cálculo

Es necesario calcular las pérdidas de calor a través de las tuberías que transportan agua caliente desde el calentador hasta el intercambiador de calor dentro de los biodigestores, y posteriormente determinar un aislante térmico que ayude a reducirlas lo más posible.

El calentador alimenta dos biodigestores y las tuberías que transportan el agua caliente tienen las siguientes longitudes $L_1 = 14.2[m]$ y $L_2 = 17.2[m]$, de acuerdo a las especificaciones de la PP.

Para poder conocer cuánta energía se pierde a través de las tuberías, es necesario conocer primero los coeficientes convectivos tanto de la parte externa de la tubería así como el coeficiente de la parte interna.

Se desarrollará la memoria de cálculo para el tanque número 1 con una longitud de tuberías de $L_1 = 14.2[m]$, tanto para el caso sin aislante, para conocer la energía que se perdería, como para el caso de la tubería ya aislada.

De manera análoga a los cálculos realizados para conocer los coeficientes convectivos externos de transferencia de calor en los tanques biodigestores en las tuberías, es necesario hacer primero ciertas consideraciones

La convección es libre en la parte exterior de la tubería.

Los efectos de la radiación son despreciables.

La transferencia de calor se lleva a cabo en una sola dirección (radial).

Las propiedades de los fluidos y de los materiales se mantienen constantes.

5.2.2.3 Sin aislante

Para conocer el coeficiente externo se debe calcular primero el número de Rayleigh

$$Ra_D = \frac{g\beta_{Aire}(T_s - T_\infty)D_{Tan}^3}{\nu_{Aire}\alpha_{Aire}} = \frac{(9.79 \left[\frac{m}{s^2}\right]) (3.41 * 10^{-3})(50 \text{ }^\circ\text{C} - 20 \text{ }^\circ\text{C})(0.0254[m])^3}{(1.56 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]) (2.13 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right])}$$

$$Ra_D = 4.96 * 10^4$$

A continuación se debe obtener el número de Nusselt

$$\overline{Nu}_D = \left(0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right)^2 = \left(0.60 + \frac{0.387 \cdot (4.96 * 10^4)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{0.73}\right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$

$$Nu_D = 6.51$$

Finalmente, se obtiene el coeficiente convectivo externo a partir de

$$\bar{h}_{Ext} = \frac{k_{Aire}}{D_{Tub Ext}} \overline{Nu}_D = \frac{2.55 * 10^2 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]}{0.0254[m]} (6.51) = 6.52 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para el coeficiente convectivo interno se hacen las siguientes consideraciones:

La convección es forzada dentro de la tubería.

Los efectos de la radiación son despreciables.

La transferencia de calor se lleva a cabo en una sola dirección (radial).

Las propiedades de los fluidos y de los materiales se mantienen constantes.

Después de hacer estas consideraciones se procede a calcular el coeficiente convectivo, para ello es necesario primero calcular en número de Reynolds a partir de la **Ec. 33**

$$Re_D = \frac{\rho_{Agua} V_{Agua} D_{Tub Int}}{\mu_{Agua}} = \frac{\left(990 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \right) \left(0.1121 \left[\frac{m}{s} \right] \right) (0.0204[m])}{0.0006 \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]} = 3798$$

Ya que el número de Reynolds es mayor a 2300 el flujo se considera como turbulento.

A continuación es necesario saber si el flujo dentro de la tubería está totalmente desarrollado tanto hidráulica como térmicamente, para ello se utilizan las ecuaciones **Ec. 41** y **Ec. 46** respectivamente

$$x_{Tot Des,H} > 10D_{Tub Int}$$

$$L_1 > 10(0.0204[m]); \quad 14.2[m] > 0.204[m]$$

Como el valor de L_1 es mayor que el valor de $10D_{Tub Int}$, entonces es adecuado considerar el flujo como hidrodinámicamente desarrollado.

Ahora, para saber si el flujo está desarrollado térmicamente se hace lo siguiente

$$x_{Tot Des,T} = 10D_{Tub Int}$$

$$L_1 = 10(0.0204[m]); \quad 14.2[m] = 0.204[m]$$

Como el valor de L_1 es mucho mayor que el valor de $10D_{Tub Int}$, entonces es adecuado considerar el flujo como térmicamente desarrollado ya que los efectos de la entrada térmica no tendrán mucha relevancia sobre las condiciones del flujo.

Ahora, se debe calcular en número de Nusselt utilizando la ecuación **Ec. 62**

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr_{Agua}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr_{Agua}^{2/3} - 1)}$$

Pero antes es necesario obtener el valor del coeficiente de fricción a partir de la expresión contenida en **Ec. 43**

$$f = 0.316Re_D^{-1/4} = 0.316(3798)^{-1/4} = 0.0403$$

Y por lo tanto

$$Nu_D = \frac{(0.0403/8)(3798 - 1000)(3.91)}{1 + 12.7(0.0403/8)^{1/2}(3.91^{2/3} - 1)} = 23.57$$

Finalmente, se obtiene el coeficiente convectivo interno

$$\bar{h}_{Int} = \frac{k_{Agua}}{D_{Tub Int}} Nu_D = \frac{0.6370 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]}{0.0204[m]} (23.57) = 736.13 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Ahora es posible calcular el coeficiente global de transferencia de calor

$$U_{Tubería i} = \frac{1}{\frac{1}{h_{Int}} + \frac{r_i}{k_{Tub}} \ln \left(\frac{r_e}{r_i} \right) + \frac{r_i}{r_e} \frac{1}{h_{Ext}}}$$

$$U_{Tubería i} = \frac{1}{\frac{1}{736.13 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]} + \frac{0.0102[m]}{63.90 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]} \ln \left(\frac{0.0127[m]}{0.0102[m]} \right) + \left(\frac{0.0102[m]}{0.0127[m]} \right) \frac{1}{6.52 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]}}$$

$$U_{Tubería i} = 8.03 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para calcular la transferencia de calor

$$A_{Tubería i} = 2\pi r_i L_1 = (2\pi)(0.0102[m])(14.2[m]) = 0.91[m^2]$$

$$q_{Tubería} = U_{Tubería i} A_{Tubería i} (T_i - T_{Amb})$$

$$q_{Tubería} = \left(8.03 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \right) (0.91[m^2]) (50^\circ C - 20^\circ C) (0.001)$$

$$q_{Tubería} = 0.22[kW]$$

5.2.2.4 Con aislante

Para obtener la transferencia de calor para el caso en el que se recubren las tuberías con un aislante térmico, se deben realizar los mismos cálculos para obtener la transferencia de calor que se utilizaron en el caso sin aislante, pero se debe de tomar en cuenta que el diámetro de la tubería aumenta de $D_{Tub\ Ext} = 0.0254[m]$ hasta $D_{Tub\ Ext} = 0.0554[m]$. El aislante considerado fue la espuma de poliuretano, es decir, el mismo que se utilizó para aislar los bioreactores.

Para el coeficiente convectivo externo

$$Ra_D = \frac{g\beta_{Aire}(T_s - T_\infty)D_{Tan}^3}{\nu_{Aire}\alpha_{Aire}} = \frac{(9.79 \left[\frac{m}{s^2}\right]) (3.41 * 10^{-3})(50\text{ }^\circ\text{C} - 20\text{ }^\circ\text{C})(0.0554[m])^3}{(1.56 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right]) (2.13 * 10^{-5} \left[\frac{m^2}{s}\right])}$$

$$Ra_D = 5.15 * 10^5$$

$$\overline{Nu}_D = \left(0.60 + \frac{0.387Ra_D^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + (0.559/Pr)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right)^2 = \left(0.60 + \frac{0.387 \cdot (5.15 * 10^5)^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{0.73}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$

$$Nu_D = 12.13$$

$$\bar{h}_{Ext} = \frac{k_{Aire}}{D_{Tub\ Ext}} \overline{Nu}_D = \frac{2.55 * 10^2 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]}{0.0554[m]} (12.13) = 5.57 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$$

Para el coeficiente convectivo interno no hay cambios ya que el aislante no influye y por lo tanto este es el mismo que para el caso sin aislante

$$\bar{h}_{Int} = 736.13 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]$$

Ahora es posible calcular el coeficiente global de transferencia de calor

$$U_{Tubería\ i} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_{Int}} + \frac{r_i}{k_{Tub}} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{r_i}{k_a} \ln\left(\frac{r_a}{r_e}\right) + \frac{r_i}{r_a} \frac{1}{\bar{h}_{Ext}}}$$

$$U_{Tubería\ i} = \frac{1}{\frac{1}{736.13 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]} + \frac{0.0102[m]}{63.90 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]} \ln \left(\frac{0.0127[m]}{0.0102[m]} \right) + \frac{0.0102[m]}{0.023 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]} \ln \left(\frac{0.0277[m]}{0.0127[m]} \right) + \left(\frac{0.0102[m]}{0.0277[m]} \right) \frac{1}{5.57 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]}}$$

$$U_{Tubería\ i} = 2.42 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para calcular la transferencia de calor

$$A_{Tubería\ i} = 2\pi r_i L_1 = (2\pi)(0.0102[m])(14.2[m]) = 0.91[m^2]$$

$$q_{Tubería\ Aislada} = U_{Tubería\ i} A_{Tubería\ i} (T_i - T_{Amb})$$

$$q_{Tubería\ Aislada} = \left(2.42 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \right) (0.91[m^2]) (50\ ^\circ C - 20\ ^\circ C) (0.001)$$

$$q_{Tubería\ Aislada} = 0.07[kW]$$

Los cálculos del tanque número 2 son básicamente iguales a los del tanque número 1, lo único que cambia es la longitud de las tuberías ya que para el segundo tanque esta es de $L_2 = 17.2[m]$. Es importante señalar que las expresiones utilizadas para calcular el número de Nusselt en el tanque número 2 fueron las mismas que para el tanque número 1, ya que el flujo dentro de las tuberías para ambos caso está completamente desarrollado tanto térmica como hidrodinámicamente.

Por lo que para el tanque número 2 la transferencia de calor para el caso sin aislamiento es de

$$q_{Tubería} = 0.27[kW]$$

Y para cuando la tubería se recubre con aislante

$$q_{Tubería\ Aislada} = 0.08[kW]$$

5.2.3 BALANCE DE ENERGÍA

5.2.3.1 Parámetros considerados

Los parámetros utilizados para este balance se encuentran en la **Tabla 17** que se presenta en seguida

Tabla 17. Parámetros para el balance de energía del sistema.

Parámetros			Referencias
T_{amb} [°C]	Temperatura del aire del ambiente	20	FORDECyT 174710
T_1 [°C]	Temperatura de lodo (Entrada)	20	
T_2 [°C]	Temperatura de lodo (Salida)	37	
T_3 [°C]	Temperatura de agua (Entrada)	50	
T_4 [°C]	Temperatura de agua (Salida)	42	
C_p lodo [kJ / kg . K]	Calor específico del lodo	4.18	FORDECyT 174710
C_p agua [kJ / kg . K]	Calor específico del agua a 46 °C	4.18	Cengel, (2006)
ΔT lodo	Diferencia de temperatura lodo	17	FORDECyT 174710
ΔT agua	Diferencia de temperatura agua	8	Propuesto

m lodo [kg/s]	Flujo másico de lodo (Un tanque)	0.0116	FORDECyT 174710
m lodo total [kg/s]	Flujo másico de lodo total (Dos tanques)	0.0233	
n Tan	Número de tanques	2	
h1 [kJ/kg]	Entalpía del lodo (Entrada)	83.92	Cengel, (2006)
h2 [kJ/kg]	Entalpía del lodo (Salida)	155.00	
h3 [kJ/kg]	Entalpía del agua (Entrada)	209.34	
h4 [kJ/kg]	Entalpía del agua (Salida)	175.89	

Las temperaturas T_1, T_2 y T_3 se obtuvieron de las especificaciones de la PP, sin embargo, la $T_4 = 42^\circ\text{C}$ fue propuesta considerando que para la adecuada operación de un intercambiador de calor la temperatura de salida del fluido caliente debe de ser 5°C mayor que la temperatura de salida del fluido frío.

El flujo másico total del lodo $\dot{m}_{Lodo\ Total}$, es decir, para los dos tanques que operarán en la planta de DA, fue obtenido a partir de las especificaciones del proyecto y por lo tanto el lodo para un solo tanque \dot{m}_{Lodo} se calculó de la siguiente manera

$$\dot{m}_{Lodo} = \frac{\dot{m}_{Lodo\ Total}}{\#\ Tan} = \frac{0.0233 \left[\frac{kg}{s} \right]}{2} = 0.0116 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Las entalpías de en las entradas y salidas de los fluidos de trabajo se obtuvieron del **Anexo 7** haciendo una interpolación. Para el caso del lodo se utilizaron las entalpías del agua a las temperaturas T_1, T_2 según lo indican las especificaciones del proyecto.

5.2.3.2 Memoria de cálculo

En la siguiente **Figura 30** se puede observar el sistema y los flujos de calor que se llevan a cabo dentro de él.

Primero es necesario conocer cuanta energía requiere transferir el agua caliente al lodo dentro del biodigestor, para ello es necesario considerar un volumen de control dentro del tanque, ya que el sistema de estudio es un sistema abierto en el cual el intercambio de energía se lleva a cabo a través de transferencia de calor y transferencia de masa que cruza las fronteras del mismo, además de que el flujo dentro del mismo es estable, es decir $\Delta E_{Alm} = 0$. Esto puede observarse en la **Figura 32**

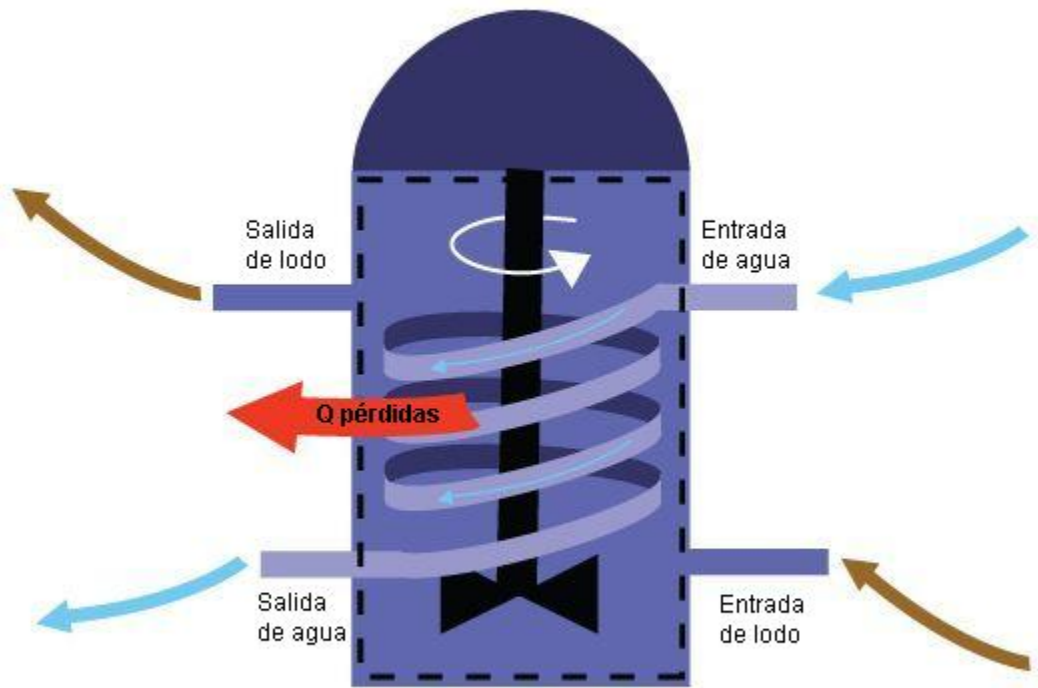


Figura 32. Volumen de control del biodigestor.

Para realizar un balance de energía se parte de la **Ec. 19** en el volumen de control.

$$\dot{Q}_{Ent} + \dot{W}_{Ent} + \sum_{Ent} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \dot{Q}_{Sal} + \dot{W}_{Sal} + \sum_{Sal} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)$$

Donde los términos de calor de entrada, trabajo de entrada y salida son cero y la energía cinética $\frac{V^2}{2}$ y la energía potencial gz son despreciables, con lo cual se obtiene la siguiente ecuación

$$\dot{m}_{Ent} = \dot{Q}_{Pérdidas\ del\ tanque} + \dot{m}_{Sal}$$

La cual al desarrollarse para nuestro volumen de control se convierte en

$$\dot{m}_{Agua\ Ent} h_{Agua\ Ent} + \dot{m}_{Lodo\ Ent} h_{Lodo\ Ent} = \dot{m}_{Agua\ Sal} h_{Agua\ Sal} + \dot{m}_{Lodo\ Sal} h_{Lodo\ Sal} + Q_P$$

Al considerar que $\dot{m}_{Agua\ Ent} = \dot{m}_{Agua\ Sal}$ y $\dot{m}_{Lodo\ Ent} = \dot{m}_{Lodo\ Sal}$, ya que no existen pérdidas de agua y el lodo es constantemente alimentado para que el efluente de salida permanezca constante se puede reacomodar como

$$\dot{m}_{Agua} (h_{Agua Ent} - h_{Agua Sal}) = \dot{m}_{Lodo} (h_{Lodo Sal} - h_{Lodo Ent}) + Q_P$$

O bien

$$\dot{m}_{Agua} (h_3 - h_4) = \dot{m}_{Lodo} (h_2 - h_1) + Q_P$$

$$Q_{Agua} = Q_{Lodo} + Q_{Pérdidas del tanque}$$

Donde Q_{Lodo} es el calor que es absorbido del agua, Q_{Agua} es el calor que transfiere el agua y $Q_{Pérdidas del tanque}$ es el calor que se pierde a través del tanque hacia el medio circundante.

A continuación se presentan los cálculos realizados para obtener estos términos

Para el calor absorbido por el lodo

$$Q_{Lodo} = \left(0.0116 \left[\frac{kg}{s}\right]\right) \left(155 \left[\frac{kJ}{kg}\right] - 83.92 \left[\frac{kJ}{kg}\right]\right) = 0.83[kW]$$

A partir de las pérdidas del tanque reactor de fibra de vidrio cubierto con aislante, se obtiene el calor de las pérdidas para un tanque

$$Q_{Pérdidas del tanque} = 385.40[W] * (0.001) = 0.39[kW]$$

Y por lo tanto

$$Q_{Agua} = 0.83[kW] + 0.39[kW] = 1.21[kW]$$

El gasto másico de agua se obtiene de la siguiente forma

$$\dot{m}_{Agua} = \frac{Q_{Agua}}{(h_3 - h_4)} = \frac{1.21[kW]}{\left(209.43 \left[\frac{kJ}{kg}\right] - 175.89 \left[\frac{kJ}{kg}\right]\right)} = 0.04 \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Para transformarlo a $\left[\frac{l}{min}\right]$

$$\dot{m}_{Agua} = \left(0.04 \left[\frac{kg}{s}\right]\right) \left(\frac{60}{1} \left[\frac{s}{min}\right]\right) \left(\frac{1}{990 \left[\frac{kg}{m^3}\right]}\right) \left(\frac{1}{0.001[m^3]}\right) = 2.20 \left[\frac{l}{min}\right]$$

A continuación se busca conocer la carga térmica que debe poseer el calentador de agua para poder asegurar que el calor de $Q_{Agua} = 1.21[kW]$ calculado sea suministrado al biodigestor. Para ello, lo único que se debe de hacer es agregar al calor que debe suministrar el agua de calentamiento, la cantidad de calor que se pierde en las tuberías que alimentan al reactor.

Para el tanque número 1 es

$$Q_{\text{Tanque 1}} = Q_{\text{Agua}} + Q_{\text{Pérdidas en tuberías 1}} = 1.21[\text{kW}] + 0.07[\text{kW}] = 1.28[\text{kW}]$$

Y para el tanque número 2 es

$$Q_{\text{Tanque 2}} = Q_{\text{Agua}} + Q_{\text{Pérdidas en tuberías 2}} = 1.21[\text{kW}] + 0.08[\text{kW}] = 1.29[\text{kW}]$$

Finalmente la energía calorífica que debe aportar el calentador debe de ser de

$$Q_{\text{Calentador}} = Q_{\text{Tanque 1}} + Q_{\text{Tanque 2}} = 1.28[\text{kW}] + 1.29[\text{kW}] = 2.57[\text{kW}]$$

5.2.4 INTERCAMBIADOR DE CALOR

5.2.4.1 Parámetros considerados

A continuación, en la **Tabla 18** se presentan los parámetros utilizados para el diseño de los intercambiadores de calor

Tabla 18. Parámetros para los intercambiadores de calor.

Parámetros			Referencias
T amb [°C]	Temperatura del aire del ambiente	20	FORDECyT 174710
T1 [°C]	Temperatura de lodo (Entrada)	20	
T2 [°C]	Temperatura de lodo (Salida)	37	
T3 [°C]	Temperatura de agua (Entrada)	50	
T4 [°C]	Temperatura de agua (Salida)	42	Propuesta
ΔT 1	Diferencia de temperaturas 1	13	FORDECyT 174710
ΔT 2	Diferencia de temperaturas 2	22	Propuesta
ΔT lm	Temperatura media logarítmica	17.11	
m agua [kg/s]	Flujo másico de agua (Un tanque)	0.0363	FORDECyT

v_{agua} [m/s]	Velocidad del agua en la tubería	0.1121	174710
m_{lodo} [kg/s]	Flujo másico de lodo (Un tanque)	0.0116	
v_{lodo} [m/s]	Velocidad del lodo en el tanque	15.60	
ρ_{agua} [kg/m ³]	Densidad del agua a 46 °C	990	Cengel, (2006)
ρ_{lodo} [kg/m ³]	Densidad del lodo a 30 °C	1005	FORDECyT 174710
C_p_{agua} [kJ / kg . K]	Calor específico del agua a 46 °C	4.18	Cengel, (2006)
C_p_{lodo} [kJ / kg . K]	Capacidad calorífica del lodo a 30 °C	4.18	
k_{agua} [W / m . °C]	Conductividad térmica del agua a 46 °C	0.6370	
k_{lodo} [W / m . °C]	Conductividad térmica del lodo a 30 °C	0.6150	
μ_{agua} [kg / m.s]	Viscosidad dinámica del agua a 46 °C	0.0006	
μ_{lodo} [kg / m.s]	Viscosidad dinámica del lodo a 30 °C y 100 RPM	0.20	FORDECyT 174710
ν_{agua} [m ² /s]	Viscosidad cinemática del agua a 46 °C	0.0000006	Cengel, (2006)
ν_{lodo} [m ² /s]	Viscosidad cinemática del lodo a 30°C y 100 RPM	0.0002	FORDECyT 174710
α_{agua} [m ² /s]	Difusividad térmica del agua a 46 °C	1.54E-07	Cengel, (2006)
α_{lodo} [m ² /s]	Difusividad térmica del lodo a 30 °C y 100 RPM	1.46E-07	FORDECyT 174710
Pr_{agua}	Número de Prandtl del agua a 46 °C	3.91	Cengel, (2006)
Pr_{lodo}	Número de Prandtl del lodo a 30 °C y 100 RPM	1359	FORDECyT 174710
Rf''_{int} [m ² . K / W]	Factor de ensuciamiento del agua dentro del serpentín	0.001	Kern, (1999)
Rf''_{ext} [m ² . K / W]	Factor de ensuciamiento del lodo fuera del serpentín	0.006	
Di_{tan} [m]	Diámetro interno del tanque	2.98	FORDECyT 174710
P_{tan} [m]	Perímetro interno del tanque	9	
$D_{\text{tub ext}}$ [m]	Diámetro de la tubería (externo)	0.0254	
e_{tub} [m]	Espesor de la tubería	0.0025	

D tub int [m]	Diámetro de la tubería (interno)	0.0204	
A tub [m ²]	Área transversal tubería	0.0003	
k tub [W / m . K]	Coefficiente conductivo de la tubería	14.9	Cengel, (2006)
Material tubería	Acero inoxidable AISI 304		
r1 [m]	Radio de la pared interior (tubería)	0.0102	FORDECyT 174710
r2 [m]	Radio de la pared exterior (tubería)	0.0127	
D lodo [m]	Diámetro equivalente del lodo	0.0400	
Dh lodo [m]	Diámetro hidráulico equivalente del lodo	0.0196	
D ser [m]	Diámetro del serpentín	2.94	
D ag [m]	Diámetro del agitador	2.25	
D tub ser [m]	Diámetro de la tubería del serpentín	0.0254	
H ag [m]	Profundidad de agitación (desde el fondo del tanque)	0.30	
N [RPM]	Velocidad del agitador	100	
N [RPS]	Velocidad del agitador	1.67	

Para obtener la temperatura media logarítmica se consideró como $\Delta T_1 = T_{Agua Ent} - T_{Lodo Sal}$ y $\Delta T_2 = T_{Agua Sal} - T_{Lodo Ent}$, ya que para las dos propuestas, según como indican las especificaciones de la PP, el intercambiador trabaja como un intercambiador a contraflujo, esto es, con un flujo de agua caliente que va en sentido contrario al flujo del lodo dentro del reactor. En la **Figura 33** se observa la distribución de temperaturas para el intercambiador de calor de contraflujo

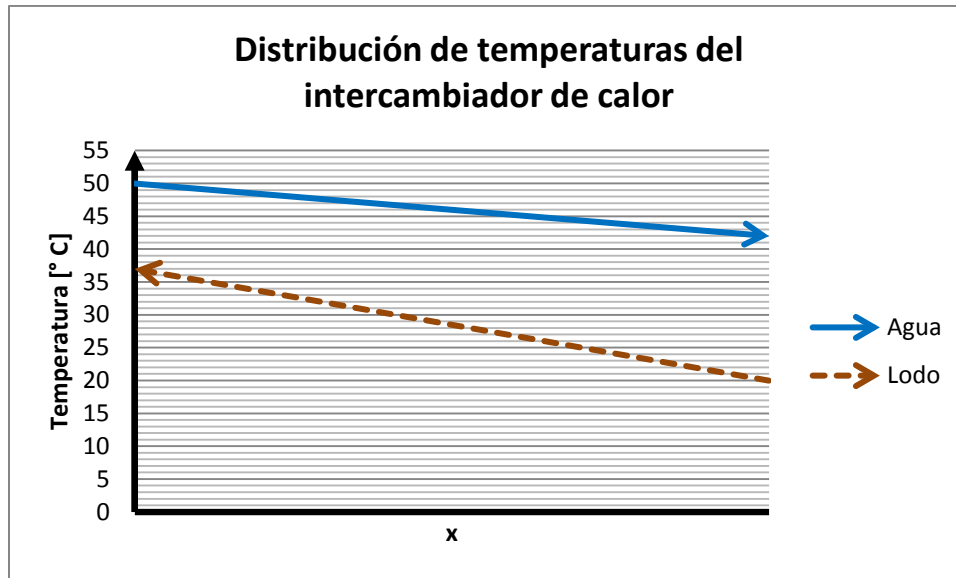


Figura 33. Distribución de temperaturas del intercambiador de calor

La temperatura media logarítmica se calculó utilizando la **Ec. 75** de la siguiente manera:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)} = \frac{(T_{Agua\ Ent} - T_{Lodo\ Sal}) - (T_{Agua\ Sal} - T_{Lodo\ Ent})}{\ln \frac{(T_{Agua\ Ent} - T_{Lodo\ Sal})}{(T_{Agua\ Sal} - T_{Lodo\ Ent})}}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(50\text{ }^\circ\text{C} - 37\text{ }^\circ\text{C}) - (42\text{ }^\circ\text{C} - 20\text{ }^\circ\text{C})}{\ln \frac{(50\text{ }^\circ\text{C} - 37\text{ }^\circ\text{C})}{(42\text{ }^\circ\text{C} - 20\text{ }^\circ\text{C})}} = 17.11\text{ }^\circ\text{C}$$

La velocidad del lodo dentro del tanque se obtuvo a partir de la velocidad angular obtenida de las especificaciones del proyecto $v_{agi} = 100\text{ [RPM]}$ como se muestra a continuación:

$$v_{Lodo} = P \cdot v_{agi} \cdot \frac{1[\text{min}]}{60[\text{s}]} = 9[\text{m}] \cdot 100 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] \cdot \frac{1[\text{min}]}{60[\text{s}]} = 15.60 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Las propiedades del lodo se tomaron a la temperatura media de $30\text{ }^\circ\text{C}$. Dicha temperatura se obtuvo de la siguiente manera:

$$\bar{T}_{Lodo} = \frac{T_{Lodo\ ent} + T_{Lodo\ sal}}{2} = \frac{20\text{ }^\circ\text{C} + 37\text{ }^\circ\text{C}}{2} = 29\text{ }^\circ\text{C}$$

La densidad se obtuvo a partir de las especificaciones de la PP de DA, el calor específico y la conductividad térmica se consideraron iguales que las del agua, esto debido a que el lodo tiene un contenido de sólidos muy bajo (10%), como lo

indican las especificaciones del proyecto. Por otro lado, la viscosidad dinámica del lodo se consideró como $\mu_{Lodo} = 0.2 \left[\frac{kg}{m.s} \right]$ a partir de las pruebas de laboratorio realizadas para condiciones de velocidad de $v_{agi} = 100 [RPM]$ y con un contenido de sólidos de 10%.

Ciertas propiedades de los fluidos (agua y lodo) fueron calculadas. A continuación se describirá el procedimiento para la obtención de cada uno de ellos.

La viscosidad cinemática del agua se obtuvo calculando

$$\nu_{Agua} = \frac{\mu_{Agua}}{\rho_{Agua}} = \frac{0.0006 \left[\frac{kg}{m.s} \right]}{990 \left[\frac{kg}{m^3} \right]} = 0.0000006 \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

La difusividad térmica del agua se obtuvo a partir de

$$\alpha_{Agua} = \frac{k_{Agua}}{c_p \text{ Agua} \cdot \rho_{Agua}} = \frac{0.0006370 \left[\frac{kW}{m.K} \right]}{4.18 \left[\frac{kJ}{kg.K} \right] \cdot 990 \left[\frac{kg}{m^3} \right]} = 1.54 * 10^{-7} \left[\frac{m^2}{s} \right]$$

Para el número de Prandtl se desarrolló la siguiente ecuación

$$Pr_{Agua} = \frac{\nu_{Agua}}{\alpha_{Agua}} = \frac{0.0000006 \left[\frac{m^2}{s} \right]}{1.54 * 10^{-7} \left[\frac{m^2}{s} \right]} = 3.91$$

Las mismas propiedades fueron calculadas para el lodo.

Para el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador, se consideraron factores de ensuciamiento tanto para el agua que circula dentro del serpentín como del lodo que pasa sobre la tubería, estos parámetros fueron considerados como agua de ciudad y agua proveniente del canal sanitario de la ciudad de Chicago y fueron obtenidos del **Anexo 1**.

El diámetro interno del tanque se obtuvo considerando el espesor del material de construcción (fibra de vidrio).

A partir de probar con diversos materiales comunes para tuberías, se llegó a la conclusión de utilizar tuberías de cobre ya que su coeficiente de conductividad térmica es el más elevado, lo que asegura una mejor transferencia de calor con una menor cantidad de material, sin embargo, el material que debe de utilizarse es el acero inoxidable ya que una tubería de cobre no soportaría la corrosión a la que

está expuesta la tubería del serpentín. Los coeficientes de conductividad para diversos materiales para las tuberías se obtuvieron del **Anexo 5**.

Para la propuesta 1, idealizó el intercambiador como uno de tuberías concéntricas de flujo cruzado para lo cual se propuso un diámetro de la “tubería del lodo” de $D_{Lodo} = 0.04 [m]$. El diámetro hidráulico equivalente de la “tubería del lodo” se obtuvo de la siguiente manera

$$D_{h Lodo} = D_{Tub Lodo} - D_{Tub h Lodo} = 0.04[m] - 0.0204[m] = 0.0196[m]$$

Finalmente para la propuesta 2, se necesitaron datos adicionales. El diámetro del serpentín D_{Ser} , el diámetro del agitador D_{Ag} y la profundidad de agitación H_{Ag} se obtuvieron a partir de las especificaciones de la PP.

5.2.4.2 **Memoria de cálculo**

5.2.4.3 **Propuesta 1**

En seguida se presenta la memoria de cálculo para el primer caso de estudio, el serpentín para el cual se aproximaron los cálculos al idealizarlo como un intercambiador de calor con tuberías concéntricas a contraflujo.

Para poder conocer la longitud y por ende el área de transferencia de calor de las tuberías es necesario conocer primero los coeficientes convectivos tanto del lodo como del agua.

Primero es necesario hacer algunas consideraciones para la parte del lodo:

La convección es forzada en la parte exterior de la tubería.

Los efectos de la radiación son despreciables.

La transferencia de calor se lleva a cabo en una sola dirección (radial).

Las propiedades de los fluidos y de los materiales se mantienen constantes.

Se considerará que el lodo fluye a través de un diámetro hidráulico equivalente de $D_{h Lodo} = 0.0196[m]$.

Para conocer el coeficiente externo se debe calcular primero el número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{\rho_{Lodo} V_{Lodo} D_{h Lodo}}{\mu_{Lodo}} = \frac{\left(1005 \left[\frac{kg}{m^3}\right]\right) \left(15.60 \left[\frac{m}{s}\right]\right) (0.0196[m])}{0.20 \left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]} = 1599$$

Ya que el número de Reynolds es menor a 2300 el flujo es considerado como laminar.

A continuación es necesario saber si el flujo dentro de la tubería está totalmente desarrollado tanto hidráulica como térmicamente, pero no conocemos el largo que tendrá la tubería por ello se propone una longitud, el valor considerado fue de 3[m]

$$x_{Tot Des,H} > 10D_{h Lodo}$$

$$L_{Serpentín} > 10(0.0196[m]); \quad 3[m] > 0.196[m]$$

Como el valor de $L_{Serpentín}$ es mayor que el valor de $10D_{h Lodo}$ entonces es adecuado considerar el flujo como hidrodinámicamente desarrollado.

Ahora para saber si el flujo está desarrollado térmicamente se hace lo siguiente

$$x_{Tot Des,T} = 10D_{h Lodo}$$

$$L_{Serpentín} = 10(0.0196[m]); \quad 3[m] = 0.196[m]$$

Como el valor de L_1 es mucho mayor que el valor de $10D_{h Lodo}$ entonces es adecuado considerar el flujo como térmicamente desarrollado ya que los efectos de la entrada térmica no tendrán mucha relevancia sobre las condiciones del flujo.

Ahora se debe calcular en número de Nusselt utilizando la ecuación **Ec. 55** para flujo laminar totalmente desarrollado en una tubería:

$$Nu_D = 4.36$$

Finalmente, el coeficiente convectivo del lodo es

$$\bar{h}_{Lodo} = \frac{k_{Lodo}}{D_{h Lodo}} Nu_D = \frac{0.615 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]}{0.0196[m]} (4.36) = 137 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para el coeficiente convectivo del agua se hacen las siguientes consideraciones:

La convección es forzada dentro de la tubería.

Los efectos de la radiación son despreciables.

La transferencia de calor se lleva a cabo en una sola dirección (radial).

Las propiedades de los fluidos y de los materiales se mantienen constantes.

Después de hacer estas consideraciones se procede a calcular el coeficiente convectivo, para ello es necesario primero calcular el número de Reynolds

$$Re_D = \frac{\rho_{Agua} V_{Agua} D_{Tub Int}}{\mu_{Agua}} = \frac{\left(990 \left[\frac{kg}{m^3}\right]\right) \left(0.1121 \left[\frac{m}{s}\right]\right) (0.0204[m])}{0.0006 \left[\frac{kg}{m \cdot s}\right]} = 3799$$

Ya que el número de Reynolds es mayor a 2300 el flujo se considera como turbulento.

A continuación, es necesario saber si el flujo dentro de la tubería está totalmente desarrollado tanto hidráulica como térmicamente, pero no conocemos el largo que tendrá la tubería por ello se propone una longitud, el valor considerado fue de 3[m]

$$x_{Tot Des,H} > 10D_{Tub Int}$$

$$L_{Serpentín} > 10(0.0204[m]); \quad 3[m] > 0.204[m]$$

Como el valor de $L_{Serpentín}$ es mayor que el valor de $10D_{Tub Int}$ entonces es adecuado considerar el flujo como hidrodinámicamente desarrollado.

Ahora para saber si el flujo está desarrollado térmicamente se hace lo siguiente

$$x_{Tot Des,T} = 10D_{Tub Int}$$

$$L_{Serpentín} = 10(0.0204[m]); \quad 3[m] = 0.204[m]$$

Como el valor de L_1 es mucho mayor que el valor de $10D_{Tub Int}$ entonces es adecuado considerar el flujo como térmicamente desarrollado ya que los efectos de la entrada térmica no tendrán mucha relevancia sobre las condiciones del flujo.

Ahora se debe calcular en número de Nusselt

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr_{Agua}}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr_{Agua}^{2/3} - 1)}$$

Pero antes es necesario obtener el valor del coeficiente de fricción:

$$f = 0.316Re_D^{-1/4} = 0.316(3799)^{-1/4} = 0.0403$$

Y por lo tanto

$$Nu_D = \frac{(0.0403/8)(3799 - 1000)(3.91)}{1 + 12.7(0.0403/8)^{1/2}(3.91^{2/3} - 1)} = 23.58$$

Finalmente se obtiene el coeficiente convectivo del agua de la siguiente expresión

$$\bar{h}_{Agua} = \frac{k_{Agua}}{D_{Tub Int}} \overline{Nu}_D = \frac{0.6370 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]}{0.0204[m]} (23.58) = 736 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Ahora es posible calcular el coeficiente global de transferencia de calor

$$U_{Serp i} = \frac{1}{\frac{1}{h_{Agua}} + R''_{f Agua} + \frac{r_1}{k_{Tub}} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + R''_{f Lodo} + \frac{r_1}{r_2} \frac{1}{h_{Lodo}}}$$

$U_{Serp i}$

$$= \frac{1}{\frac{1}{736 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]} + \left(0.001 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \right) + \frac{0.0102[m]}{14.9 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]} \ln \left(\frac{0.0127[m]}{0.0102[m]} \right) + \left(0.006 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \right) + \left(\frac{0.0102[m]}{0.0127[m]} \right) \frac{1}{137 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]}}$$

$$U_{Tuberia i} = 69.55 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para calcular el área de transferencia

$$A_{Serp i} = \frac{Q_{Agua}}{U_{Serp i} \cdot \Delta T_{lm}} = \frac{1.21[kW]}{\left(\frac{69.55 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]}{1000} \right) (17.11 \text{ } ^\circ C)} = 1.0196[m^2]$$

Para finalmente obtener la longitud de la tubería

$$L_{Serp} = \frac{A_{Serp i}}{\pi D_{Tub Int}} = \frac{1.0196[m^2]}{\pi(0.0204[m])} = 15.91[m]$$

Al ver que el la longitud de la tubería del serpentín es mucho mayor a nuestra suposición inicial de 3[m] se puede asegurar que el flujo dentro de la misma está totalmente desarrollado y por lo tanto las relaciones utilizadas para el cálculo de los coeficiente convectivos son correctas.

5.2.4.4 Propuesta 2

En seguida se presenta la memoria de cálculo para el segundo caso de estudio, el serpentín en el que los cálculos se obtuvieron a partir de las relaciones para un serpentín dentro de un tanque agitado descritas por Suryanarayanan et al., (1976).

Primero es necesario obtener el número de Reynolds generalizado a partir de la **Ec. 36**

$$Re' = D_{ag}^2 N \frac{\rho_{Lodo}}{\mu_{Lodo}} = (2.25)^2 (1.67 \left[\frac{rev}{s} \right]) \left(\frac{1005 \left[\frac{kg}{m^3} \right]}{0.20 \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]} \right) = 42398$$

Después se obtiene el número de Prandtl generalizado mediante la **Ec. 37**

$$Pr' = \frac{C_{pLodo} \mu_{Lodo}}{k_{Lodo}} = \frac{(4.18 \left[\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C} \right]) (0.20 \left[\frac{kg}{m \cdot s} \right])}{(0.615 \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right])} = 1.36$$

Ahora se utiliza la **Ec. 35** para obtener el número de Nusselt

$$Nu = 0.21(Re')^{0.66} (Pr')^{0.33} \left(\frac{D_{ag}}{D_{tan}} \right)^{0.17} \left(\frac{H_{ag}}{D_{tan}} \right)^{0.13} \left(\frac{D_{ser}}{D_{tan}} \right)^{-0.29} \left(\frac{D_{tub ser}}{D_{tan}} \right)^{-0.45}$$

Nu

$$= 0.21(42398)^{0.66} (1.36)^{0.33} \left(\frac{2.25[m]}{2.98[m]} \right)^{0.17} \left(\frac{0.3[m]}{2.98[m]} \right)^{0.13} \left(\frac{2.94[m]}{2.98[m]} \right)^{-0.29} \left(\frac{0.0254[m]}{2.98[m]} \right)^{-0.45}$$

$$Nu = 1595$$

Finalmente el coeficiente convectivo del lodo se obtiene a partir de

$$\bar{h}_{Lodo} = \frac{k_{Lodo}}{D_{Tan}} Nu = \frac{0.615 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]}{2.98[m]} (1595) = 329 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para el coeficiente convectivo del agua se utilizan los resultados obtenidos de la propuesta número 1 ya que no hay variación en los parámetros internos de la tubería con agua, por lo que se utilizan las mismas relaciones para obtener los resultados.

$$\bar{h}_{Agua} = 736 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Por último, se obtiene el coeficiente global de transferencia de calor

$$U_{Serp i} = \frac{1}{\frac{1}{h_{Agua}} + R''_{f Agua} + \frac{r_1}{k_{Tub}} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) + R''_{f Lodo} + \frac{r_1}{r_2} \frac{1}{h_{Lodo}}}$$

$U_{Serp i}$

$$= \frac{1}{\frac{1}{736 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]} + \left(0.001 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \right) + \frac{0.0102[m]}{14.9 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]} \ln \left(\frac{0.0127[m]}{0.0102[m]} \right) + \left(0.006 \left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \right) + \left(\frac{0.0102[m]}{0.0127[m]} \right) \frac{1}{329 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]}}$$
$$U_{Tubería i} = 91.34 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para calcular el área de transferencia

$$A_{Serp i} = \frac{Q_{Agua}}{U_{Serp i} \cdot \Delta T_{lm}} = \frac{1.21[kW]}{\left(\frac{91.34 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]}{1000} \right) (17.11 \text{ } ^\circ C)} = 0.7763[m^2]$$

Para finalmente obtener la longitud de la tubería

$$L_{Serp} = \frac{A_{Serp i}}{\pi D_{Tub Int}} = \frac{0.7763[m^2]}{\pi(0.0204[m])} = 12.11[m]$$

Al ver que el la longitud de la tubería del serpentín es mucho mayor a nuestra suposición inicial de 3[m] se puede asegurar que el flujo dentro de la misma está totalmente desarrollado y por lo tanto las relaciones utilizadas para el cálculo de los coeficiente convectivos son correctas.

6 Resultados y discusión

Por último en este apartado se describirán los resultados obtenidos en este trabajo, los cuales posteriormente se analizarán para poder decidir lo siguiente: Carga térmica del calentador de agua, tipo de aislante que será utilizado para recubrir los tanques biodigestores y las tuberías de alimentación de agua caliente y los parámetros básicos para el diseño del biodigestor.

6.1 PÉRDIDAS DE CALOR EN LOS REACTORES

Tabla 19. Pérdidas de calor en los reactores.

Tanque de acero inoxidable AISI 304	
Pérdidas de calor	
Sin aislante	
Q [W]	1533.8
Con aislante	
Q [W]	470.4
Energía ahorrada	
Q [W]	1063.4
Porcentaje ahorrado	
[%]	31

Tanque de fibra de vidrio	
Pérdidas de calor	
Sin aislante	
Q [W]	891.24
Con aislante	
Q [W]	385.4
Energía ahorrada	
Q [W]	505.84
Porcentaje ahorrado	
[%]	43

Como se puede observar en la **Tabla 19** las pérdidas de calor son mucho menores para el tanque de fibra de vidrio, esto se debe principalmente al coeficiente de conductividad bajo que tiene dicho material ($k_{Fibra\ vidrio} = 0.036 \left[\frac{W}{m.K} \right]$) con lo cual el material de construcción del reactor se convierte también en el material aislante para el mismo. Sin embargo, es adecuado agregar un aislante adicional al tanque de fibra de vidrio, esto se refleja en el ahorro de energía de $Q_{Pérdidas\ en\ el\ reactor} = 505.84[W]$ (43%) que se obtiene al recubrir el tanque con espuma de poliuretano, el cual resultó el aislante seleccionado gracias a tener el coeficiente de conductividad térmica más bajo entre los aislantes comerciales, además de tener la ventaja de poder ser formado en el sitio de instalación de la planta, lo cual facilita su instalación y elimina la necesidad de transporte del aislante manufacturado.

Por lo anterior, para el balance de energía del sistema térmico, las pérdidas de calor en los tanques de fibra de vidrio fueron las elegidas para conocer la carga térmica mínima del calentador.

6.2 PÉRDIDAS DE CALOR EN TUBERÍAS

Tabla 20. Pérdidas de calor en las tuberías.

Tubería 1 (L = 14.2[m])		Tubería 2 (L = 17.2[m])	
Pérdidas de calor		Pérdidas de calor	
Sin aislante		Sin aislante	
Q [kW]	0.22	Q [kW]	0.27
Con aislante		Con aislante	
Q [kW]	0.07	Q [kW]	0.08
Energía ahorrada		Energía ahorrada	
Q [kW]	0.15	Q [kW]	0.19
Porcentaje ahorrado		Porcentaje ahorrado	
[%]	32	[%]	30

En la **Tabla 20** se muestran los resultados de las pérdidas de calor para las 2 tuberías que alimentan a cada uno de los biodigestores de la PP. Para ambos casos se obtuvieron las pérdidas de energía de las tuberías al medio circundante, tanto para el caso aislado como para el caso sin aislante. Se observa la importancia de recubrir con un aislante térmico las tuberías para con ello ahorrar energía para el tanque 1 de $Q_{\text{Pérdidas en la tubería 1}} = 0.15 \text{ [kW]}$ (32%) y para el tanque 2 de $Q_{\text{Pérdidas en la tubería 1}} = 0.19 \text{ [kW]}$ (30%).

Se utilizó el mismo material aislante seleccionado para cubrir los biodigestores por las mismas razones expuestas con anterioridad.

6.3 BALANCE DE ENERGÍA

Tabla 21. Balance de energía del sistema térmico.

		Para Tanque 1	Para Tanque 2
Q lodo [kW]	Calor transferido al lodo	0.83	0.83
Q tanque [kW]	Calor transferido del tanque al ambiente (Pérdidas)	0.39	0.39
Q agua [kW]	Calor transferido del agua al lodo	1.21	1.21
Q Tubería [kW]	Calor transferido de las tuberías (Pérdidas)	0.07	0.08
m agua [kg/s]	Flujo másico de agua de calentamiento	0.04	0.04
m agua [l/min]		2.20	2.20
Q total [kW]	Calor total transferido a cada tanque del calentador	1.28	1.29
Q total [kcal/hr]		1100	1112
Q calen [kW]	Calor total generado en el calentador	2.57	
Q calen [kcal/hr]		2212	

En la **Tabla 21** se muestran los resultados obtenidos del balance de energía al que fue sometido el sistema térmico de la PP de DA. Se puede observar que como los dos tanques para la DA tendrán las mismas características en geometría, tamaño y temperatura interna, el calor que debe ser suministrado por el agua de calentamiento $Q_{Agua} = 1.21[kW]$ es el mismo para ambos casos. Por ello el flujo másico de agua $\dot{m}_{Agua} = 0.04 \left[\frac{kg}{s} \right]$ también es el mismo para los dos tanques.

Como las longitudes de las tuberías no varían mucho entre sí, tampoco lo hace el calor que debe ser entregado por el calentador a cada reactor $Q_{Total 1} = 1.28[kW]$ y $Q_{Total 2} = 1.29[kW]$. Finalmente, se obtiene el calor total que debe entregar el calentador para conservar el sistema térmico compuesto por dos tanques biodigestores $Q_{calentador} = 2.57 [kW]$, el cual podría haber sido el doble si se hubiera elegido utilizar tanques de acero inoxidable y tanto los tanques como las tuberías no hubieran sido aisladas.

6.4 INTERCAMBIADOR DE CALOR

Tabla 22. Dimensiones del intercambiador de calor

Propuesta 1		Propuesta 2	
U serp i [W / m2 . K]	69.55	U serp i [W / m2 . K]	91.34
A serp i [m2]	1.0196	A serp i [m2]	0.7763
L [m]	15.91	L [m]	12.11
Número de vueltas	2	Número de vueltas	1

Finalmente la **Tabla 22** muestra las dimensiones que debe tener el intercambiador de calor.

Para la primera propuesta se obtuvo una longitud de tubería para el serpentín de $L_1 = 15.91[m]$ mientras que para la segunda la longitud fue de $L_2 = 12.11[m]$ con lo cual se comprueba que a pesar de que para la propuesta 2 se utilizaron relaciones que se adecúan más al caso de estudio, (un tanque sometido a agitación dentro del cual la materia prima es sometida a calentamiento mediante un serpentín helicoidal), ambas propuestas son igual de válidas.

Para la propuesta 1 la longitud de la tubería es casi $4[m]$ mayor que para la longitud de la propuesta 2. Con esto es posible concluir que la mejor opción para el cálculo de las dimensiones del intercambiador de calor sin duda debe de ser la propuesta 2, ya que esta utiliza relaciones para obtener los coeficientes convectivos más precisas para nuestro caso de estudio. Sin embargo, en caso de

que se necesite dimensionar un intercambiador de calor para un caso similar al estudiado en este trabajo, es aceptable utilizar la propuesta 1, esto es ya que 4[m] de tubería afectan de una manera mínima el desarrollo de un proyecto de esta envergadura.

7 Conclusiones

Se desarrolló la ingeniería conceptual y básica para el diseño de un sistema térmico para mantener la materia prima de la PP de DA para FORSU a la temperatura adecuada de 37 °C dentro del biodigestor.

Se logró establecer una propuesta viable para la optimización del sistema térmico de la PP de DA utilizando aislantes térmicos, con lo cual al ser implementada logrará que la eficiencia de la PP aumente al utilizar una menor cantidad de energía eléctrica para elevar la temperatura del agua del mencionado sistema.

Se determinó la carga térmica mínima que debe poseer el calentador para satisfacer las necesidades del sistema térmico y por consiguiente asegurar las condiciones operativas de la PP. Esto asegura no adquirir un calentador con una carga térmica mucho mayor a la realmente requerida para el calentamiento del agua de dicho sistema.

Por último se establecieron dos propuestas viables a nivel de ingeniería conceptual y básica para el diseño de un sistema intercambiador de calor con forma de serpentín helicoidal para mantener la materia prima a la temperatura adecuada, dichas propuestas satisfacen en su totalidad las necesidades del sistema térmico encargado de mantener la temperatura de operación dentro de los tanques biodigestores y de esta manera asegurar una adecuada operación del proceso de digestión anaerobia en la planta piloto.

8 Referencias

- Al, T., Rutz, D., Prassl, H. & Köttner, M., (2008). *Biogas Handbook*. Denmark: s.n.
- Bhatti, M. S., and R. K. Shah, (1987). In S. Kakac, R. K. Shah, and W. Aung, Eds., *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, Wiley-Interscience, United States, New York.
- BTA International, (2010). Última actualización: 25 de Julio del 2013. Última consulta: 29 de Julio del 2013. Recurso electrónico, disponible en: <http://www.bta-international.de/en/der-bta-prozess/der-bta-prozess0.html>
- Cabrera, N., (2010). *Opciones de tecnologías de conversión térmica para el aprovechamiento energético de los residuos sólidos urbanos generados en el distrito federal*, Universidad Nacional Autónoma de México, México, D.F.
- CALORCOL, (2013). Última actualización: 06 de Agosto del 2013. Última consulta: 06 de Agosto del 2013. Recurso electrónico, disponible en: <http://www.calorcol.com/Soluciones/SolucionesT%C3%A9rmicas/AislamientosT%C3%A9rmicos/tabid/128/Default.aspx#tanques>
- Capela, I.F., Azeiteiro, C., Arroja, L. and Duarte, A.C., (1999). *Effects of pre-treatment (composting) on the anaerobic digestion of primary sludges from a bleached kraft pulp mill*. In II Int. Symp. Anaerobic Dig. Solid Waste, held in Barcelona, June 15-17, 1999 (eds. J. Mata-Alvarez, A. Tilche and F. Cecchi), vol. 1, pp. 113-120, Int. Assoc. Wat. Qual.
- Castells, Xavier Elias y Cadavid, Carlos, (2005). *Tratamiento y valorización energética de residuos*. Ediciones Días de Santos. España, Cataluña.
- CEDECAP, (2007). *Biodigestor de polietileno: Construcción y diseño*. Perú.
- Cengel, Y., and Boles, M., (2006). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill. 5th edition.
- Chaban, B., Ng, S.Y.S. and Jarell, K.F., (2006). *Archael habitats – from*

- the extreme to the ordinary*. Canadian Journal of Microbiology. 52:73-116.
- Churchill, S. W., and H. H. S. Chu (1975). *Int. J. Heat Mass Transfer*.
- Churchill, S. W., (2002). *Free Convection Around Immersed Bodies*, in G. F. Hewitt, Exec. Ed., *Heat Exchanger Design Handbook*, Begell House, United States, New York.
- Colburn, A. P., (1933). *Trans. AIChE*.
- Collins, G., McHugh, S., Connaughton, S., Enrich A.M., Kearney, A., Mahony, T., Madden, P., O'Flaherty, V., (2006). *New low temperature applications of anaerobic wastewater treatment*. Journal of Environmental Science and Health Part A - Toxic and Hazardous Substances and Environmental Engineering. 41: 881-895.
- Curry, N. and Pillay, P., (2011). *Biogas Prediction and Design of a Food Waste to Energy System for the Urban Environment*, Concordia University. Canada, Montreal.
- De Baere, L., (1999). *Anaerobic digestion of solid waste: state-of-the art*. In II Int. Symp.
- De Baere, L., (2000). *Anaerobic digestion of solid waste: state-of-the-art*. Water science and technology, 41, 3:283-290.
- Deublein, D. & Steinhauser, A., (2008). *Biogas From Waste and Renewable Resources*. s.l.:WILEY VCH.
- Duran, M. and Speece, R.E., (1997). *Temperature-staged anaerobic process*. Environmental Technology 18: 747-754.
- Edström, M. and Nordberg, Å., (2004). *Producera biogas på gården – gödsel, avfall och energigrödor blir värme och el*. JTI-report no 107, Uppsala. In Swedish.
- Endar, S., (2009). *Anaerobic Digestion of Organic Solid Waste for Energy Production*. KIT Scientific Publishing. Germany.
- FNR, (2010). *Guide to biogas: From production to use*. 5th edition, Germany.
- FORDECyT 174710, (Proyecto en curso). "Generación de un sistema

- piloto de tratamiento de residuos sólidos orgánicos municipales (RSOM)*". Encargado del proyecto: Dr. Alfonso Durán Moreno. Instituto de Ingeniería, UNAM. México, D.F.
- Forster, T., (2005). *Digestión anaerobia termofílica seca de residuos sólidos urbanos: Estudio de las variables del proceso en el arranque y estabilización del bioreactor*. Cádiz, España.
- Garcés, M., (2010). *Caracterización de los residuos sólidos urbanos del Distrito Federal mediante muestreo para su valorización y disposición final*. Universidad Nacional Autónoma de México, México, D.F.
- GDF, (2003). *Ley de residuos sólidos del Distrito Federal*. México, D.F.
- GDF, (2010). *Programa de gestión integral de los residuos sólidos del Distrito Federal*. México, D.F.
- GDF, (2011). *Inventario de residuos sólidos del Distrito Federal*. México, D.F.
- Gerardi, Michael H., (2003). *The microbiology of anaerobic Digesters*. Wiley-Interscience, United States, New Jersey.
- Gnielinski, V., (1976) *Int. Chem. Eng.*
- Hesselgren, F., Hellström, D. and Nordberg Å., (2005). *Anaerob behandling av hushållsavloppsvatten vid låga temperaturer*. JTI report Kretslopp och Avfall 35. In Swedish
- Hilkiah I., Ayotamuno M.J., Eze C.L., Ogaji S.O.T., Probert S.D., (2007). *Designs of Anaerobic Digesters for Producing Biogas from Municipal Solid Waste*. Elsevier Applied energy 85; 430-438.
- Hoornweg, Daniel and Bhada-Tata, Perinaz, (2012). *What a waste: a global review of solid waste management. Urban development series; knowledge papers no. 15*. Washington D.C. - The Worldbank.
- Incropera, F. DeWitt, D. Bergman, T. Lavine, A., (2006). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Wiley. 5th edition, United States.
- INEGI, (2005). Última actualización: 29 de Julio del 2013. Última consulta: 29 de Julio del 2013. Recurso electrónico, disponible en:

<http://www.ineqi.org.mx/>

- Juanga, J., (2005). *Optimizing dry anaerobic digestion of organic fraction of municipal solid waste*. Tailandia: Asian Institute of Technology.
- Kays, W. M., and A. L. London, (1984). *Compact Heat Exchangers*, 3rd ed., McGraw-Hill, United States, New York.
- Kays, W.M., and M. E. Crawford, (1993). *Convective Heat and Mass Transfer*, 3rd. Ed., McGraw-Hill, United States, New York.
- Kern, D. Q., (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. 31ª Reimpresión., McGraw-Hill, México.
- Kiely G., (1998). *Environmental Engineering*. International ed. Irwin, McGraw-Hill, United States, Boston.
- Kim, M., and Speece, R.E., (2002a). *Reactor configuration-Part I comparative process stability and efficiency of mesophilic anaerobic digestion*. Environmental technology 631-642.
- Langhaar, H. L., (1942). *J. Appl. Mech*.
- Leary, M., (2008). *Current Anaerobic Digestion Technologies Used for Treatment of Municipal Organic Solid Waste*. United States, Sacramento: California EPA.
- Léven, L., and Schnürer, A., (2005) *Effect of temperature on biological degradation of phenols, benzoates and phthalates under methanogenic conditions*. International Biodeterioration & Biodegradation 55: 153-160.
- Léven, L., Eriksson, A. and Schnürer, A., (2007). *Effect of process temperature on bacterial and archaeal communities in two methanogenic bioreactors treating organic household waste*. FEMS Microbiology Ecology. 59: 683-693.
- Léven, L., Nyberg, K., Korkea-Aho, L., and Schnürer, A., (2005) *Phenols in anaerobic digestion processes and inhibition of ammonium oxidising bacteria in soil*. Science and the total Environment 364: 229-238.
- Ley general para la prevención y gestión integral de los residuos (LGPGIR), (2003). México.

- Ley general para la prevención y gestión integral de los residuos (LGPGIR), (2012). México.
- Liu, Y. and Whitman, W.B. (2008). *Metabolic, phylogenetic, and Ecological diversity of the methanogenic archaea*. Annual New York Academy of Sciences. 1125: 171-189.
- López, C. & López, O., (2009). *Diseño, construcción y puesta en operación de un biodigestor anaerobio continuo para el laboratorio de Ingeniería Química de la Facultad de Ciencias Químicas de la Universidad Veracruzana*. Coatzacoalcos, Veracruz: Universidad Veracruzana. México, Veracruz.
- Madigan, M.T. and Martinko, J.M., (2006) *Brock Biology of Microorganisms (11th ed.)* Pearson Education Ltd, UK, London.
- Mattocks R., (1984). *Understanding biogas generation*, Technical Paper No. 4. Volunteers in Technical Assistance. United States, Virginia.
- Noah, M.M. and Wiegel, J., (2008). *Life at extreme limits. The anaerobic halophilic alkalithermophiles*. Annual New York Academy of Sciences. 1125: 44-57.
- Nordberg, U., (2006), *Biogas- nuläge och framtida potential*, Värmeforsk, projekt no T5-503. In Swedish.
- O'Keefe, D.M., and Chynoweth, D.P., (2000). *Influence of phase separation, leachate recycle and aeration o treatment of municipal solid waste in simulated landfill cells*. Bioresource technology, 72: 55-66.
- Pérez, E. M., (2010). *Estudio y diseño de un biodigestor para aplicación en pequeños ganaderos y lecheros*. s.l.:Facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Chile. Chile.
- Petukhov, B.S., (1970). In T.F. Irvine and J. P. Hartnett, Eds., *Advances in Heat Transfer*. Vol. 6, Academic Press, United States, New York.
- Provincia de Chubut., (1993). Decreto 1675/1993 Anexo III. Chubut, Argentina: s.n.
- Rapport, J.; Zhang, R.; Jenkins, B.M. and Williams, R., (2008). *Current Anaerobic Digestion Technologies Used for Treatment of Municipal*

Organic Solid Waste. Department of Biological and Agricultural Engineering, University of California. United States, California.

RATSA, (2009). Última actualización: 15 de Mayo del 2009. Última consulta: 06 de Agosto del 2013. Recurso electrónico, disponible en:
http://www.ratsa.com/i/c/pdf/4a0d99e21c81e_fichacubiertadefibramineral.pdf

RIS International Ltd., (2005). *Feasibility of Generating Green Power through Anaerobic Digestion of Garden Refuse from the Sacramento Area*.

Rittmann & McCarty, (2001). *Environmental Biotechnology: Principles and Applications*. Ed. McGraw-Hill.

SAGARPA, (2007). *Aprovechamiento de biogás para la generación de energía eléctrica en el sector agropecuario*. México.

Sahlström, L., (2003). *A review of survival of pathogenic bacteria in organic waste used in biogas plants*. *Bioresource Technology*. 87: 161-166.

Satoto Endar, Nayono, (2009). *Anaerobic digestion of organic solid waste for energy production*. Scientific Publishing. Institut für Ingenieurbiologie und Biotechnologie des Abwassers, Karlsruher Institut für Technologie, Deutschland.

Scherer, P.A., Vollmer, G.R., Fakhouri, T. and Martensen, S., (2000). *Development of a methanogenic process to degrade exhaustively the organic fraction of municipal "grey waste" under thermophilic and hyperthermophilic conditions*. *Water Sciences and Technology*. 41: 83-91.

Schnürer, A. & Jarvis, A., (2009). *Microbiological Handbook for Biogas Plants*. Malmö: Svenskt Gastekniskt Centre AB.

SEDESOL, (2008). *Manual técnico sobre generación y recolección*. México.

SEMARNAT, (2009). *El medio ambiente en México*. Última actualización: 29 de Julio del 2013. Última consulta: 29 de Julio del 2013. Recurso electrónico, disponible en:
http://app1.semarnat.gob.mx/dgeia/resumen_2009/07_residuos/cap7

1.html

SGC, (2009). *Microbiological Handbook for Biogas Plants*, Sweden: Swedish Waste Management U2009:03.

Shiina & Fujimura, (1986). *Heat Transfer by Natural Convection in a Half-Sphere Heated from Below*. In *Journal of Nuclear Science and Technology*. Japan.

Sieder, E. N., and G. E. Tate, (1936). *Ind. Eng. Chem.*

SMAGEM, (2007). Última actualización: 23 de Septiembre del 2010. Última consulta: 29 de Julio del 2013. Recurso electrónico, disponible en: <http://transparencia.edomex.gob.mx/sma/informacion/publicaciones/ARCHIVO%20A17.pdf>

Standards of the Tubular Exchange Manufacturers Association, (1978) 6th ed., Tubular Exchanger Manufacturers Association, United States, New York.

Steadman P., (1975). *Energy Environment and Building: A Report to the Academy of Natural Sciences of Philadelphia*. UK, Cambridge, London: Cambridge University Press.

Strabag, (2011). Última actualización: 29 de Julio del 2013. Última consulta: 29 de Julio del 2013. Recurso electrónico, disponible en: <http://www.strabag-umweltanlagen.com/>

Suryanarayanan, S., Mujawar, B. A., and Raja Rao, M., (1976). *Heat Transfer to Pseudoplastic Fluids in an Agitated Vessel*. In *Ind. Eng. Chem., Process Des. Dev.*, Vol. 15, No. 4. India, Bombay.

Svahn, J., (2006). *Energioptimering av biogasproduktion – hur primärenergibehov till biogasanläggning kan minskas med energiåtervinning och isolering*. Report Energiteknik, Umeå University. Sweden.

Tchobanoglous G, Burton FL., (1991). *Waste-water Engineering: treatment disposal and reuse*. 3rd ed. McGraw-Hill. United States, New York.

Tchobanoglous G., Theisen, H., and Vigil S., (1993). *Integrated solid waste management: Engineering principles and management*

issues. McGraw-Hill international editions.

VALCOM, (2013). Última actualización: 06 de Agosto del 2013. Última consulta: 06 de Agosto del 2013. Recurso electrónico, disponible en:

http://www.valcom.com.mx/index.php?option=com_content&view=article&id=71&Itemid=72

Vandevivere, P. et al., (2002). *Types of anaerobic digesters for solid waste*. IWA Publishing, Spain, Barcelona.

Vandevivere, P., Verstraete, W. & De Baere, (2003). *Types of anaerobic digesters for solid wastes*. En: *Biomethanization of the organic fraction of municipal solid wastes*. IWA, pp. 111-137. Spain, Barcelona.

VAV P42, (1981). *Rötning av kommunalt slam – teknik med nya möjligheter*. Swedish Water- and Waste Water treatment Association. Stockholm, Sweden.

Verma, S., (2002). *Anaerobic Digestion of Biodegradable Organics in Municipal Solids Wastes*. Columbia University. United States.

Wagner, I.D. and Wiegel, J., (2008). *Diversity of thermophilic anaerobes*. *Annals of New York Academy of Sciences* 1125: 1-43.

Wandrey, C.; Aivasidis, A., (1983). *Zur Reaktionskinetik der anaeroben Fermentation*; *Chemie-Ingenieur-Technik* 55, No. 7, pp. 516–524, Weinheim, Deutschland.

Waste Management World (WMW), (2010). Última actualización: 29 de Julio del 2013. Última consulta: 29 de Julio del 2013. Recurso electrónico, disponible en: <http://www.waste-management-world.com/articles/print/volume-10/issue-3/features/bta-benefits-biowaste.html>

Weiland, P., (1992). *One- and two-step anaerobic digestion of solid agroindustrial residues*. In *Proc. Int. Symp. on Anaerobic Digestion of Solid Waste*, held in Venice, 14-17 April, 1992, (eds. F. Cecchi, J. Mata-Alvarez and F.G. Pohland), pp. 193-199, Int. Assoc. on Wat. Poll. Res. and Control.

Williams, Paul T., (2005). *Waste Treatment and Disposal*. John Wiley &

Sons, Ltd. UK.

Winterton, R. H. S., (1998). *Int. J. Heat Mass Transfer*.

Zinder, S. H., (1986). *Patterns of carbon flow from glucose to methane in a thermophilic anaerobic bioreactor*. *FEMS Microbiology Ecology* 38: 243-250.

9 Anexos

ANEXO 1. FACTORES DE OBSTRUCCIÓN (ENSUCIAMIENTO). KERN, 1999.
TABLA 12

TABLA 12. FACTORES DE OBSTRUCCION *

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F †	
	125°F o menos		Más de 125°F	
	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
Agua	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial :				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.002
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schylkill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F. y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

ANEXO 2. PROPIEDADES DE LA ATMÓSFERA A GRAN ALTITUD. CENGEL, 2006.
 TABLA A17

TABLA A-17
 Propiedades de la atmósfera a gran altitud

Altitud, m	Temperatura, °C	Presión, kPa	Gravedad, g m/s ²	Velocidad del sonido, m/s	Densidad, kg/m ³	Viscosidad, μ kg/m · s	Conductividad térmica, W/m · °C
0	15.00	101.33	9.807	340.3	1.225	1.789 × 10 ⁻⁵	0.0253
200	13.70	98.95	9.806	339.5	1.202	1.783 × 10 ⁻⁵	0.0252
400	12.40	96.61	9.805	338.8	1.179	1.777 × 10 ⁻⁵	0.0252
600	11.10	94.32	9.805	338.0	1.156	1.771 × 10 ⁻⁵	0.0251
800	9.80	92.08	9.804	337.2	1.134	1.764 × 10 ⁻⁵	0.0250
1 000	8.50	89.88	9.804	336.4	1.112	1.758 × 10 ⁻⁵	0.0249
1 200	7.20	87.72	9.803	335.7	1.090	1.752 × 10 ⁻⁵	0.0248
1 400	5.90	85.60	9.802	334.9	1.069	1.745 × 10 ⁻⁵	0.0247
1 600	4.60	83.53	9.802	334.1	1.048	1.739 × 10 ⁻⁵	0.0245
1 800	3.30	81.49	9.801	333.3	1.027	1.732 × 10 ⁻⁵	0.0244
2 000	2.00	79.50	9.800	332.5	1.007	1.726 × 10 ⁻⁵	0.0243
2 200	0.70	77.55	9.800	331.7	0.987	1.720 × 10 ⁻⁵	0.0242
2 400	-0.59	75.63	9.799	331.0	0.967	1.713 × 10 ⁻⁵	0.0241
2 600	-1.89	73.76	9.799	330.2	0.947	1.707 × 10 ⁻⁵	0.0240
2 800	-3.19	71.92	9.798	329.4	0.928	1.700 × 10 ⁻⁵	0.0239
3 000	-4.49	70.12	9.797	328.6	0.909	1.694 × 10 ⁻⁵	0.0238
3 200	-5.79	68.36	9.797	327.8	0.891	1.687 × 10 ⁻⁵	0.0237
3 400	-7.09	66.63	9.796	327.0	0.872	1.681 × 10 ⁻⁵	0.0236
3 600	-8.39	64.94	9.796	326.2	0.854	1.674 × 10 ⁻⁵	0.0235
3 800	-9.69	63.28	9.795	325.4	0.837	1.668 × 10 ⁻⁵	0.0234
4 000	-10.98	61.66	9.794	324.6	0.819	1.661 × 10 ⁻⁵	0.0233
4 200	-12.3	60.07	9.794	323.8	0.802	1.655 × 10 ⁻⁵	0.0232
4 400	-13.6	58.52	9.793	323.0	0.785	1.648 × 10 ⁻⁵	0.0231
4 600	-14.9	57.00	9.793	322.2	0.769	1.642 × 10 ⁻⁵	0.0230
4 800	-16.2	55.51	9.792	321.4	0.752	1.635 × 10 ⁻⁵	0.0229
5 000	-17.5	54.05	9.791	320.5	0.736	1.628 × 10 ⁻⁵	0.0228
5 200	-18.8	52.62	9.791	319.7	0.721	1.622 × 10 ⁻⁵	0.0227
5 400	-20.1	51.23	9.790	318.9	0.705	1.615 × 10 ⁻⁵	0.0226
5 600	-21.4	49.86	9.789	318.1	0.690	1.608 × 10 ⁻⁵	0.0224
5 800	-22.7	48.52	9.785	317.3	0.675	1.602 × 10 ⁻⁵	0.0223
6 000	-24.0	47.22	9.788	316.5	0.660	1.595 × 10 ⁻⁵	0.0222
6 200	-25.3	45.94	9.788	315.6	0.646	1.588 × 10 ⁻⁵	0.0221
6 400	-26.6	44.69	9.787	314.8	0.631	1.582 × 10 ⁻⁵	0.0220
6 600	-27.9	43.47	9.786	314.0	0.617	1.575 × 10 ⁻⁵	0.0219
6 800	-29.2	42.27	9.785	313.1	0.604	1.568 × 10 ⁻⁵	0.0218
7 000	-30.5	41.11	9.785	312.3	0.590	1.561 × 10 ⁻⁵	0.0217
8 000	-36.9	35.65	9.782	308.1	0.526	1.527 × 10 ⁻⁵	0.0212
9 000	-43.4	30.80	9.779	303.8	0.467	1.493 × 10 ⁻⁵	0.0206
10 000	-49.9	26.50	9.776	299.5	0.414	1.458 × 10 ⁻⁵	0.0201
12 000	-56.5	19.40	9.770	295.1	0.312	1.422 × 10 ⁻⁵	0.0195
14 000	-56.5	14.17	9.764	295.1	0.228	1.422 × 10 ⁻⁵	0.0195
16 000	-56.5	10.53	9.758	295.1	0.166	1.422 × 10 ⁻⁵	0.0195
18 000	-56.5	7.57	9.751	295.1	0.122	1.422 × 10 ⁻⁵	0.0195

Fuente: U. S. Standard Atmosphere Supplements, U. S. Government Printing Office, 1966. Basadas en las condiciones medias redondeadas al año a 45° de latitud y varían con el momento del año y los patrones meteorológicos. Las condiciones al nivel del mar ($z = 0$) se toman como $P = 101.325$ kPa, $T = 15^\circ\text{C}$, $\rho = 1.2250$ kg/m³, $g = 9.80665$ m/s².

ANEXO 3. PROPIEDADES DEL AGUA SATURADA. CENGEL, 2006. TABLA A9

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 _{fg} kJ/kg	Calor específico, C _p kJ/kg · °C		Conductividad térmica, k W/m · °C		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 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	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 ⁻⁵	2.06	3.73	—
374.14	22 090	317.0	317.0	0	—	—	—	—	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁵	—	—	—

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones, $\nu = \mu/\rho$ y $\alpha = k/\rho C_p = w/Pr$. 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.

ANEXO 4. PROPIEDADES DEL AIRE A LA PRESIÓN DE 1 ATM. CENGEL, 2006.
 TABLA A15

TABLA A-15							
Propiedades del aire a la presión de 1 atm							
Temp., T, °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, C _p , J/kg · °C	Conductividad térmica, k, W/m · °C	Difusividad térmica, α , m ² /s	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158 × 10 ⁻⁵	8.636 × 10 ⁻⁶	3.013 × 10 ⁻⁶	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036 × 10 ⁻⁶	1.189 × 10 ⁻⁶	5.837 × 10 ⁻⁶	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252 × 10 ⁻⁵	1.474 × 10 ⁻⁵	9.319 × 10 ⁻⁶	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356 × 10 ⁻⁵	1.527 × 10 ⁻⁵	1.008 × 10 ⁻⁵	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465 × 10 ⁻⁵	1.579 × 10 ⁻⁵	1.087 × 10 ⁻⁵	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578 × 10 ⁻⁵	1.630 × 10 ⁻⁵	1.169 × 10 ⁻⁵	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696 × 10 ⁻⁵	1.680 × 10 ⁻⁵	1.252 × 10 ⁻⁵	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818 × 10 ⁻⁵	1.729 × 10 ⁻⁵	1.338 × 10 ⁻⁵	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880 × 10 ⁻⁵	1.754 × 10 ⁻⁵	1.382 × 10 ⁻⁵	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944 × 10 ⁻⁵	1.778 × 10 ⁻⁵	1.426 × 10 ⁻⁵	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009 × 10 ⁻⁵	1.802 × 10 ⁻⁵	1.470 × 10 ⁻⁵	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074 × 10 ⁻⁵	1.825 × 10 ⁻⁵	1.516 × 10 ⁻⁵	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141 × 10 ⁻⁵	1.849 × 10 ⁻⁵	1.562 × 10 ⁻⁵	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208 × 10 ⁻⁵	1.872 × 10 ⁻⁵	1.608 × 10 ⁻⁵	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277 × 10 ⁻⁵	1.895 × 10 ⁻⁵	1.655 × 10 ⁻⁵	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346 × 10 ⁻⁵	1.918 × 10 ⁻⁵	1.702 × 10 ⁻⁵	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416 × 10 ⁻⁵	1.941 × 10 ⁻⁵	1.750 × 10 ⁻⁵	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487 × 10 ⁻⁵	1.963 × 10 ⁻⁵	1.798 × 10 ⁻⁵	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632 × 10 ⁻⁵	2.008 × 10 ⁻⁵	1.896 × 10 ⁻⁵	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780 × 10 ⁻⁵	2.052 × 10 ⁻⁵	1.995 × 10 ⁻⁵	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931 × 10 ⁻⁵	2.096 × 10 ⁻⁵	2.097 × 10 ⁻⁵	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086 × 10 ⁻⁵	2.139 × 10 ⁻⁵	2.201 × 10 ⁻⁵	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243 × 10 ⁻⁵	2.181 × 10 ⁻⁵	2.306 × 10 ⁻⁵	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565 × 10 ⁻⁵	2.264 × 10 ⁻⁵	2.522 × 10 ⁻⁵	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898 × 10 ⁻⁵	2.345 × 10 ⁻⁵	2.745 × 10 ⁻⁵	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241 × 10 ⁻⁵	2.420 × 10 ⁻⁵	2.975 × 10 ⁻⁵	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593 × 10 ⁻⁵	2.504 × 10 ⁻⁵	3.212 × 10 ⁻⁵	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954 × 10 ⁻⁵	2.577 × 10 ⁻⁵	3.455 × 10 ⁻⁵	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890 × 10 ⁻⁵	2.760 × 10 ⁻⁵	4.091 × 10 ⁻⁵	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871 × 10 ⁻⁵	2.934 × 10 ⁻⁵	4.765 × 10 ⁻⁵	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892 × 10 ⁻⁵	3.101 × 10 ⁻⁵	5.475 × 10 ⁻⁵	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951 × 10 ⁻⁵	3.261 × 10 ⁻⁵	6.219 × 10 ⁻⁵	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004 × 10 ⁻⁴	3.415 × 10 ⁻⁵	6.997 × 10 ⁻⁵	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117 × 10 ⁻⁴	3.563 × 10 ⁻⁵	7.806 × 10 ⁻⁵	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352 × 10 ⁻⁴	3.846 × 10 ⁻⁵	9.515 × 10 ⁻⁵	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598 × 10 ⁻⁴	4.111 × 10 ⁻⁵	1.133 × 10 ⁻⁴	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855 × 10 ⁻⁴	4.362 × 10 ⁻⁵	1.326 × 10 ⁻⁴	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122 × 10 ⁻⁴	4.600 × 10 ⁻⁵	1.529 × 10 ⁻⁴	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398 × 10 ⁻⁴	4.826 × 10 ⁻⁵	1.741 × 10 ⁻⁴	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908 × 10 ⁻⁴	5.817 × 10 ⁻⁵	2.922 × 10 ⁻⁴	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664 × 10 ⁻⁴	6.630 × 10 ⁻⁵	4.270 × 10 ⁻⁴	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades C_p, k, μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , ν y α a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P.

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198; y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

ANEXO 5. PROPIEDADES DE METALES SÓLIDOS. CENGEL, 2006. TABLA A3

TABLA A-3											
Propiedades de metales sólidos											
Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/C _p (J/kg · K)					
		ρ kg/m ³	C _p J/kg · K	k W/m · K	α × 10 ⁶ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Aluminio:											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
						482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	65	163	186	186		
						473	787	925	1 042		
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2			174	185		
Berilio	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
						203	1 114	2 191	2 604	2 823	3 018
Bismuto	545	9 780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04			
						112	120	127			
Boro	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
						128	600	1 463	1 892	2 160	2 338
Cadmio	594	8 650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7			
						198	222	242			
Cromo	2 118	7 160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4
						192	384	484	542	581	616
Cobalto	1 769	8 862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1
						236	379	450	503	550	628
Cobre:											
Puro	1 358	8 933	385	401	117	482	413	393	379	366	352
						252	356	397	417	433	451
Bronce comercial (90% Cu, 10% Al)	1 293	8 800	420	52	14		42	52	59		
							785	160	545		
Bronce al fósforo para engranes (89% Cu, 11% Sn)	1 104	8 780	355	54	17		41	65	74		
							—	—	—		
Latón para cartuchos (70% Cu, 30% Zn)	1 188	8 530	380	110	33.9	75	95	137	149		
							360	395	425		
Constantán (55% Cu, 45% Ni)	1 493	8 920	384	23	6.71	17	19				
						237	362				
Germanio	1 211	5 360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
						190	290	337	348	357	375
Oro	1 336	19 300	129	317	127	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
Iridio	2 720	22 500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
Hierro:											
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
						216	384	490	574	680	975
Armco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
						215	384	490	574	680	975
Aceros al carbono:											
Simple al carbono (Mn ≤ 1%, Si ≤ 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1 169

TABLA A-3

Propiedades de metales sólidos (continuación)

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/C _p (J/kg · K)					
		ρ kg/m ³	C _p J/kg · K	k W/m · K	α × 10 ⁶ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
AISI 1010	7 832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3	
Al carbono-silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)	7 817	446	51.9	14.9			487	559	685	1 168	
Al carbono-manganeso-silicio (1% < Mn ≤ 1.65% 0.1% < Si ≤ 0.6%)	8 131	434	41.0	11.6			49.8	44.0	37.4	29.3	
Aceros al cromo (bajo): ½ Cr-½ Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)	7 822	444	37.7	10.9			501	582	699	971	
1Cr-½ Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	7 858	442	42.3	12.2			42.2	39.7	35.0	27.6	
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7 836	443	48.9	14.1			487	559	685	1 090	
Aceros inoxidables: AISI 302		8 055	480	15.1	3.91			38.2	36.7	33.3	26.9
AISI 304	1 670	7 900	477	14.9	3.95	9.2	12.6	492	575	688	969
AISI 316		8 238	468	13.4	3.48	272	402	42.0	39.1	34.5	27.4
AISI 347		7 978	480	14.2	3.71			492	575	688	969
Plomo	601	11 340	129	35.3	24.1	39.7	36.7	46.8	42.1	36.3	28.2
Magnesio	923	1 740	1 024	156	87.6	118	125	492	575	688	969
Molibdeno	2 894	10 240	251	138	53.7	169	159	492	575	688	969
Níquel: Puro	1 728	8 900	444	90.7	23.0	649	934	46.8	42.1	36.3	28.2
Nicromo (80% Ni, 20% Cr)	1 672	8 400	420	12	3.4	141	224	492	575	688	969
Inconel X-750 (73% Ni, 15% Cr, 6.7% Fe)	1 665	8 510	439	11.7	3.1	179	143	492	575	688	969
Niobio	2 741	8 570	265	53.7	23.6	261	275	492	575	688	969
Paladio	1 827	12 020	244	71.8	24.5	34.0	31.4	492	575	688	969
Platino: Puro	2 045	21 450	133	71.6	25.1	118	125	492	575	688	969
Aleación 60Pt-40Rh (60% Pt, 40% Rh)	1 800	16 630	162	47	17.4	132	142	492	575	688	969

ANEXO 6. PROPIEDADES DE MATERIALES AISLANTES. CENGEL, 2006. TABLA A6

TABLA A-6					
Propiedades de materiales aislantes (a una temperatura media de 24°C)					
Material	Espesor, L mm	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, k W/m · °C	Calor específico, C_p kJ/kg · °C	Valor R (para los espesores de la lista, L/k), °C · m ² /W
Colcha y lámina					
Fibra mineral (forma fibrosa procesada a partir de roca, escoria o vidrio)	50 a 70 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.23
	75 a 90 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	1.94
	135 a 165 mm	4.8-32	—	0.71-0.96	3.32
Tablero y losa					
Vidrio celular		136	0.055	1.0	—
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	—
Poliestireno expandido (bolitas moldeadas)		16	0.040	1.2	—
Poliuretano expandido (R-11 expandido)		24	0.023	1.6	—
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	—
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	—
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	—
Corcho		120	0.039	1.80	—
Rociado o formado en el sitio					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	—	—
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	—	—
Uretano, mezcla de dos partes (espuma rígida)		70	0.026	1.045	—
Gránulos de lana mineral con aglomerantes de asbesto/inorgánico (rociado)		190	0.046	—	—
Relleno flojo					
Fibra mineral (de roca, escoria o vidrio)	~ 75 a 125 mm	9.6-32	—	0.71	1.94
	~165 a 222 mm	9.6-32	—	0.71	3.35
	~191 a 254 mm	—	—	0.71	3.87
	~185 mm	—	—	0.71	5.28
Aerogel de sílice		122	0.025	—	—
Vermiculita (expandida)		122	0.068	—	—
Perlita (expandida)		32-66	0.039-0.045	1.09	—
Aserrín o virutas		128-240	0.065	1.38	—
Aislamiento celulósico (papel molido o pulpa de madera)		37-51	0.039-0.046	—	—
Aislamiento para techo					
Vidrio celular	—	144	0.058	1.0	—
Preformado, para usarse arriba del tablero	13 mm	—	—	1.0	0.24
	25 mm	—	—	2.1	0.49
	50 mm	—	—	3.9	0.93
Aislamiento reflector					
Polvo sílice (al vacío)		160	0.0017	—	—
Hoja de aluminio separando colchones de vidrio esponjoso; 10 a 12 capas (al vacío); para aplicaciones criogénicas (150 K)		40	0.00016	—	—
Hoja de aluminio y laminado de vidrio y papel; 75 a 150 capas; para aplicaciones criogénicas (150 K)		120	0.000017	—	—

ANEXO 7. AGUA SATURADA. TABLA DE TEMPERATURAS. CENGEL, 2006.
TABLA A4

TABLA A-4

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P _{sat} kPa	Volumen específico, m ³ /kg			Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, kJ/kg · K		
		Liq. sat., v _f	Vapor sat., v _g		Liq. sat., u _f	Evap., u _{fg}	Vapor sat., u _g	Liq. sat., h _f	Evap., h _{fg}	Vapor sat., h _g	Liq. sat., s _f	Evap., s _{fg}	Vapor sat., s _g
0.01	0.6117	0.001000	206.00		0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03		21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32		42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885		62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762		83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567	
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520	
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517	
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556	
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633	
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3	0.7038	7.3710	8.0748	
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1	0.7680	7.2218	7.9898	
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8	0.8313	7.0769	7.9082	
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5	0.8937	6.9360	7.8296	
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1	0.9551	6.7989	7.7540	
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6	1.0158	6.6655	7.6812	
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0	1.0756	6.5355	7.6111	
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4	1.1346	6.4089	7.5435	
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782	
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151	
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.0470	7.3542	
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4	1.3634	5.9319	7.2952	
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1	1.4188	5.8193	7.2382	
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6	1.4737	5.7092	7.1829	
120	198.67	0.001060	0.89133	503.60	2025.3	2528.9	503.81	2202.1	2706.0	1.5279	5.6013	7.1292	
125	232.23	0.001065	0.77012	524.83	2009.5	2534.3	525.07	2188.1	2713.1	1.5816	5.4956	7.0771	
130	270.28	0.001070	0.66808	546.10	1993.4	2539.5	546.38	2173.7	2720.1	1.6346	5.3919	7.0265	
135	313.22	0.001075	0.58179	567.41	1977.3	2544.7	567.75	2159.1	2726.9	1.6872	5.2901	6.9773	
140	361.53	0.001080	0.50850	588.77	1960.9	2549.6	589.16	2144.3	2733.5	1.7392	5.1901	6.9294	
145	415.68	0.001085	0.44600	610.19	1944.2	2554.4	610.64	2129.2	2739.8	1.7908	5.0919	6.8827	
150	476.16	0.001091	0.39248	631.66	1927.4	2559.1	632.18	2113.8	2745.9	1.8418	4.9953	6.8371	
155	543.49	0.001096	0.34648	653.19	1910.3	2563.5	653.79	2098.0	2751.8	1.8924	4.9002	6.7927	
160	618.23	0.001102	0.30680	674.79	1893.0	2567.8	675.47	2082.0	2757.5	1.9426	4.8066	6.7492	
165	700.93	0.001108	0.27244	696.46	1875.4	2571.9	697.24	2065.6	2762.8	1.9923	4.7143	6.7067	
170	792.18	0.001114	0.24260	718.20	1857.5	2575.7	719.08	2048.8	2767.9	2.0417	4.6233	6.6650	
175	892.60	0.001121	0.21659	740.02	1839.4	2579.4	741.02	2031.7	2772.7	2.0906	4.5335	6.6242	
180	1002.8	0.001127	0.19384	761.92	1820.9	2582.8	763.05	2014.2	2777.2	2.1392	4.4448	6.5841	
185	1123.5	0.001134	0.17390	783.91	1802.1	2586.0	785.19	1996.2	2781.4	2.1875	4.3572	6.5447	
190	1255.2	0.001141	0.15636	806.00	1783.0	2589.0	807.43	1977.9	2785.3	2.2355	4.2705	6.5059	
195	1398.8	0.001149	0.14089	828.18	1763.6	2591.7	829.78	1959.0	2788.8	2.2831	4.1847	6.4678	
200	1554.9	0.001157	0.12721	850.46	1743.7	2594.2	852.26	1939.8	2792.0	2.3305	4.0997	6.4302	