

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño y construcción de una incubadora para digestión anaeróbica"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Nayid Adrián Coello Rosado

Luis Miguel Orozco Chávez

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

AGRADECIMIENTOS

A Dios por darme salud para terminar mi carrera. A mi madre por ser el motor de mi vida, además de padre y mi amiga. A mi hermano Stefano quien siempre ha sido gran apoyo, a mi tío Pedro por ser ese modelo a seguir y a mis amigos por siempre estar pendientes de mi. De manera especial para los profesores y nuestra tutora M.Sc. Carola Sánchez quienes nos han brindado su conocimiento y apoyo para realizar este trabajo final.

Nayid Adrian Coello Rosado

AGRADECIMIENTOS

A mi madre Gladys Chávez E. quien en vida supo guiarme por el buen camino y apoyarme en cada cosa que me proponía, a mi padre Luis Orozco S. por creer mucho en mí y por ser un gran apoyo en mi vida, a mi esposa Andrea e hija Luisana por soportar largas horas sin mi compañía y ser el motivo principal para cumplir mis metas, a mis hermanas Lissette y Daniela por toda la ayuda brindada en cada ciclo de mi carrera, a mi tutora M.Sc. Carola Sánchez quien supo guiarnos y brindarnos el conocimiento necesario para poder desarrollar este trabajo final de graduación.

Luis Miguel Orozco Chávez

DECLARACIÓN EXPRESA


"La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:


Nayid Adrian Coello Rosado

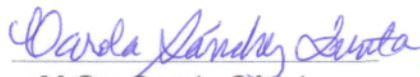
Luis Miguel Orozco Chávez

M.Sc. Carola Tatiana Sanchez Zurita

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL".


Nayid Coello Rosado
AUTOR


Luis Orozco Chávez
AUTOR


M.Sc. Carola Sánchez
DIRECTORA

RESUMEN

En las últimas décadas se ha tratado de implementar las fuentes de energías limpias y renovables para satisfacer la demanda que abarcan los combustibles fósiles y de esta manera mitigar los daños ambientales. Una de esas alternativas es utilizar la biomasa, puesto que su utilización se ve optimizada en zonas donde existen abundantes residuos orgánicos. Sin embargo, el potencial de generación de sus subproductos depende principalmente de su composición física y química. Debido a esto, se plantea el diseño y construcción de una incubadora para analizar la digestión anaeróbica, de manera que se pueda caracterizar la biomasa utilizando diferentes mezclas dentro de rangos óptimos de temperaturas de operación.

Por esto, se propuso diferentes alternativas tanto para la estructura como para el sistema de calentamiento, puesto que el principal requerimiento fue la homogeneidad de la temperatura. Mediante matrices de decisión se escogió utilizar equipos reciclados, particularmente un refrigerador casero. Sin embargo, un punto importante a considerar eran las dimensiones de este, puesto que de esto dependería la capacidad de la incubadora, lo cual afectó al diseño de perchas desmontables y sistema de distribución de aire.

Se realizó un análisis estático tanto para carga puntual como distribuida para el diseño de las parrillas, de donde se obtuvo que era factible utilizar barras cuadradas de 11mm de lado, y barras cilíndricas de diámetro 5 mm de acero ASTM A36, a fin de soportar cargas de hasta 25 Kg

Para el diseño de las resistencias eléctricas se realizó un análisis termodinámico y de transferencia de calor para calcular la potencia de la fuente energía y así mantener una temperatura constante, obteniéndose una potencia de 500 W. En el diseño se consideró dos resistencias eléctricas de 250 W en los laterales, y un ventilador axial para la distribución de aire.

Estos resultados fueron comprobados realizando simulaciones obteniendo que difieren en un porcentaje máximo de 5%, lo que valida las asunciones y permite garantizar la uniformidad de la temperatura dentro del sistema.

Palabras Clave: biomasa, digestión anaeróbica, estado estable, hermeticidad.

ABSTRACT

In last decades, it has been tried to implement the sources of clean and renewable energies to meet the demand that cover fossil fuels and thus mitigate environmental damage. One of these alternatives is to use biomass, since its development is reflected in areas where there are abundant organic residues; however, the potential for the generation of its by-products depends mainly on its physical and chemical composition. Because of this, it is proposed the design and construction of an incubator to analyze anaerobic digestion, so that it can characterize the biomass using different mixes to optimal ranges of operation.

Therefore, different alternatives were proposed in terms of the structure and the heating system, since the main requirement was the homogeneity of the temperature. Using decision arrays, recycled equipment was chosen, particularly a home-made refrigerator. However, an important point to consider were the dimensions of this, since this would depend on the capacity of the incubator, which affected the design of removable hangers and air distribution system.

A static analysis was carried out both for punctual load and distributed for the design of the grates, which was determined that it was feasible to use square bars of 11 and cylindrical rods of 5 mm diameter of steel material ASTM A36 to withstand loads of up to 25 kg

For the design of the electrical resistances a thermodynamic and heat transfer analysis was carried out to calculate the power of the energy source and thus maintain a constant temperature, obtaining a power of 500 W. In the design, two 250 W electrical resistances were considered on the sides and an axial blower for air distribution.

These results were verified by making simulations obtaining that they infer in a percentage of maximum 5%, which validates the assumptions and allows to guarantee small variations of temperature within the system

Keywords: anaerobic digestion, biomass, steady state, tightness.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ÍNDICE GENERAL	III
ABREVIATURAS.....	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
ÍNDICE DE PLANOS.....	IX
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción	1
1.1 Descripción del problema	1
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo General.....	2
1.2.2 Objetivos Específicos.....	2
1.3 Marco Teórico	3
1.3.1 Biomasa.....	3
1.3.2 Biogás.....	3
1.3.3 Digestión Anaeróbica.....	4
1.3.4 Factores que controlan la fermentación anaeróbica	4
1.3.5 Transferencia de calor	6
1.3.6 Sistema de control	7
CAPÍTULO 2.....	9
2. Metodología del Diseño	9
2.1 Consideraciones de diseño	9
2.2 Alternativas de diseño	9
2.2.1 Fuente de calor.....	9

2.2.2	Estructura	12
2.3	Metodología de diseño	15
2.4	Diseño de forma	16
CAPÍTULO 3.....		18
3.	Cálculos Y Resultados.....	18
3.1	Carga máxima en la incubadora.....	18
3.2	Análisis estático.....	20
3.2.1	Carga concentrada	20
3.2.2	Carga Distribuida	23
3.3	Análisis térmico	27
3.3.1	Pérdidas de calor a través de las paredes.....	28
3.3.2	Pérdidas de calor por bordes y esquinas.....	33
3.3.3	Energía requerida para calentamiento del aire	34
3.3.4	Energía requerida por la carga	35
3.3.5	Rendimiento de la incubadora	36
3.3.6	Diseño de resistencia eléctrica	37
3.4	Modelo matemático y simulaciones.....	39
3.5	Análisis de costos.....	44
3.5.1	Costos directos	44
3.5.2	Costos indirectos	44
3.6	Cronograma de trabajo.....	46
CAPÍTULO 4.....		47
4.	Discusión y Conclusiones.....	47
4.1	Conclusiones.....	48
4.2	Recomendaciones.....	49
BIBLIOGRAFÍA.....		50
APÉNDICES.....		51

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
INER	Instituto Nacional de Eficiencia Energética y Energías Renovables
FIMCP	Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción
MINENERGIA	Ministerio de Energía
PNUD	Programa de las Naciones Unidas para el Desarrollo
FAO	Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura
GEF	Global Environment Facility (Fondo Mundial para el Medio Ambiente)

SIMBOLOGÍA

°C	Grados Celsius
C	Carbono
Cu	Cobre
L	Litro
m	Metro
ml	Mililitro
mm	Milímetro
Ni	Níquel
V	Voltios
W	Watts

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Etapas de la digestión anaeróbica.....	4
Figura 1.2. Transferencia de calor por conducción.....	6
Figura 1.3. Transferencia de calor por convección.....	7
Figura 1.4. Descripción de un sistema de control.....	7
Figura 2.1. Esquema de metodología de diseño	15
Figura 2.2. Diseño de forma. Vista frontal de incubadora.....	16
Figura 2.3. Diseño de forma. Vista dimétrica de incubadora	17
Figura 3.1. Numeración de perchas en incubadora.....	19
Figura 3.2. Diagrama de cuerpo libre para viga.....	20
Figura 3.3. Arreglo máximo de envases de 1 litro en la percha.....	23
Figura 3.4. Diagrama de cuerpo libre para viga.....	24
Figura 3.5. Parrilla con un refuerzo longitudinal	26
Figura 3.6. Flujo de calor a través de las paredes.....	32
Figura 3.7. Pérdidas de calor vs espesor del aislante	33
Figura 3.8. Partes de una resistencia tubular	37
Figura 3.9. Esquema de análisis nodal.....	40
Figura 3.10. Balance de energía en nodo i,j	41
Figura 3.11. Ecuación nodal en Excel	41
Figura 3.12. Distribución de temperatura (análisis nodal)	42
Figura 3.13. Distribución de temperatura Flow Simulation	42
Figura 3.14. Temperatura vs longitud.....	43
Figura 3.15. Cronograma de trabajo.....	46

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Composición del biogás.....	3
Tabla 1.2. Rangos de Temperatura y tiempo de fermentación anaeróbica	5
Tabla 2.1. Puntajes para evaluación de criterios	10
Tabla 2.2. Matriz de ponderación de criterios.....	10
Tabla 2.3. Matriz de decisión para la fuente de calor	11
Tabla 2.4. Matriz de ponderación de criterios para selección de estructura	13
Tabla 2.5. Matriz de decisión para estructura de incubadora	14
Tabla 2.6. Dimensiones de paredes de la refrigeradora	17
Tabla 3.1. Dimensiones de envases a utilizar.	18
Tabla 3.2. Masa total en incubadora	19
Tabla 3.3. Deformación máxima en viga longitudinal con carga concentrada	21
Tabla 3.4. Esfuerzo de flexión máxima en viga con carga concentrada	22
Tabla 3.5. Factores de seguridad para dimensiones de viga longitudinal	23
Tabla 3.6. Deformación máxima en viga longitudinal con carga distribuida	25
Tabla 3.7. Esfuerzo de flexión máxima y F.S. en viga longitudinal	25
Tabla 3.8. Factores de seguridad para vigas transversales	27
Tabla 3.9. Propiedades de los elementos considerados en la estructura.....	28
Tabla 3.10. Pérdidas por bordes y esquinas	34
Tabla 3.11. Pérdidas totales en la estructura	34
Tabla 3.12. Costos directos	44
Tabla 3.13. Costos indirectos	44
Tabla 3.14. Precios de incubadoras	45

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Ensamble Explosionado del equipo
- PLANO 2 Estructura externa y aislante
- PLANO 3 Deflector lateral
- PLANO 4 Ducto lateral
- PLANO 5 Caja superior
- PLANO 6 Deflectores centrales
- PLANO 7 Parrillas

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Descripción del problema

Debido a la gran utilización de combustibles fósiles alrededor del mundo, en las últimas décadas se ha tratado de implementar fuentes de energía limpia y renovable para satisfacer la demanda y mitigar los daños ambientales. Una alternativa para contrarrestar estos daños es la utilización de biomasa; sin embargo, la dificultad y elevados costos que se presentan en los procesos para obtener algunos de sus derivados, impiden su implementación en algunos países.

Según datos del Instituto Nacional de Eficiencia Energética y Energías Renovables (INER), en lo que corresponde a demanda nacional de productos para la obtención de energía, los derivados de petróleo tienen una tasa de crecimiento promedio de 6% en la última década; mientras que los derivados de la biomasa (leña y residuos de caña de azúcar), tan solo alcanzan un 3% (Línea de Investigación BIOMASA, INER). Como ejemplo se tiene al bagazo de caña, que no solo es utilizado para la generación de electricidad (cogeneración en los ingenios azucareros), sino también para la producción de biocombustibles (etanol).

Con respecto a esto último, actualmente existen en el país plantas piloto que utilizan residuos orgánicos para la producción de etanol, biodiesel y biogás, con el objetivo de aprovechar estos residuos en zonas donde son abundantes, especialmente las rurales. Sin embargo, el potencial de generación de estos subproductos depende principalmente de la composición física y química de la biomasa.

Considerando este antecedente, la facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP), plantea diseñar una incubadora para analizar la digestión anaerobia utilizando diferentes biomásas, a fin de caracterizarlas utilizando los rangos óptimos de temperatura para generación de biogás.

El requerimiento principal del diseño es establecer la fuente calor y así mantener una distribución uniforme de temperatura en todo el sistema, para un rango entre

32 y 60 grados centígrados. Además, el diseño de las paredes internas del equipo debe ser hermético y no degradarse con la fuente de calor utilizada, debido a que se desea que su funcionamiento sea por largos periodos.

Por otro lado, la restricción del diseño se encuentra en la capacidad de la incubadora; es decir, las dimensiones internas del sistema. Por lo tanto, se plantea diseñar una incubadora de perchas desmontables de hasta 5 niveles, de manera que se puedan colocar botellas desde 150 hasta 1000 ml. Adicionalmente, se debe poder instalar un biorreactor de 20L, el cual debe contar con instalaciones para la entrada, salida y medición de biogás producido. Este diseño no se encuentra disponible en el mercado, por lo que se desea construir un prototipo que resulte económico, eficiente y de fácil construcción y montaje.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

Diseñar y construir un prototipo de incubadora para determinar el comportamiento de diferentes mezclas de biomasa localizadas en el Ecuador.

1.2.2 Objetivos Específicos

- Diseñar un sistema de calentamiento que garantice la distribución uniforme de la temperatura dentro de la incubadora.
- Diseñar la estructura interna de manera que garantice la hermeticidad del sistema y la facilidad de colocar soportes desmontables para botellas desde 150 ml hasta 20 L.
- Analizar el funcionamiento del equipo a través de simulaciones térmicas.

1.3 Marco Teórico

1.3.1 Biomasa

La biomasa es todo material orgánico de origen, animal o vegetal, que puede ser transformado para generar nuevos subproductos. No cuenta con algún valor nutritivo o puede ser utilizada en la elaboración de algún producto para el mercado; sin embargo, es útil para la generación de energía.

1.3.2 Biogás

Es un biocombustible producido por bacterias en un proceso de digestión anaeróbica; es decir, en ausencia de oxígeno, donde predominan el metano y dióxido de carbono, además contiene pequeñas proporciones de agua, nitrógeno y otros componentes, como lo muestra la Tabla 1.1. Es obtenido naturalmente, por ejemplo, en la fermentación entérica de ganado vacuno y de rumiantes; mientras que para generación de energía se utilizan biodigestores, que varían su forma según convenga en la zona y el espacio con que se disponga para la instalación (Badurek & Petruzzello, 2004).

Tabla 1.1. Composición del biogás

COMPONENTE	CONCENTRACIÓN (%)
Metano (CH ₄)	50-75
Dióxido de Carbono (CO ₂)	25-45
Agua (H ₂ O)	2-7
Nitrógeno	2
Oxígeno	2
Hidrógeno	1
Amoníaco	1

Fuente: Echeverría & Saca, 2015

Se utiliza principalmente en la cocción de alimentos, iluminación, sistemas de calentamiento de agua, combustibles de vehículos y generación de electricidad.

1.3.3 Digestión Anaeróbica

Es el proceso biológico complejo y degradativo por el cual las moléculas de la materia orgánica se convierten totalmente en biogás (Figura 1.1). En este proceso se logra la formación de ácidos y metano por medio de cuatro etapas conocidas como: hidrólisis, acidogénesis, acetogénesis y metanogénesis (Lens, Westermann, Haberbauer, & Moreno, 2005).

De la energía disponible por oxidación directa en la fermentación anaeróbica, el 90% de la misma se transforma en metano y solo un 10% se consume en el crecimiento bacteriano (Echeverría & Saca, 2015).

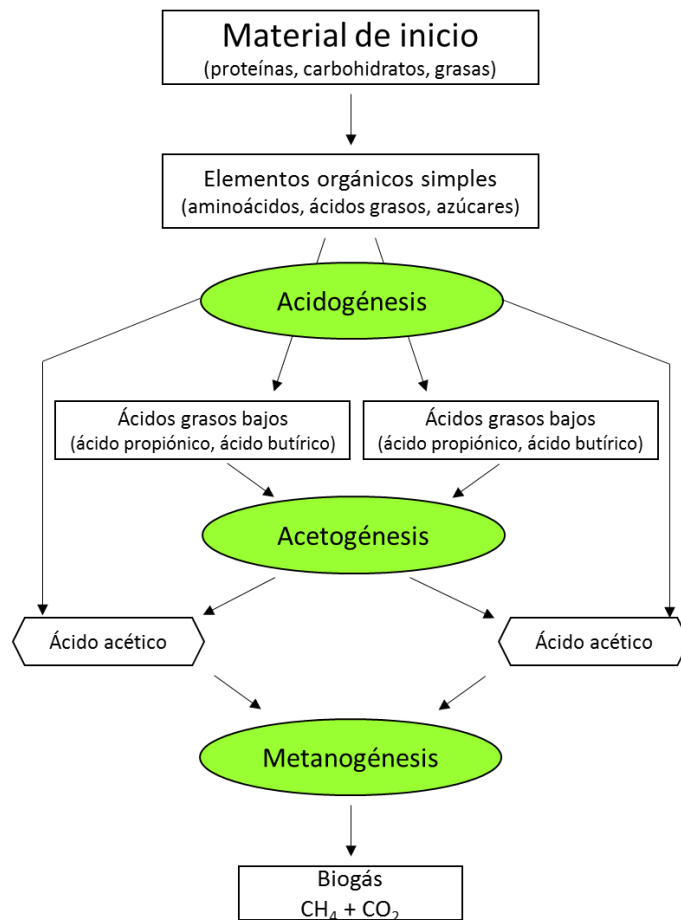


Figura 1.1. Etapas de la digestión anaeróbica

Fuente: FNR, 2010

1.3.4 Factores que controlan la fermentación anaeróbica

La complejidad en la aplicación de estos sistemas radica en que las bacterias encargadas de la transformación, son dependientes de varias condiciones para

que realicen sus funciones de forma correcta. Entre los factores más importantes se consideran:

Temperatura. - Es considerado uno de los principales parámetros de diseño en los biodigestores, debido a que debe ser controlada y homogénea en todo el sistema. Una de las consecuencias de variaciones bruscas de temperatura es la desestabilización del proceso; por lo que se recomienda que, para un óptimo funcionamiento éstas sean entre 0.6-1.2 °C por día. Controlar este factor conlleva a regular la velocidad de crecimiento de los microorganismos y puede acelerar el proceso de digestión, obteniendo mayor producción de biogás. Los microorganismos anaeróbicos pueden sobrevivir dentro de tres rangos de temperatura, como lo muestra la Tabla 1.2.

Tabla 1.2. Rangos de Temperatura y tiempo de fermentación anaeróbica

Microorganismos anaeróbicos	Rangos de Temperatura (°C)			Tiempo de fermentación (días)
	Mínimo	Óptimo	Máximo	
Psicrofílica	4-10	15-18	20-25	Sobre 100
Mesofílica	15-20	25-35	35-45	30-60
Termofílica	25-45	50-60	75-80	10-15

Fuente: MINENERGIA, PNUD, FAO, & GEF, 2011

En la práctica, el rango de temperatura más común es el mesofílico, debido a que es un proceso más estable y requiere menos energía para la calefacción (menor costo de mantenimiento). Sin embargo, en la actualidad se está implementando el termofílico para conseguir mayor velocidad de reacción, además de asegurar la eliminación de organismos patógenos (Kristjansson, 1992).

Rango de pH. - El proceso anaeróbico es afectado con pequeños cambios en el pH; por lo que los diferentes grupos bacterianos requieren niveles neutros entre 6 y 8, particularmente se considera de 6.7 a 7.4 un rango óptimo para la fermentación del metano (Jördening & Winte, 2005).

Luz. - Es importante que el sistema carezca de luz para evitar el proceso de fotosíntesis, ya que esto inhibe el proceso de obtención de biogás.

1.3.5 Transferencia de calor

Es el traslado de energía térmica de un punto a otro debido que se produce al existir un gradiente térmico, con este concepto se puede obtener el calor necesario que se debe entregar al sistema para mantener una temperatura constante dentro de él, calculando el flujo de calor que se pierde a través de las paredes por medio de conducción y convección hacia el medio.

1.3.5.1 Transferencia de calor por conducción

Es la transferencia de calor a través de objetos cuyas superficies están a diferentes temperaturas, esto permite calcular las pérdidas de calor que se generan a través de las paredes del sistema cuyas superficies están a una temperatura distinta a la del medio donde se encuentre (Figura 1.2).

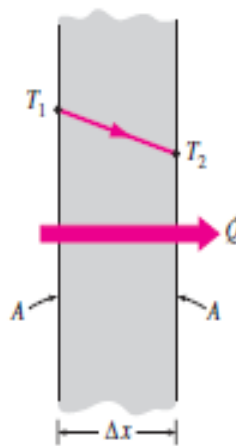


Figura 1.2. Transferencia de calor por conducción a través de una pared plana

Fuente: Yunus A. Çengel

1.3.5.2 Transferencia de calor por convección

La convección es la transferencia de energía entre un cuerpo y un fluido (líquido o gas), que puede estar en movimiento o estacionario (Figura 1.3). Esto permite calcular las pérdidas de calor que se generan entre el aire y las superficies del sistema, tanto internas (convección forzada) como externas (convección natural).

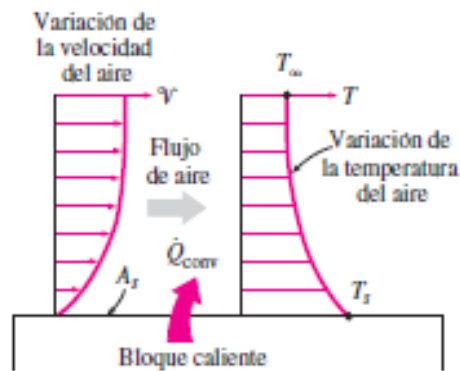


Figura 1.3. Transferencia de calor por convección desde una superficie caliente hacia el aire

Fuente: Yunus A. Çengel

1.3.5.3 Transferencia de calor de bordes y esquinas

Además de las pérdidas de calor que se generan por las paredes, se deben calcular las que se transfieren a través de los bordes y esquinas del sistema. Para aquello se utiliza factores de forma tabulados para diferentes geometrías, como se muestra en la Tabla A1 del Anexo A.

1.3.6 Sistema de control

Es un conjunto de dispositivos y procesos unidos entre sí, con el propósito de ordenar, dirigir o regular una variable de entrada y obtener una salida deseada con un rendimiento deseado (Figura 1.4).

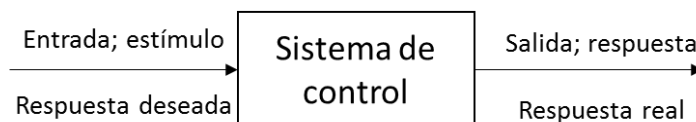


Figura 1.4. Descripción de un sistema de control

Fuente: Elaboración propia

Tipos de controladores

1.3.6.1 De dos posiciones (on/off)

Es el más simple para regular un sistema y tiene como finalidad apagar o encender el dispositivo si el valor de salida excede o disminuye del valor referencial.

1.3.6.2 Proporcional integral (PI)

Se utiliza principalmente para eliminar el error de estado estable (diferencia entre la entrada y salida de una señal luego del estado transitorio); sin embargo, tiene un impacto negativo en lo que compete a términos de velocidad de respuesta y estabilidad general del sistema, por lo que se lo utiliza principalmente en áreas donde la velocidad del sistema no afecte.

1.3.6.3 Proporcional derivativo (PD)

Se utiliza para aumentar la estabilidad del sistema y mejorar su control, debido a que tiene la capacidad de predecir el error futuro de la respuesta a diferencia del PI.

1.3.6.4 Proporcional integral derivativo (PID)

Este tipo de controlador es una combinación del PI y del PD; por lo se obtiene una respuesta rápida, no hay oscilaciones y ofrece una mayor estabilidad.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DEL DISEÑO

En esta sección se plantean las alternativas de diseño para la construcción de la incubadora, teniendo como requerimientos principales los factores que controlan la fermentación anaeróbica mencionados en el capítulo anterior. La selección de las mejores alternativas se fundamenta con la construcción de dos matrices de decisión, con el propósito de cumplir los objetivos del proyecto, tales como la selección de la fuente de calor y diseño de la estructura.

2.1 Consideraciones de diseño

Los requerimientos se encuentran sujetos a los objetivos del proyecto y a los factores que controlan la fermentación anaeróbica, los cuales comprenden que:

- La fuente de calor no debe concentrarse en un solo punto y debe tener larga vida útil para las variaciones de potencia que serán aplicadas (variaciones de temperatura).
- Se debe proteger las superficies más cercanas a la fuente de calor para evitar el deterioro de las paredes.
- El sistema de calentamiento debe garantizar la distribución uniforme de temperatura dentro de la incubadora.
- Las perchas deben ser desmontables y diseñadas para soportar cargas con capacidad de hasta 20 L de materia orgánica.

2.2 Alternativas de diseño

2.2.1 Fuente de calor

Por motivo de que la incubadora debe ser un sistema aislado, la fuente de calor debe colocarse en el interior del sistema; por lo que se descarta la opción de un mechero o uso de combustible para suministrar calor y se presentan las opciones:

- Alternativa A: foco infrarrojo.
- Alternativa B: resistencia eléctrica.
- Alternativa C: foco incandescente.

Inicialmente se determina la importancia relativa entre los criterios de selección, con puntajes de calificación asignados en la Tabla 2.1, según lo recomiendan Vilar, Gómez & Tejero (1997).

Tabla 2.1. Puntajes para evaluación de criterios

Puntaje	Descripción
1	Igualdad en importancia
2	Más importante
5	Significativamente más importante

Fuente: Vilar, Gómez, & Tejero, 1997

Se procesa a calificar los cuatro criterios, y su resultado se muestra en la matriz de ponderación (Tabla 2.2).

Tabla 2.2. Matriz de ponderación de criterios

	Funcionabilidad	Mantenimiento	Costo	Consumo Energético	Total fila	(% Total Global)
Funcionabilidad		2,00	1,00	1,00	4,00	31%
Mantenimiento	0,50		2,00	1,00	3,50	27%
Costo	1,00	1,00		1,00	2,50	23%
Consumo Energético	1,00	0,50	1,00		3,00	19%
Total columna	2,50	3,50	4,00	3,00	13,00	100%

Fuente: Elaboración propia

La **funcionabilidad** se refiere a la capacidad de la fuente de calor para irradiar en la mayor área posible. Este criterio presenta la mayor ponderación con 31%,

debido a que el requerimiento principal de las incubadoras es la distribución uniforme de temperatura y no concentrar el calor en un solo punto.

Por otro lado, al **mantenimiento** se le otorga una importancia de 27% debido a que el periodo de descomposición de la biomasa es extenso y requiere la hermeticidad del sistema; por lo que la fuente de calor debe tener larga vida útil para evitar la interrupción en el proceso.

El factor **costo** considera la inversión inicial, lo cual depende de la cantidad de fuentes de calor a utilizar según su potencia o capacidad para irradiar en la mayor área posible (funcionabilidad), además de la facilidad de obtención en el mercado.

Finalmente, el **consumo energético** varía según la potencia y tiempo de operación de la fuente. Puede depender de la zona donde va a ser aplicado el proyecto, ya que, si se tiene baja temperatura ambiente, requiere de mayor tiempo de operación para el calentamiento.

Para la selección de la mejor alternativa se utiliza la matriz de decisión (Tabla 2.3), en la cual se califican los parámetros con valores entre 1 y 10 para luego multiplicarlo por el porcentaje correspondiente (Tabla 2.2), según lo recomienda Norton, R. (2013).

Tabla 2.3. Matriz de decisión para la fuente de calor

Criterio Alternativa	Funcionabilidad (31%)	Mantenimiento (27%)	Costo (23%)	Consumo energético (19%)	Total (%)
Foco infrarrojo	12	16	12	12	52
Resistencia eléctrica	25	19	13	9	66
Foco incandescente	18	13	15	7	54

Fuente: Elaboración propia

Los resultados de la Tabla 2.3 indican que la mejor alternativa es el uso de resistencias eléctricas. No obstante, se presenta el detalle de cada criterio.

En cuanto a **funcionabilidad**, la alternativa A obtiene el menor valor ya que el foco infrarrojo tiende a concentrar el calor en un punto. Por otra parte, los focos incandescentes disipan energía a sus alrededores. Sin embargo, comparados con las resistencias, se necesitará de más unidades para obtener la misma potencia calorífica, requiriendo de más espacio. Por lo tanto, utilizar resistencias eléctricas obtiene 25% de la ponderación.

De manera semejante, las resistencias presentan ventajas sobre las demás alternativas si se considera el **mantenimiento**, ya que están diseñadas para operar por mayores periodos. Se debe agregar que los focos infrarrojos tienen mayor vida útil que los incandescentes, pues se estima que éstos últimos tienen una vida útil de aproximadamente 1000 horas.

El **costo** de un foco incandescente en el mercado es bajo debido a su baja eficiencia para iluminar, pues se estima que tan solo el 15% de su consumo se transforma en luz visible. Seguido a éstos, se tiene a las resistencias que varían dependiendo del material del que están fabricadas; sin embargo, son de gran disponibilidad en el país por lo que disminuye su costo en el mercado.

Finalmente, para el **consumo energético** la mayor ponderación se observa en la alternativa A, pues los focos infrarrojos son fabricados para consumir menos energía que otras fuentes de calor.

2.2.2 Estructura

La estructura de la incubadora debe garantizar la hermeticidad del sistema y su construcción debe ser de bajo costo, considerando materiales con baja conductividad térmica para evitar el uso excesivo de aislantes térmicos. De manera que se plantean las siguientes opciones:

- Alternativa A: planchas de acero.
- Alternativa B: madera.
- Alternativa C: equipos reciclados (refrigerador casero).

Para la matriz de decisión se evalúan tres criterios que serán ponderados, según su importancia relativa, con puntajes de calificación asignados en la Tabla 2.1. El detalle se muestra en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4. Matriz de ponderación de criterios para selección de estructura

	Impacto Ambiental	Construcción	Costo	Total fila	(% Total Global)
Impacto Ambiental		1,00	2,00	3,00	46%
Construcción	1,00		1,00	2,00	31%
Costo	0,50	1,00		1,50	23%
Total columna	1,50	2,00	3,00	6,50	100%

Fuente: Elaboración propia

El criterio **impacto ambiental** corresponde a los daños que provocaría utilizar dicho material. Debido al mal manejo de desechos, actualmente los proyectos se basan en utilizar equipos descartados y adecuarlos para poder reutilizarlos; por lo tanto, tiene 46% de relevancia en el diseño.

Al mismo tiempo, la **construcción** se refiere al grado de dificultad que implica adecuar la estructura, a esto se le atribuye el uso de accesorios (soldadoras, pinturas, entre otros), principalmente el aislamiento térmico, además de la energía que se utilice en el proceso; por lo tanto, cuenta con una ponderación de 31%.

Finalmente, el **costo** cuenta con una ponderación de 23% e involucra la inversión inicial de los materiales y mano de obra para la construcción. En la matriz de decisión se califican los parámetros con valores entre 1 y 10 para luego multiplicarlo por el porcentaje correspondiente (Tabla 2.4), según lo recomienda Norton, R. (2013). Los resultados se muestran en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5. Matriz de decisión para estructura de incubadora

Criterio \ Alternativa	Impacto Ambiental (46%)	Construcción (31%)	Costo (23%)	Total (%)
Planchas de acero	28	15	9	52
Madera	23	25	14	62
Equipo reciclado	37	22	18	77

Fuente: Elaboración propia

Los resultados de la Tabla 2.5 indican que el uso de un equipo reciclado es lo adecuado para la aplicación del proyecto, particularmente el uso de refrigeradores domésticos, ya que es un sistema hermético y su estructura interna puede ser modificada según los requerimientos del diseño. No obstante, se presenta el detalle de cada criterio.

Utilizar una refrigeradora reciclada representa un menor **impacto ambiental**, ya que requiere de menos recursos y materia prima, particularmente, el aislante térmico. Sin embargo, éstos generalmente utilizan refrigerante R134a que, si bien no causa efecto en la capa de ozono, puede provocar daños a quienes lo manipulen sin las debidas medidas de seguridad.

Construir una estructura con planchas de acero conlleva a tener un recubrimiento adicional de aislante térmico, además de requerir más elementos como soldadoras, pinturas, entre otros; por lo tanto, representa más dificultad en el proceso de construcción. Mientras que las alternativas B y C presentan buenas características para aislar el sistema; sin embargo, utilizar madera beneficia al momento de construir las perchas desmontables, por lo que se le atribuye el 25%.

Finalmente, el **costo** de utilizar un equipo reciclado es mínimo ya que se pueden encontrar en talleres a bajos precios e incluso pueden ser donados. Además de tener una estructura hecha, el aislante que poseen tiene espesores mayores a 3 cm, lo que puede evitar el uso de material adicional, disminuyendo el costo de materia prima y mano de obra.

2.3 Metodología de diseño

El diseño de la incubadora se realiza considerando la parte estructural, en la que se diseña las parrillas desmontables y conexiones, además del análisis térmico donde se considera la carga neta y la transferencia de calor a través de las paredes para determinar la potencia de las resistencias eléctricas. La metodología de diseño se muestra en la Figura 2.1.

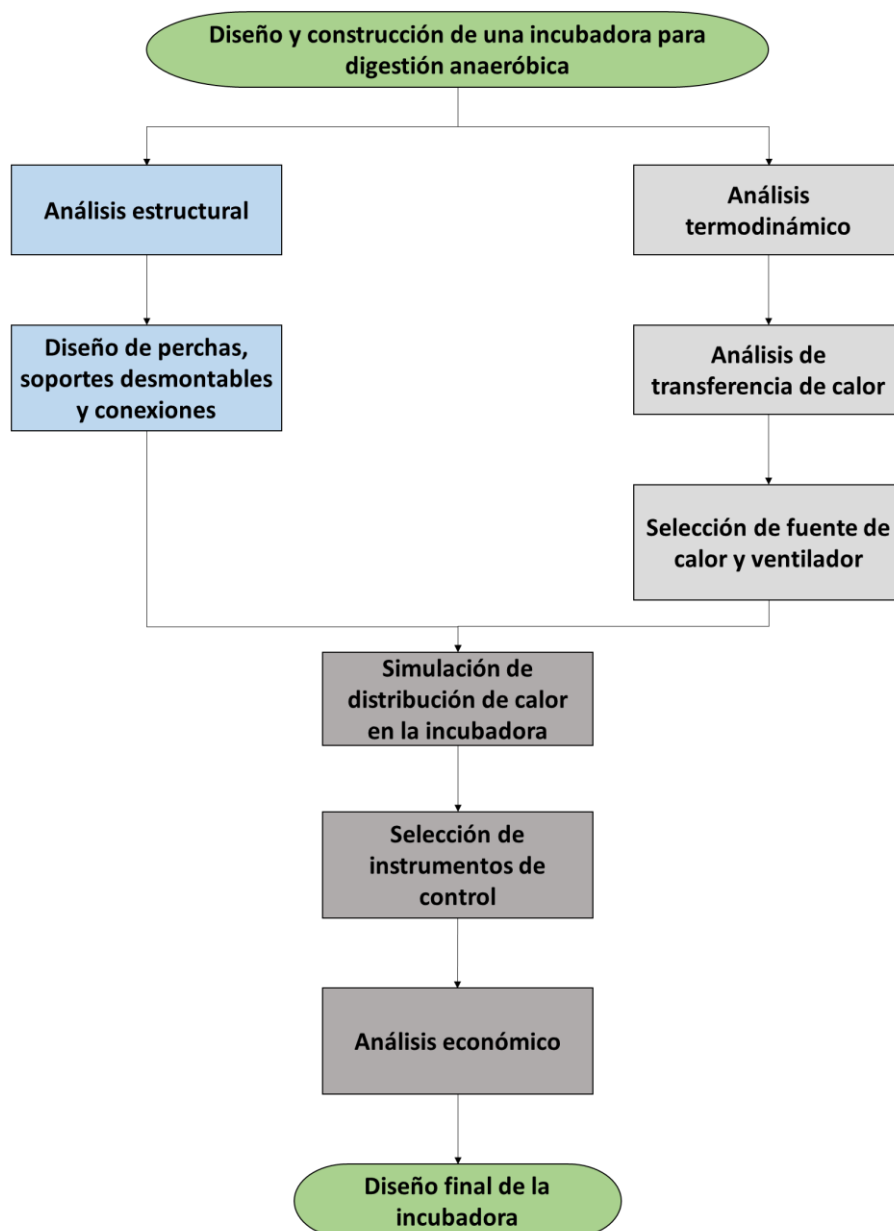


Figura 2.1. Esquema de metodología de diseño

Fuente: Elaboración propia

2.4 Diseño de forma

Para el diseño del equipo se debe modificar la estructura interna de la refrigeradora, ya que, al estar expuesta a una fuente de calor, el polímero del que está fabricada se degradará. Además, se modificará la puerta para lograr unificar la sección del congelador y refrigerador, logrando aumentar el espacio disponible.

El sistema se basa en la recirculación de aire dentro de la incubadora. Para lograrlo se considera el uso de un ventilador axial en la parte superior, de manera que distribuya el aire hacia los costados utilizando deflectores. Dentro de estos ductos laterales se encuentran las resistencias eléctricas, las cuales transfieren calor al fluido para llevarlo a la cámara central donde se encuentran las parrillas desmontables con los envases.

La Figura 2.2 muestra los componentes y el paso del fluido dentro de la incubadora (flechas rojas).

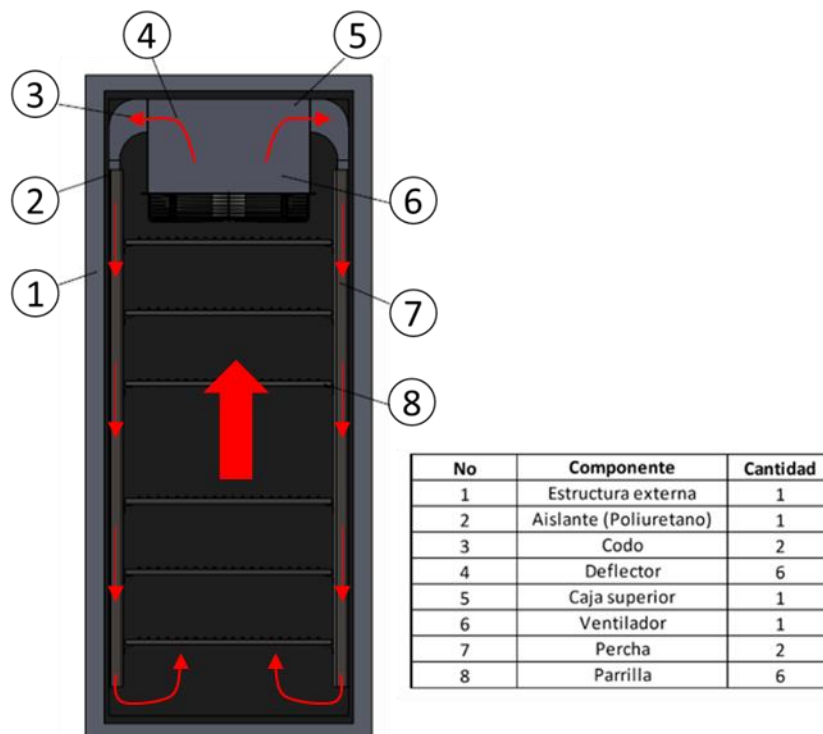


Figura 2.2. Diseño de forma. Vista frontal de incubadora

Fuente: Elaboración propia

La Figura 2.3 es una vista dimétrica de la incubadora, donde se aprecia la posición de los deflectores que distribuyen el aire hacia los ductos laterales.

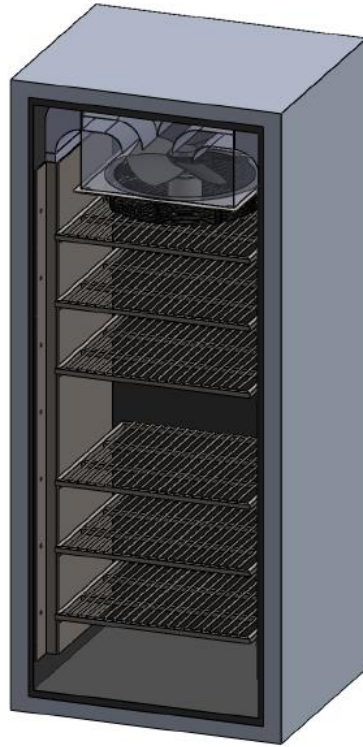


Figura 2.3. Diseño de forma. Vista dimétrica de incubadora

Fuente: Elaboración propia

Las dimensiones de la estructura con la que se cuenta para el proyecto se presentan en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6. Dimensiones de paredes de la refrigeradora

Dimensiones	Externa	Interna
Ancho (<i>m</i>)	0.61	0.53
Profundidad (<i>m</i>)	0.62	0.47
Altura (<i>m</i>)	1.62	1.33
Espesor (<i>m</i>)	0.001	0.002

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 3

3. CÁLCULOS Y RESULTADOS

3.1 Carga máxima en la incubadora

Se considera que las perchas están soldadas a los ductos laterales y según las dimensiones internas mostradas en la Tabla 2.6, se establece que las parrillas desmontables tendrán dimensiones de 0.44 x 0.4 m; de manera que se puedan utilizar envases de diferentes capacidades. Particularmente se consideran de 0.15, 1 y 20 litros, cuyas dimensiones fueron tomadas directamente y se muestran en la Tabla 3.1. Además, se estima la cantidad de envases por percha relacionando su diámetro con las dimensiones de la parrilla, y finalmente se muestra la masa total equivalente a llenarlos de agua, ya que es un elemento pesado y de elevado calor específico.

Tabla 3.1. Dimensiones de envases a utilizar.

	Diámetro [cm]	Longitud [cm]	Volumen [lt]	Envases por percha	Masa total [kg]
Bidón	30	50	20	1	20
Envase Grande	9	25	1	16	16
Envase Pequeño	4	6	0,15	36	5,4

Fuente: Elaboración propia.

Por lo tanto, para el cálculo estático de las perchas se considera una carga de 25 kg, correspondiente a utilizar un bidón con un 25% adicional de masa para evitar imprevistos. La carga total dentro de la incubadora depende de la cantidad de envases, por lo que al considerar la longitud mostrada en la Tabla 3.1, se establece un arreglo de seis perchas numeradas, como lo muestra la Figura 3.1.

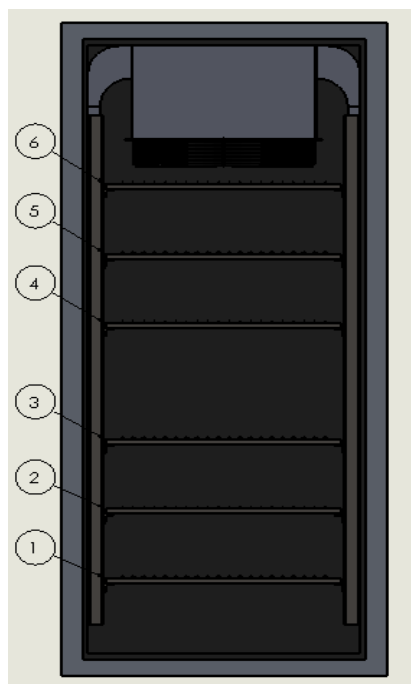


Figura 3.1. Numeración de perchas en incubadora

Fuente: Elaboración propia

A continuación, la Tabla 3.2 muestra los seis arreglos en los que se detalla el número de percha y posibles envases a utilizar (volumen unitario), junto con la carga total en la incubadora.

Tabla 3.2. Masa total en incubadora

	1			2			
No. Percha	1	4	6	1	4	5	6
Volumen unit. [lt]	20	1	0,15	20	0,15	0,15	0,15
Carga total [kg]	41,4			36,2			

	3			4			
No. Percha	1	3	5	1	3	5	6
Volumen unit. [lt]	1	1	1	1	1	0,15	0,15
Carga total [kg]	48			42,8			

	5					6
No. Percha	1	3	4	5	6	1, 2, 3, 4, 5, 6
Volumen unit. [lt]	20	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
Carga total [kg]	41,6					32,4

Fuente: Elaboración propia

Por ejemplo, se observa que la mayor carga se tiene al ubicar las perchas 1, 3 y 5 (arreglo 5) con envases de 1 litro, dando un total de 48 kg dentro de la incubadora. Sin embargo, este es un cálculo preliminar y dependerá de la energía necesaria para calentar el sistema (análisis térmico).

3.2 Análisis estático

Esta sección se basa en el diseño de las parrillas desmontables modeladas como vigas simplemente apoyadas con cargas concentradas y distribuidas, para lo cual se analizarán los resultados utilizando ecuaciones de deformación, esfuerzos y finalmente el factor de seguridad.

Para determinar la mejor alternativa, se utilizarán barras cuadradas y cilíndricas de diferentes dimensiones disponibles en el mercado local, fabricadas en acero ASTM A36.

3.2.1 Carga concentrada

El caso crítico corresponde a concentrar la carga del bidón en el centro de la viga y su análisis se basa en los diagramas de cortante y momento flector, a partir del diagrama de cuerpo libre mostrado en la Figura 3.2.

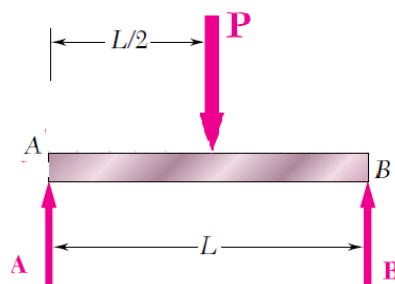


Figura 3.2. Diagrama de cuerpo libre para viga simplemente apoyada con carga concentrada

Fuente: Beer & Johnston, 2009

Para determinar la deflexión máxima es necesario obtener la función que represente su curvatura “ y ”, Beer & Johnston (2009) define:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad (3.1)$$

Siendo:

- $\frac{d^2y}{dx^2}$: la segunda derivada de la función $y(x)$ que representa la curvatura.
- $M(x)$: el momento flector de la viga.
- E : módulo de elasticidad.
- I : momento de inercia de la sección transversal.

La ecuación 3.2 expresa el momento flector para este caso en particular.

$$M(x) = \frac{P}{2}(L - x) \quad (3.2)$$

Si se relacionan las ecuaciones 3.1 y 3.3, y se integra estableciendo las condiciones de frontera:

- En A: $x=0$; $y=0$
- En B: $x=L$; $y=0$

Se obtiene que la máxima deformación de la viga es:

$$y_{max} = -\frac{PL^3}{48EI} \quad (3.3)$$

A continuación, se detallan los valores considerados para la ecuación 3.3.

- $m=25 \text{ kg} \rightarrow P=m \cdot g=25 \cdot 9,8 \rightarrow P=245 \text{ N}$
- $L= 44 \text{ cm}$
- $E= 200 \text{ GPa}$

La tabla 3.3 muestra las dimensiones de las diferentes barras y su correspondiente inercia, además del resultado de la ecuación 3.3.

Tabla 3.3. Deformación máxima en viga longitudinal con carga concentrada

		Dimensión	Inercia	Deformación
		mm	mm ⁴	mm
Barra cilíndrica	Diámetro	5	201,062	10,8124
		8	490,874	4,4288
		10	1017,876	2,1358
Barra cuadrada	Lado	5	30,680	41,7402
		8	201,062	6,3690
		11	718,688	1,7818

Fuente: Elaboración propia

El esfuerzo por flexión se define como:

$$\sigma_m = \frac{M_x c}{I} \quad (3.4)$$

Siendo M_x el momento en el punto x ; I el momento de inercia de la sección transversal y c la distancia desde el eje neutro a la superficie, siendo ésta última igual a la mitad del diámetro.

En la Tabla 3.4 se muestran los valores de esfuerzo máximo en mega pascales, aplicando la ecuación 3.4 para diferentes dimensiones de barras.

Tabla 3.4. Esfuerzo de flexión máxima en viga con carga concentrada

		Dimensión	Esfuerzo Flexión
		mm	MPa
Barra cilíndrica	Diámetro	8	536,153
		10	274,510
		12	158,860
Barra cuadrada	Lado	5	1293,600
		8	315,820
		11	121,488

Fuente: Elaboración propia

Finalmente, se calcula el factor de seguridad, definido como:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_m} \quad (3.5)$$

Donde:

- S_y : resistencia mínima a fluencia por tensión, siendo 250 MPa para el acero ASTM A36.
- σ_m : esfuerzo por flexión.

El factor de seguridad permite inferir si un material falla al estar sometida a una carga. Por lo tanto, en la Tabla 3.5 se detallan los resultados para las respectivas dimensiones de las barras.

Tabla 3.5. Factores de seguridad para dimensiones de viga longitudinal

		Dimensión	Factor de Seguridad
		mm	
Barra cilíndrica	Diámetro	8	0,47
		10	0,91
		12	1,57
Barra cuadrada	Lado	5	0,19
		8	0,79
		11	2,06

Fuente: Elaboración propia

Se observa que las parrillas pueden ser elaboradas con barras cilíndricas de 12 mm o cuadradas con lados de 11 mm de longitud, ya que, si el factor de seguridad es menor o igual a 1 la viga va a fallar. Adicionalmente, se realizará el análisis con carga distribuida para corroborar la selección.

3.2.2 Carga Distribuida

El análisis consiste en tomar la masa de los envases de 1 litro y aplicarla a una sola viga, siendo el arreglo máximo por perchas de 4 x 4 botellas (Figura 3.3), como se mencionó en la Tabla 3.1.

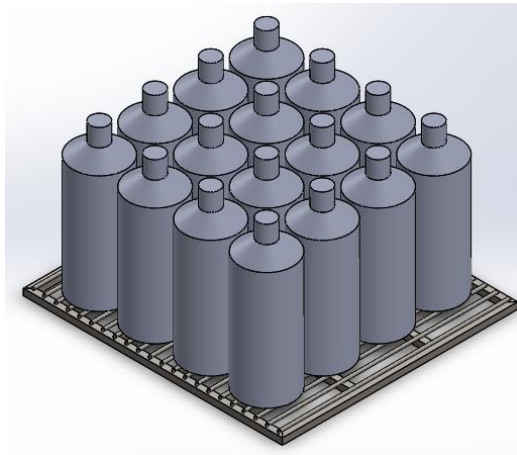


Figura 3.3. Arreglo máximo de envases de 1 litro en la percha

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, se distribuye la carga de los envases como lo muestra el esquema en la Figura 3.4.

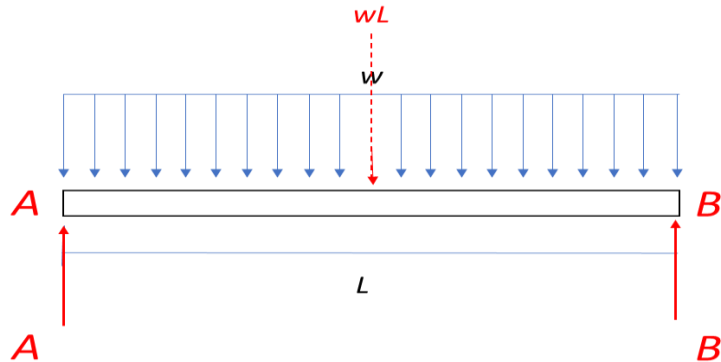


Figura 3.4. Diagrama de cuerpo libre para viga simplemente apoyada con carga distribuida

Fuente: Elaboración propia

La ecuación 3.6 expresa el momento flector para este caso en particular.

$$M(x) = \frac{wx}{2}(L - x) \quad (3.6)$$

Siendo:

- w : carga distribuida $\left(\frac{N}{m}\right)$.
- x : longitud media de distribución de la carga.
- L : longitud de la viga.

Si se relacionan las ecuaciones 3.1 y 3.6, y se integra estableciendo las condiciones de frontera:

- En A: $x=0$; $y=0$
- En B: $x=L$; $y=0$

Se obtiene que la máxima deformación de la viga es:

$$y_{max} = -\frac{5wL^4}{384EI} \quad (3.7)$$

A continuación, se detallan los valores considerados para la ecuación 3.7.

- $w = \frac{4 \text{ lt}}{9 \text{ cm}} = 44,44 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * 9,8 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) = 435,51 \frac{\text{N}}{\text{m}}$
- L= 47 cm
- E= 200 GPa

La Tabla 3.6 muestra las dimensiones de las diferentes barras y su correspondiente inercia, además del resultado de la ecuación 3.7.

Tabla 3.6. Deformación máxima en viga longitudinal con carga distribuida

		Dimensión	Inercia	Deformación
		mm	mm ⁴	mm
Barra cilíndrica	Diámetro	5	3,068E+01	34,6392
		8	2,011E+02	5,2855
		10	4,909E+02	2,1649
Barra cuadrada	Lado	5	3,068E+01	20,4042
		8	2,011E+02	3,1134
		11	7,187E+02	0,8710

Fuente: Elaboración propia

De igual manera, el esfuerzo por flexión se calcula con la ecuación (3.4 y el factor de seguridad con la expresión (3.5. En la Tabla 3.7 se muestran los resultados para diferentes dimensiones de barras.

Tabla 3.7. Esfuerzo de flexión máxima y F.S. en viga longitudinal con carga distribuida

		Dimensión	Esfuerzo Flexión	Factor de Seguridad
		mm	Mpa	
Barra cilíndrica	Diámetro	5	858,823	0,29
		8	209,674	1,19
		10	107,353	2,33
Barra cuadrada	Lado	5	505,888	0,49
		8	123,508	2,02
		11	47,510	5,26

Fuente: Elaboración propia

Los resultados de la tabla anterior permiten inferir que es suficiente la selección de barras con diámetro o lado de 8 mm; sin embargo, el caso más crítico indica que se seleccionen a partir de los 11 mm (Tabla 3.5), por lo que las parrillas serán elaboradas con barras cuadradas con lados de 11 mm.

En la Figura 3.5 se observa un esquema de la parrilla donde se detallan las barras longitudinales, transversales y los refuerzos. Se han seleccionado las barras que serán los marcos de la parrilla y a continuación se diseñan las transversales que estarán en contacto directo con los envases, además de ser equidistantes.

El análisis consiste en tomar barras de menor dimensión para disminuir el peso de las parrillas y se consideran tres longitudes para verificar si necesita refuerzos longitudinales; por ejemplo, en caso de considerar dos refuerzos, la longitud de la barra se divide en tres segmentos de 13 cm cada una.

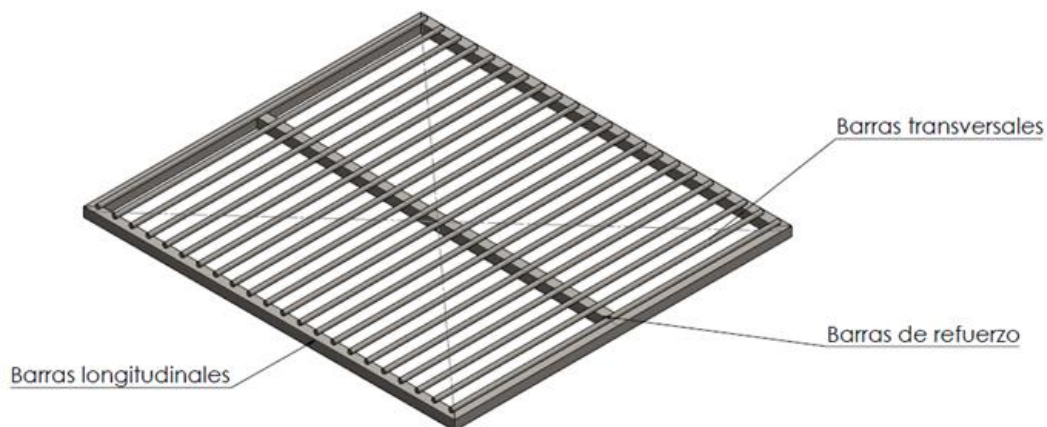


Figura 3.5. Parrilla con un refuerzo longitudinal

Fuente: Elaboración propia

A continuación, se realizan los cálculos para una viga con carga distribuida utilizando las expresiones (3.4, (3.5 y (3.7. Sin embargo, los resultados mostrados en la Tabla 3.8 corresponden únicamente al factor de seguridad.

Tabla 3.8. Factores de seguridad para vigas transversales

		Dimensión	Factor de seguridad		
			Sin refuerzo	Un refuerzo	Dos refuerzos
		cm	40 cm	20 cm	13 cm
Barra cilíndrica	Diámetro	0,5	0,35	1,41	3,33
		0,8	1,44	5,77	13,66
		1,0	2,82	11,27	26,68
Barra cuadrada	Lado	0,5	0,60	2,39	5,66
		0,8	2,45	9,80	23,19
		1,1	6,37	25,47	60,28

Fuente: Elaboración propia

Se observa que la parrilla necesita de un refuerzo longitudinal, mientras que la selección entre barras cilíndricas o cuadradas depende del stock de los fabricantes y la facilidad para manipularlas en la construcción; por lo tanto, se seleccionan barras transversales cilíndricas de diámetro 5mm.

3.3 Análisis térmico

Para seleccionar la resistencia térmica es necesario calcular las pérdidas de calor a través de la estructura y la energía que necesita la carga por unidad de tiempo, como lo muestra la ecuación (3.8).

$$P_{resistencia} = \dot{Q}_{pérdidas} + \dot{Q}_{carga} + \dot{Q}_{aire} \quad (3.8)$$

Donde:

- $P_{resistencia}$: Potencia de la resistencia eléctrica.
- $\dot{Q}_{pérdidas}$: Flujo de calor a través de las paredes, bordes y esquinas.
- \dot{Q}_{carga} : Flujo de calor de la carga para llegar la temperatura deseada
- \dot{Q}_{aire} : Flujo de calor necesario para precalentar la cámara.

En el análisis térmico se consideran los siguientes supuestos:

- ✓ Estado estable
- ✓ Conducción de calor unidireccional
- ✓ Coeficiente convectivo constante y uniforme

3.3.1 Pérdidas de calor a través de las paredes

Para calcular las pérdidas que se transmiten a través de las paredes se asume la temperatura externa de la estructura en 40°C, mientras que la interna se considera igual a la de operación crítica; es decir, 70°C, finalmente se asume una temperatura ambiente de 27°C. El análisis se basa en calcular los coeficientes convectivos de transferencia de calor, tanto el interno (convección forzada) como el externo (convección natural), para luego determinar el espesor del aislante.

3.3.1.1 Propiedades de la estructura

En la Tabla 3.9 se muestra la conductividad térmica de cada elemento de la estructura, que se utilizará para los cálculos posteriores.

Tabla 3.9. Propiedades de los elementos considerados en la estructura

	Material	Conductividad Térmica $\left[\frac{W}{m * K} \right]$
Pared Externa	Acero al carbono	47
Pared Interna	Acero al carbono	47
Aislante	Poliuretano	0.020

Fuente: Elaboración propia

3.3.1.2 Coeficiente convectivo interno

En esta sección se aplican los conceptos y ecuaciones de convección forzada debido a que se tiene aire fluyendo por acción de un ventilador.

Las propiedades del aire se evalúan a la temperatura de película T_{m1} , siendo la temperatura promedio entre la superficie interna y el fluido.

Se considera la temperatura de la pared interna a 80°C y la temperatura del fluido a lo largo del ducto constante e igual a la de operación crítica de la incubadora, 70°C.

$$T_{m1} = \frac{80 + 70}{2} = 75^{\circ}C$$

$$T_{m1} = 348K$$

El diámetro hidráulico es representado por la ecuación 3.9; donde A_c es el área de la sección transversal y P el perímetro:

$$D_H = \frac{4A_c}{p} \quad (3.9)$$

$$D_H = \frac{4 * 0.32 * 0.027}{(0.32 + 0.32 + 0.027 + 0.027)} = 0.048 \text{ m}$$

Reemplazando los valores de la velocidad promedio (V_m), diámetro hidráulico (D_H) y viscosidad cinemática ν en la ecuación 3.10, se obtiene el número de Reynolds. El valor de la velocidad promedio en los ductos se asume de 6 m/s, según lo recomendado para distribución de aire en equipos

$$Re = \frac{V_{prom} D_H}{\nu} \quad (3.10)$$

$$Re = \frac{6 * 0.048}{20 * 10^{-6}} = 14282.98$$

El número de Reynolds obtenido corresponde a flujo turbulento (ver Anexo B); por lo tanto, se procede a calcular el número de Nusselt con la correlación de Gnielinski (ecuación 3.11).

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{0.5} (Pr^{0.666} - 1)} \quad (3.11)$$

El factor de fricción f se obtiene por medio del programa de cálculos **Engineering Equation Solver (EES)**, para lo cual se ingresa el número de Reynolds y la rugosidad del ducto. Por otro lado, el número de Prandtl se calcula con la ecuación 3.12:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (3.12)$$

Siendo:

- μ : viscosidad dinámica del fluido $\left(\frac{g}{m*s}\right)$
- C_p : calor específico a presión constante del fluido $\left(\frac{J}{g*K}\right)$
- k : conductividad térmica del fluido $\left(\frac{W}{m*K}\right)$

Se obtienen valores de $f=0.0375$ y $Pr=0.700$, lo cuales se reemplazan en la ecuación 3.11 y resulta $Nu=56.22$. Finalmente, de la ecuación 3.13 se determina el coeficiente de convección interno:

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = \frac{hD_H}{k} \quad (3.13)$$
$$h_{int} = \frac{56.22 * 30 * 10^{-3}}{0.048} = 33.87 \left(\frac{W}{m^2K}\right)$$

3.3.1.3 Coeficiente convectivo externo

En esta sección se aplican los conceptos y ecuaciones de convección natural debido a que fuera de la incubadora el aire está fluyendo libremente.

Las propiedades del aire se evalúan a la temperatura de película T_{m2} , siendo la temperatura promedio entre la superficie externa y el fluido.

$$T_{m2} = \frac{40 - 27}{2} = 33.5^{\circ}C$$
$$T_m = 306.5K$$

Se procede a calcular el número de Grashof (ecuación 3.14), cuyas propiedades serán evaluadas a T_{m2} .

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L_c^3}{\nu^2} \quad (3.14)$$

Donde:

- g : aceleración gravitacional $\left(\frac{m}{s^2}\right)$
- β : coeficiente de expansión volumétrica $\beta = \frac{1}{T}$ para gases ideales $\left(\frac{1}{K}\right)$
- T_s : temperatura de la superficie de la pared ($^{\circ}C$)

- T_{∞} : temperatura del fluido ($^{\circ}C$)
- L_c : longitud característica; depende de la geometría (m)
- ν : viscosidad cinemática del fluido ($\frac{m^2}{s}$)

Entonces, se tiene que:

$$Gr = \frac{9.81 * 3.33 * 10^{-3} * (40 - 27) * 1.62^3}{(16.54 * 10^{-6})^2} = 6.5698 * 10^9$$

Con la ecuación 3.12 se obtiene el número de Pr con propiedades evaluadas a T_m ; además, se determina el número de Rayleigh (ecuación 3.15).

$$Ra_L = Gr_L Pr \quad (3.15)$$

Resultando $Pr=0.705$ y $Ra=4.65*10^9$. Estos valores se reemplazan en la relación empírica 3.16 para placas verticales y así obtener el Nusselt y finalmente el coeficiente de convección externo con la ecuación 3.13.

$$Nu = 0.1Ra_L^{1/3} \quad (3.16)$$

$$Nu = 0.1 * (4.65 * 10^9)^{\frac{1}{3}} = 166.94$$

$$h_{ext} = \frac{166.94 * 26.78 * 10^{-3}}{1.62} = 2.76 \left(\frac{W}{m^2K} \right)$$

3.3.1.4 Espesor del aislante

El análisis se basa en considerar las seis paredes del equipo como compuestas y de iguales características. Para lo cual se modela un mallado (Figura 3.6), con espesores correspondientes a placa interna, aislante y placa externa.

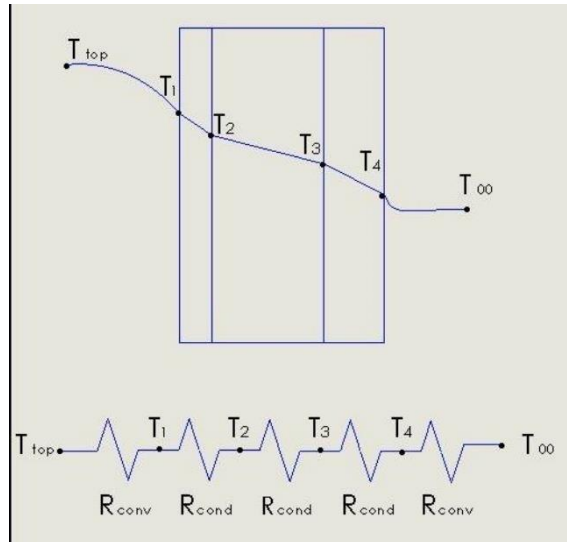


Figura 3.6. Flujo de calor a través de las paredes

Fuente: Elaboración propia

Entonces, el flujo de calor es igual a:

$$Q = \frac{T_{op} - T_{\infty}}{\frac{1}{h_{int} * A} + \frac{e_1}{k_1 * A} + \frac{e_2}{k_2 * A} + \frac{e_3}{k_3 * A} + \frac{1}{h_{ext} * A}} \quad (3.17)$$

Dónde:

- T_{op} = Temperatura de operación.
- T_{∞} = Temperatura ambiente.
- A = Área lateral de la pared.
- h_{int} = Coeficiente convectivo interno.
- h_{ext} = Coeficiente convectivo externo.
- k = Conductividad térmica del material.
- e_1 : espesor de la pared interna
- e_2 : espesor del aislante
- e_3 : espesor de la pared externa

La Figura 3.7 muestra las pérdidas de calor variando el espesor del aislante, utilizando la ecuación 3.17.

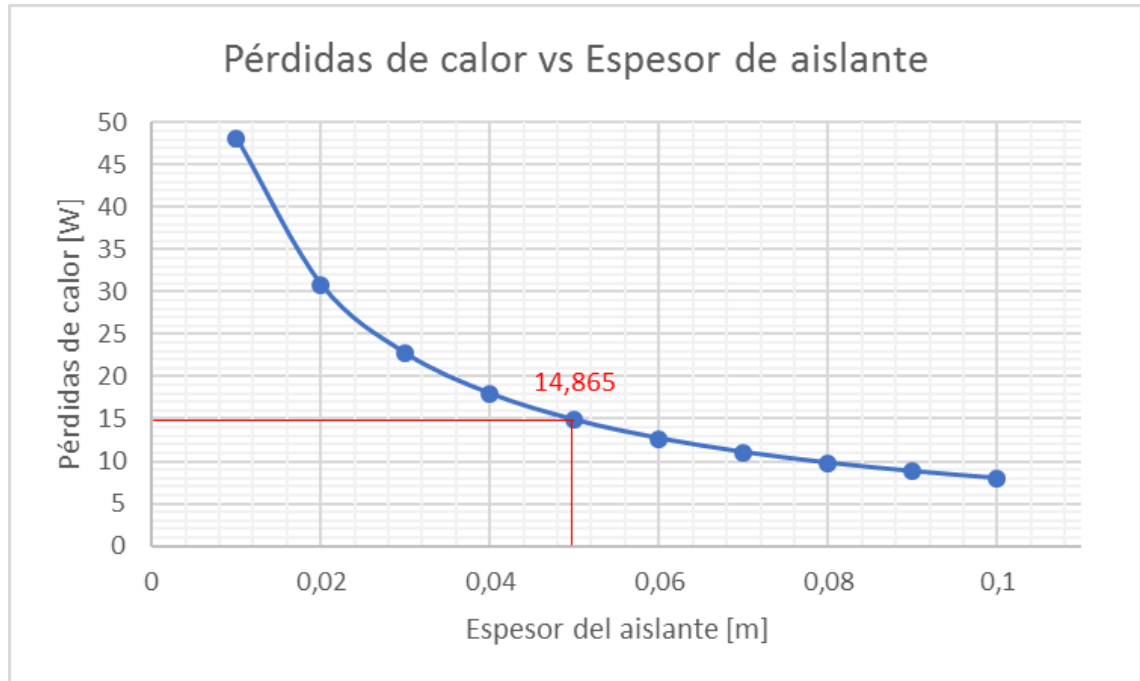


Figura 3.7. Pérdidas de calor vs espesor del aislante

Fuente: elaboración propia

De la Figura 3.7 se observa que a partir de los 5 cm de aislante (correspondiente a 14,86 W), las pérdidas de calor disminuyen en bajas proporciones; por lo que se selecciona este valor debido a que evitaría la aplicación de más aislante en la construcción. Finalmente, se presentan las pérdidas de calor considerando las seis superficies de la incubadora.

Pérdidas de calor por paredes (W)	89.16
-----------------------------------	--------------

3.3.2 Pérdidas de calor por bordes y esquinas

Para obtener las pérdidas que se generan a través de esquinas y bordes se debe utilizar la ecuación (3.18) y se hace referencia la tabla A1 para obtener el factor de forma.

$$\dot{Q}_{bordes,esquinas} = Sk(T_1 - T_2) \quad (3.18)$$

Donde:

- S : factor de forma en la conducción (m)
- k : coeficiente de transferencia de calor por conducción ($\frac{W}{m \cdot K}$)
- T_1 : temperatura interior de la pared ($^{\circ}C$)
- T_2 : temperatura exterior de la pared ($^{\circ}C$)

Tabla 3.10. Pérdidas por bordes y esquinas

	Flujo de calor (W)	Número de paredes	Flujo de calor total (W)
Bordes	0.201	4	0.804
Esquinas	0.00338	8	0.027
Pérdida de calor total (W)	0.831		

Fuente: elaboración propia

Finalmente, se suman las pérdidas a través de la estructura y se obtiene 90W, como se detalla a continuación en la Tabla 3.11:

Tabla 3.11. Pérdidas totales en la estructura

Pérdidas de calor	Valor en (W)
A través de las paredes	89.16
Bordes y esquinas	0.831
Pérdidas de calor total a través de la estructura (W)	90

Fuente: elaboración propia

3.3.3 Energía requerida para calentamiento del aire

Este análisis detalla el calor necesario que se debe entregar al aire dentro de la incubadora para llevarlo a la temperatura de operación. Utilizando la ecuación (3.19), se debe conocer el volumen de aire interno y el tiempo en que se requiere

pre calentar el aire no se debe ser tan brusco para evitar el choque térmico, razón por la cual el tiempo de calentamiento debe estar en un rango de 5 a 10 minutos (Jiménez & Veloza, 2008). Considerando 5 minutos para este análisis, se obtiene:

$$Q_{aire} = m_{aire} * C_{p_{aire}} * (T_{op} - T_{ambiente}) \quad (3.19)$$

Siendo:

- m_{carga} : masa total de la biomasa (Kg)
- $C_{p_{aire}}$: calor específico del aire a presión constante $0.718 \left(\frac{KJ}{Kg * K} \right)$
- T_{op} : Temperatura de operación de la biomasa $70 (^{\circ}C)$
- $T_{ambiente}$: Temperatura ambiente $27(^{\circ}C)$

Sabiendo que el volumen del aire es $0.33 (m^3)$ y la densidad es $1 \left(\frac{Kg}{m^3} \right)$, la masa equivaldría a $0.33 (kg)$. Obteniendo finalmente:

Potencia requerida para calentar el aire (W)	33.96
--	--------------

3.3.4 Energía requerida por la carga

La biomasa está compuesta cerca del 99% por agua en la mayoría de las mezclas; por lo cual, la masa del sistema será asumida como agua para simplificación de cálculos.

$$Q_{carga} = m_{carga} * C_{p_{carga}} * (T_{op} - T_{ambiente}) \quad (3.20)$$

- m_{carga} : masa total de la biomasa (Kg).
- $C_{p_{carga}}$: calor específico de la biomasa a presión constante $4.18 \left(\frac{KJ}{Kg * K} \right)$.
- T_{op} : Temperatura de operación de la biomasa $70 (^{\circ}C)$.
- $T_{ambiente}$: Temperatura ambiente $27(^{\circ}C)$.

Reemplazando los valores en la ecuación 3.20, resulta:

Calor suministrado a la carga (<i>KJ</i>)	7189.6
---	---------------

El tiempo necesario para que la biomasa alcance la temperatura de operación debe ser largo para evitar los choques térmicos entre sí por un cambio brusco de temperatura. Por lo tanto, el tiempo aceptable está entre 10 y 12 horas para alcanzar estado estable, por lo que se considera 10 horas (Jiménez & Veloza, 2008).

Dividiendo el valor obtenido de la ecuación (3.20) para el tiempo que demora en llegar a la temperatura a la operación, se obtiene la cantidad de calor absorbida por la carga.

Potencia requerida por la carga (<i>W</i>)	199.71
--	---------------

3.3.5 Rendimiento de la incubadora

Una vez obtenidas las potencias por pérdidas de calor a través de la estructura, para calentamiento del aire y la que absorbe la carga durante el periodo de calentamiento, se obtiene el requerimiento total del sistema con la ecuación 3.8.

Potencia total entregado por el sistema (<i>W</i>)	323.67
--	---------------

El rendimiento térmico de un sistema de calefacción se lo calcula entre la potencia que necesita la carga y la potencia suministrado por el sistema obteniendo como resultado:

$$\eta = \frac{199.71}{323.67} * 100 = 61.7\%$$

Si se asume un factor de seguridad de 1.5 por las pérdidas que se generarán cuando el operador mantenga la puerta abierta para ingresar la carga, se considera:

Potencia de incubadora (<i>W</i>)	500
-------------------------------------	------------

3.3.6 Diseño de resistencia eléctrica

En esta sección se diseña una resistencia eléctrica de forma tubular de alambre Cromo-Níquel de alta graduación (80%Ni20%Cr). Son muy versátiles y utilizadas en muchas aplicaciones, tales como:

- Hornos.
- Secadoras.
- Industria química
- Calefacción de aire
- Etc.

A continuación, en la Figura 3.8 se presenta un esquema de las partes que conforman una resistencia tubular.

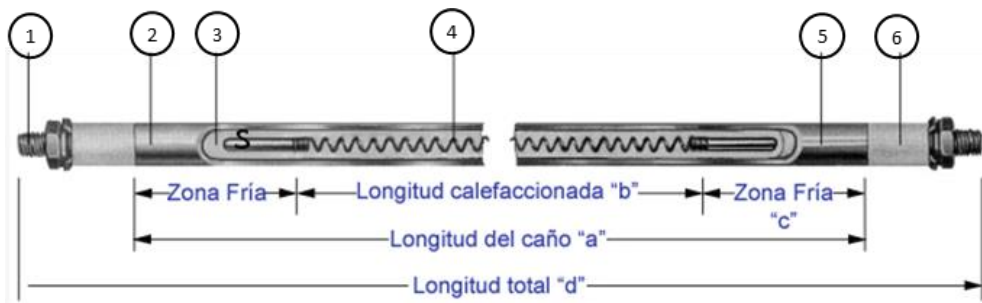


Figura 3.8. Partes de una resistencia tubular

Fuente: (KOUNTARAS HNOS S.R.L., 2008)

Los elementos señalados en la Figura 3.8 se conocen como:

1. Conexiones
2. Sellado estanco
3. Aislante
4. Alambre bobinado
5. Cubierta metálica
6. Aislados cerámicos o de teflón.

Se considera la potencia de la incubadora de $P=500$ W, tensión $V=110$ V y temperatura máxima de operación $T_{op}=70$ °C. De la sección de Anexo B se obtienen los siguientes datos:

- Resistividad eléctrica; $\rho = 1.12 * 10^{-4} \left(\frac{\Omega}{cm} \right)$
- Coeficiente de resistividad; $C_t = 1.008$
- Carga específica; $p = 18.95 \left(\frac{W}{cm^2} \right)$
- Diámetro espiral $D/d = 6$
- Paso de arrollamiento $S/d = 4$

Finalmente, se detalla las dimensiones de la resistencia. cada dimensión de la resistencia. Como primer punto de la ecuación 3.21 se calcula el diámetro del alambre de Cromo-Níquel.

$$d = 0.74 * \sqrt[3]{\left(\frac{P}{V}\right)^2 * \frac{C_t * \rho}{p}} \quad (3.21)$$

$$d = 0.74 * \sqrt[3]{\left(\frac{500}{110}\right)^2 * \frac{1.008 * (1.12 * 10^{-4})}{18.5}}$$

$$d = 0.037 \text{ (cm)}$$

Con ese diámetro y la ecuación 3.22 se procede a calcular la longitud total del alambre.

$$l = \frac{P}{\pi * d * p} \quad (3.22)$$

$$l = \frac{500}{\pi * 0.037 * 18.95} \text{ (cm)}$$

$$l = 226 \text{ (cm)}$$

A continuación, con los dos valores obtenidos anteriormente y la ecuación 3.23 se procede a calcular el número de espiras que deberá llevar el alambre.

$$N = \frac{L}{\pi * (D - d)} \quad (3.23)$$

$$N = \frac{1000 * 2.26}{\pi * (2.22 - 0.37)}$$

$$N = 389 \text{ Espiras}$$

Luego de haber calculado la longitud y el número de espiras que llevará el alambre, con la ecuación 3.24 se calcula el valor de la longitud de la espira cuando ella está comprimida

$$L_w = N * d \quad (3.24)$$

$$L_w = 389 * 0.037 \text{ (cm)}$$

$$L_w = 14.39 \text{ (cm)}$$

Finalmente, con la ecuación 3.25 se procede a calcular la longitud de la espira cuando ella está extendida

$$L = s * N \quad (3.25)$$

$$L = 0.148 * 389 \text{ (cm)}$$

$$L = 57.57 \text{ (cm)}$$

3.4 Modelo matemático y simulaciones

El requerimiento principal del sistema es la homogeneidad de la temperatura en el volumen donde se colocarán los envases; es decir, el espacio disponible para colocar las parrillas, cuyas medidas se especifican a continuación:

- Base: 450 mm
- Altura: 1100 mm
- Profundidad: 450 mm

Las zonas frías y calientes serán determinadas utilizando el método de Diferencias Finitas, realizando balances de energía en cada nodo. Para este análisis se considera:

- Transferencia de calor bidimensional.
- Condiciones de frontera conocidas.
- Coeficiente de convección conocido y uniforme.

Las condiciones de frontera se asumen de 70°C para los tres extremos (considerando superficies internas de la incubadora como rerradiantes), como lo muestra el esquema en la Figura 3.9.

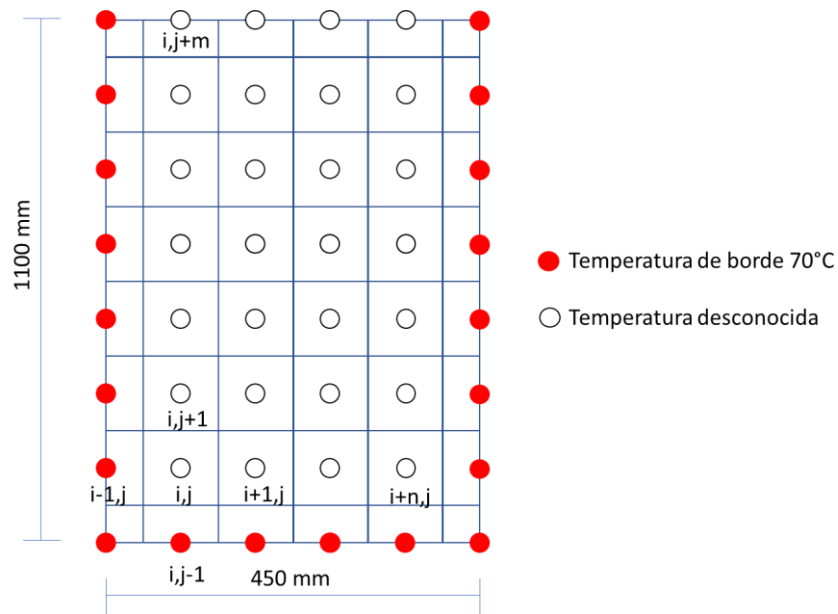


Figura 3.9. Esquema de análisis nodal

Fuente: Elaboración propia

Para cada nodo interno “ i,j ” se asume la transferencia de calor como en la Figura 3.10 y la convección en cada superficie se expresa en la ecuación 3.26.

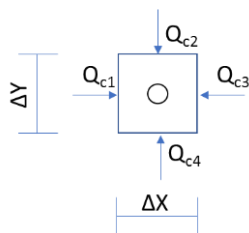


Figura 3.10. Balance de energía en nodo i,j

Fuente: Elaboración propia

$$Q_c = hA_s(T_{i\pm 1,j} - T_{i,j})$$

$$Q_c = hA_s(T_{i,j\pm 1} - T_{i,j})$$
(3.24)

Finalmente, asumiendo $\Delta X = \Delta Y$ en el balance de energía, la temperatura para cada nodo “i,j” resulta:

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 0$$

$$\frac{(T_{i-1,j} - T_{i,j})}{h(W\Delta Y)} + \frac{(T_{i,j+1} - T_{i,j})}{h(W\Delta X)} + \frac{(T_{i+1,j} - T_{i,j})}{h(W\Delta Y)} + \frac{(T_{i,j-1} - T_{i,j})}{h(W\Delta X)} = 0$$

$$T_{i,j} = \frac{T_{i-1,j} + T_{i+1,j} + T_{i,j-1} + T_{i,j+1}}{4}$$
(3.25)

Con ayuda de una hoja de cálculo de Excel, se ingresan las ecuaciones como se muestra en la Figura 3.11 y se hace el mismo procedimiento en cada nodo.

	A	B	C	D
1	70			
2	70			
3	70 =			
4		70	70	70

$$=(A3+B2+C3+B4)/4$$

Figura 3.11. Ecuación nodal en Excel

Fuente: Elaboración propia

Finalmente, se resuelven todas las ecuaciones y se obtiene la distribución de temperatura como se muestra en la Figura 3.12.

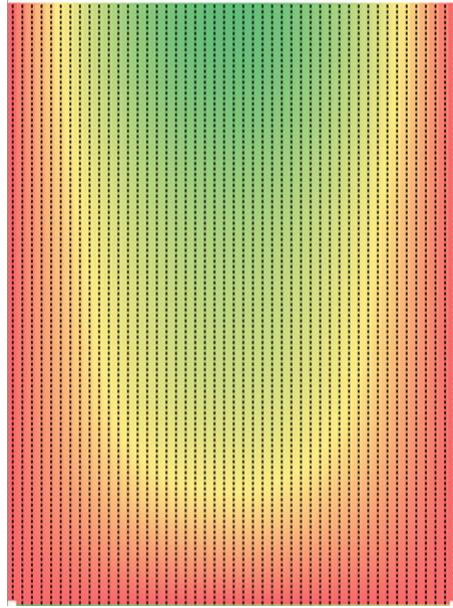


Figura 3.12. Distribución de temperatura (análisis nodal)

Temperatura máxima: 70 °C; Temperatura mínima: 69,63 °C

Fuente: Elaboración propia

De manera semejante, utilizando el complemento Flow Simulation de SolidWorks, la distribución de temperatura resulta (Figura 3.13):

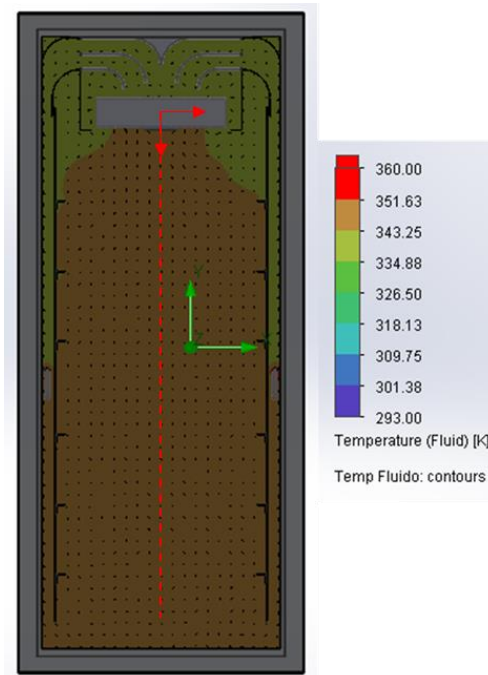


Figura 3.13. Distribución de temperatura Flow Simulation

Fuente: Elaboración propia

La Figura 3.13 muestra la distribución en toda la incubadora; sin embargo, los cálculos teóricos fueron realizados sólo para el volumen correspondiente al alojamiento de los envases. Por lo tanto, en la Figura 3.14 se muestra cómo varía la temperatura respecto a la altura (punto de referencia color rojo en figura 3.13).

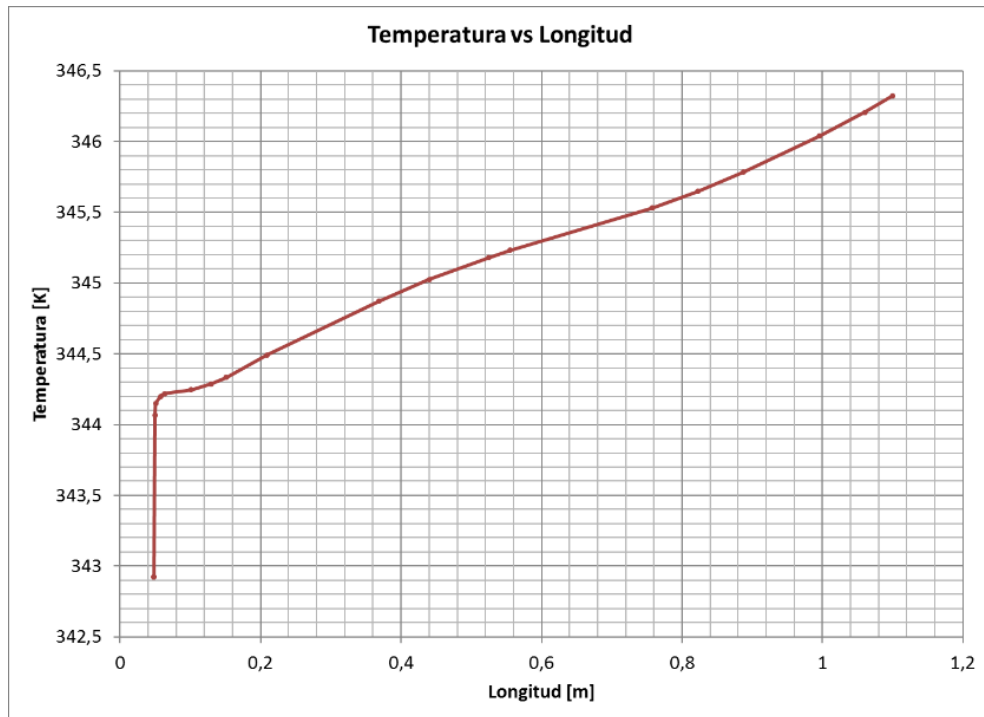


Figura 3.14. Temperatura vs longitud

Fuente: Elaboración propia

Los valores mínimos y máximos son 69,92°C y 73,32°C, respectivamente. Por lo que se muestra una diferencia porcentual de 0,25% y 4,75% respecto a los valores teóricos, permitiendo inferir que se cumplen con los requerimientos del diseño.

3.5 Análisis de costos

En esta sección se detallan los costos directos e indirectos para la implementación del proyecto, además se realiza la comparación con equipos de laboratorio cotizados por la facultad.

3.5.1 Costos directos

Los costos directos consideran los valores de todos los materiales, accesorios y equipos a utilizar, como se muestra el detalle en la Tabla 3.12.

Tabla 3.12. Costos directos

No	Componente	Unidad	Cantidad	Valor Unit.	Valor Total
1	Ángulo 20x3 mm, 6 m	u	1	\$ 5,11	\$ 5,11
2	Barra cuadrada 11mm, 6m	u	3	\$ 4,21	\$ 12,63
3	Barra redonda lisa 5.5 mm, 6m	u	7	\$ 1,04	\$ 7,28
4	Electrodos E6011	kg	1	\$ 5,00	\$ 15,00
5	Pernos de acero, tuerca y anillo 8x80 mm	u	16		\$ 6,00
6	Plancha A36 50x110x2 mm	u	2	\$ 12,00	\$ 24,00
7	Poliuretano	kg	6	\$ 6,50	\$ 39,00
8	Potenciómetro simple	u	1	\$ 0,31	\$ 0,31
9	Refrigerador	u	1	\$ 40,00	\$ 40,00
10	Resistencia carbón 1k	u	2	\$ 0,03	\$ 0,06
11	Resistencia carbón 220 Ohm	u	2	\$ 0,03	\$ 0,06
12	Resistencia eléctrica 300W, 1 m	u	2	\$ 60,00	\$ 120,00
13	Mano de obra	u			\$ 367,00
				Total	\$ 636,45

Fuente: Elaboración propia

3.5.2 Costos indirectos

Son los valores de producción del objeto, no se relacionan directamente a la construcción; como por ejemplo sueldos del personal administrativo, alquiler de un bien, entre otros. Para este caso en particular, se considera la ingeniería de la incubadora y los imprevistos, equivalente al 15% de los costos directos.

Tabla 3.13. Costos indirectos

Descripción	Valor Total
Ingeniería de la incubadora	\$ 800,00
Imprevistos	\$ 95,47
Total	\$ 895,47

Fuente: Elaboración propia

Finalmente, se observa que el costo total de la incubadora representaría una inversión alrededor de **\$1532**. El costo de mano de obra considera tanto de construcción del equipo como programación del sistema de control; mientras que la ingeniería de la incubadora es realizada por dos personas encargadas de este proyecto. La inversión puede ser comparada con equipos cotizados por la facultad, donde se observa un gran costo.

Tabla 3.14. Precios de incubadoras

Descripción	Costo
Incubadora de 318 L	\$ 10.333,80
Incubadora refrigeradora de 500 L	\$ 6.700,00
Incubadora propia de 305 L	\$ 1532,00

Fuente: Elaboración propia

3.6 Cronograma de trabajo

Una vez obtenidos los resultados teóricos se procede a detallar los días estimados para cada tarea.

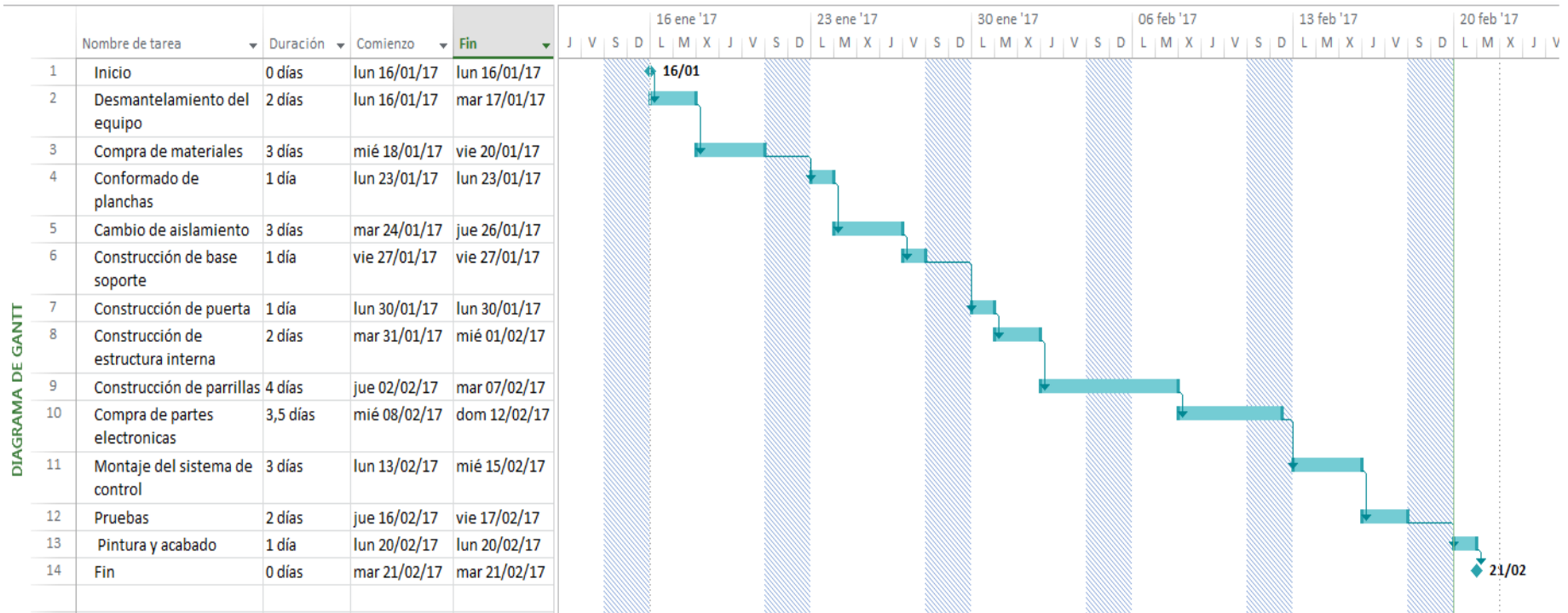


Figura 3.15. Cronograma de trabajo

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

El diseño y construcción de la incubadora surge por la necesidad de obtener datos reales sobre la digestión anaeróbica utilizando diferentes mezclas de biomasa, considerando factores como el impacto ambiental y costos para la fabricación del equipo.

Para el diseño de forma se consideraron modelos de hornos e incubadoras, además de los requerimientos actuales como parrillas desmontables y un sistema de distribución de aire teniendo como principal limitación el espacio disponible del equipo reciclado.

Al momento de seleccionar la refrigeradora reciclada se consideró que su estructura externa sea resistente y se encontrara en buen estado, caso contrario resultaría más caro adecuarla y evitar que sean de cartón prensado puesto que con el pasar del tiempo estas se deterioran fácilmente, otro punto a considerar fueron sus dimensiones pues de esto dependería la capacidad de la incubadora, finalmente las condiciones de su estructura interna fueron irrelevantes debido a que se tendría que adecuar completamente.

Debido al poco espacio para colocar perchas desmontables, se soldaron ángulos de 20 x 3 mm a las planchas laterales. El espesor de 2mm de estas planchas evitan la deformación al momento de soldar.

El cálculo para las parrillas se basó en la deflexión de vigas con carga concentrada y distribuida, cuyas dimensiones fueron tomadas de catálogos de diferentes fabricantes. Se obtuvo resultados similares entre barras cuadradas y cilíndricas; sin embargo, la selección de las cuadradas facilitó su construcción.

Con respecto a los cálculos térmicos, se decidió utilizar poliuretano como material aislante debido a sus excelentes propiedades físicas: resistente, rígido, liviano, impermeable, larga vida útil y de fácil colocación; además de que muchas refrigeradoras vienen con espuma de poliuretano incluida, ahorrando costos de materia prima.

Para el cálculo de la potencia fueron necesarias realizar varias asunciones según nuestro criterio ingenieril para simplificar los cálculos, tales como, asumir a la biomasa como agua y así poder utilizar los calores específicos de esta debido a que aún no existe este tipo de información sobre la biomasa, de la misma manera se utilizaron factores de seguridad en nuestros cálculos para evitar que el sistema falle por algún error humano

Se seleccionaron resistencias eléctricas tubulares de alambre Cromo-Níquel de alta graduación (80%Ni20%Cr), debido a que sus aplicaciones más comunes son: calefacción en sistemas de aire acondicionado, secadoras, hornos eléctricos, entre otros.

4.1 Conclusiones

- Se realizó el diseño y construcción de un prototipo de incubadora con una capacidad neta de 305 L, cuyo rango de temperatura es de 27 a 70 °C y se consideran dos sistemas principales: distribución de aire y control de temperatura.
- Para la construcción se utilizaron equipos y materiales reciclados, logrando disminuir costos de inversión y favoreciendo el impacto ambiental.
- El diseño de las perchas y parrillas se realizó para soportar cargas de hasta 25 kg, teniendo en cuenta las dimensiones de los envases. El material seleccionado es acero ASTM A36, debido a que los envases estarán sellados y no habrá riesgo de contaminación en las muestras.
- El sistema de distribución de aire consta de un ventilador colocado en la parte superior y dos conductos para circular el aire por las resistencias eléctricas ubicadas en las paredes laterales, calentándolo para poder ser distribuido uniformemente dentro de la incubadora.
- El tiempo necesario para precalentamiento del aire antes de ingresar la carga es de 5 minutos; sin embargo, para que esta llegue al equilibrio con la temperatura

de operación es de aproximadamente 10 horas. Estos valores son considerados para evitar el choque térmico e inhibir a los microorganismos.

- Se estableció un factor de seguridad de 1.5, con lo que se obtuvo una eficiencia de 61.7%.
- La potencia fue calculada en base a las pérdidas de calor por las paredes y lo que se necesita para calentar el aire y la carga, obteniendo una potencia de 500W o 0.67 HP.
- Las resistencias eléctricas fueron diseñadas para una potencia de 500 W y una tensión de 110V, obteniendo un diámetro de hilo de 0.037 cm enrollada en 389 espiras y con una longitud total de 57.57 cm.
- Los resultados teóricos con las simulaciones infieren en un porcentaje máximo de 5%, lo que validó las asunciones y permite garantizar pequeñas variaciones de temperatura dentro del sistema.
- Finalmente, el costo total del proyecto oscila alrededor de los \$1532. Valor mínimo considerando que los equipos de laboratorio cotizados superan por 4 o 7 veces al establecido.

4.2 Recomendaciones

- Se recomienda no abrir la incubadora por periodos extensos mientras esté operando, refiriéndonos al proceso de carga o descarga de biomasa. Es favorable tener los envases listos para ingresarlos y así disminuir la transferencia de calor con el medio cuando se abre la incubadora.
- Para la aplicación del poliuretano (en caso de ser necesaria su aplicación), contar con el equipo de protección personal adecuado, ya que al producirse la reacción exotérmica se liberan olores perjudiciales para la salud.
- La incubadora fue diseñada con una temperatura máxima de operación de 70 °C, por lo que se debe tener precaución de no sobrepasar dicha temperatura para evitar la sobrecarga del sistema.

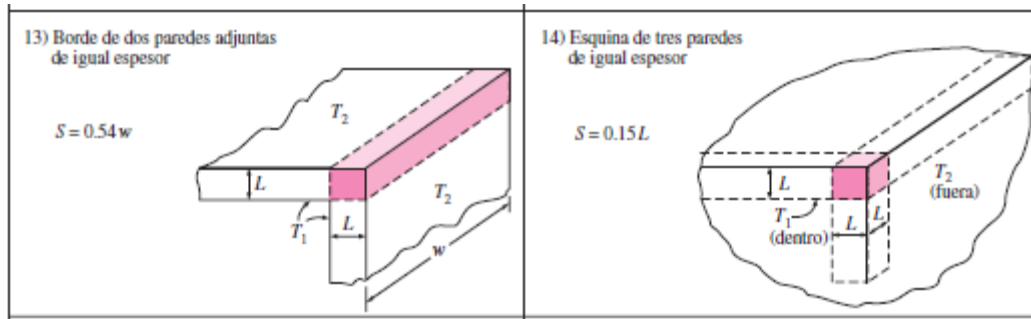
BIBLIOGRAFÍA

1. Badurek, C., & Petruzzello, M. (2004). *Britannica Encyclopedia: Biogas*. Obtenido de <https://www.britannica.com/technology/biogas>
2. Beer, F., & Johnston, R. (2009). *Mecánica de Materiales, quinta edición*. México D.C.: McGRAW-HILL/Interamericana Editores, S.A. de C.V.
3. Blanco, F. (2006). Obtenido de Universidad de Oviedo Web site: <http://www6.uniovi.es/usr/fblanco/Leccion2.Hornos.RESISTENCIAS.2006.pdf>
4. Çengel, Y. A. (2011). *Transferencia de Calor y Masa*. McGraw-Hill Interamericana de España.
5. Echeverría, D., & Saca, J. (2015). *Diseño de un banco de pruebas para un proceso estándar de fermentación y de un biodigestor familiar para uso en zonas rurales de la provincia del Guayas*. ESPOL, Guayaquil.
6. Hurel, J., Lucio, I., & Lupe, M. (2011). *Proyecto sobre comercialización y producción de biodigestores para su implementación en el sector agrícola de la provincia del Guayas*. ESPOL, Guayaquil.
7. Jiménez, J., & Veloza, J. (2008). *Modelo funcional de una incubadora de huevos para la industria avícola*. Bucaramanga.
8. Jördening, H.-J., & Winte, J. (2005). *Environmental Biotechnology: Concepts and Applications*. Weinheim: WILEY-VCH Verlag GmbH Co. KGaA.
9. KOUNTARAS HNOS S.R.L. (2008). Obtenido de http://www.kountaras.com/documentos_html/tubulares.html
10. Kristjansson, J. (1992). *Thermophilic Bacteria*. Boca Raton: CRC Press LLC.
11. Lens, P., Westermann, P., Haberbauer, M., & Moreno, A. (2005). *Biofuels for Fuel Cells*. London; Seattle: IWA Publishing.
12. MINENERGIA, PNUD, FAO, & GEF. (2011). *MANUAL DE BIOGÁS*. Santiago de Chile.
13. Norton, R. (2013). *Diseño de Maquinaria*. México D.F.: Mc GRAW-HILL.
14. Rohstoffe, F. N. (2010). *Guía sobre el Biogás*. Eschborn: Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e. V. (FNR).
15. Santos, K. (2015). *Biogás por Digestión Anaerobia Termofílica de la Fracción Orgánica de los Residuos Sólidos Urbanos*. ESPOL, Guayaquil.
16. Vilar, J., Gómez, F., & Tejero, M. (1997). *Las siete nuevas herramientas para la mejora de la calidad*. FC Editorial.

APÉNDICES

ANEXO A

Tabla A1.- factores de forma para transferencia de calor a través de bordes y esquinas



Fuente: Çengel, 2011

Tabla A2.- correlaciones empíricas para calcular el número de Nusselt en función de su geometría

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
<p>Placa vertical</p>	L	$10^4 - 10^9$ $10^9 - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra^{1/4}$ (9-19) $Nu = 0.1Ra^{1/3}$ (9-20) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{1/4}} \right\}^2$ (9-21) (compleja pero más exacta)
<p>Placa inclinada</p>	L		Utilícese las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese g por $g \cos \theta$ para $Ra < 10^9$
<p>Plástico horizontal (Área superficial A y perímetro p) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)</p>	A_s/p	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra^{1/4}$ (9-22) $Nu = 0.15Ra^{1/3}$ (9-23)
<p>b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría)</p>		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra^{1/4}$ (9-24)

Fuente: Çengel, 2011

ANEXO B

a) Convección forzada

- ✓ Número de Nusselt

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

- ✓ Número de Reynolds

$$Re = \frac{V_{prom} D_H}{\nu}$$

$0 < Re < 2300$ (Flujo Laminar)

$2300 < Re < 10000$ (Flujo en Transición)

$Re > 10000$ (Flujo turbulento)

- ✓ Correlación de Gnielinski

$$Nu = \frac{\frac{f}{8} (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8} \right)^{0.5} (Pr^{0.666} - 1)}$$

f =factor de fricción

Válida para:

$$0.5 < Pr < 2000$$

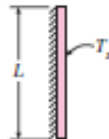
$$3000 < Re < 5 \cdot 10^6$$

$$3000 < Re < 5 \cdot 10^6 \text{ (Flujo desarrollado)}$$

b) Convección Natural

Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convección natural:

- ✓ Placa vertical



La longitud característica es el largo. Si el número de Rayleigh está entre:

$$10^4 - 10^9, \text{ entonces } Nu = 0.59 Ra_L^{1/4}$$

$$10^9 - 10^{13}, \text{ entonces } Nu = 0.1 Ra_L^{1/3}$$

ANEXO C

Aleación Ni-Cr	80-20	70-30	60-15	40-20	30-20	20-25
Composición aproximada:						
Ni %	80	70	60	37	30	20
Cr %	20	30	15	18	20	25
Fe %	<1	<1	20	40	45	50
Densidad kg/m ³	8.300	8.100	8.200	7.900	7.900	7.800
Temperatura de fusión °C	1.400	1.380	1.390	1.390	1.390	1.380
Temperatura máxima de utilización °C	1.200	1.250	1.150	1.100	1.100	1.050
Calor específico a 20 °C kJ/kg · K	0,45	0,45	0,45	0,46	0,50	0,50
Conductividad térmica W/mk a 20 °C	15	14	13	13	13	13
Coefficiente dilatación lineal 20-1.000 °C/°C ⁻¹	18	18	17	19	19	19
Resistencia a la rotura 20 °C N/mm ²	700	800	700	700	700	700
900 °C N/mm ²	100	100	100	120	120	120
Resistencia al creep 800 °C N/mm ²	15	15	15	20	20	20
1.000 °C N/mm ²	4	4	4	4	4	4

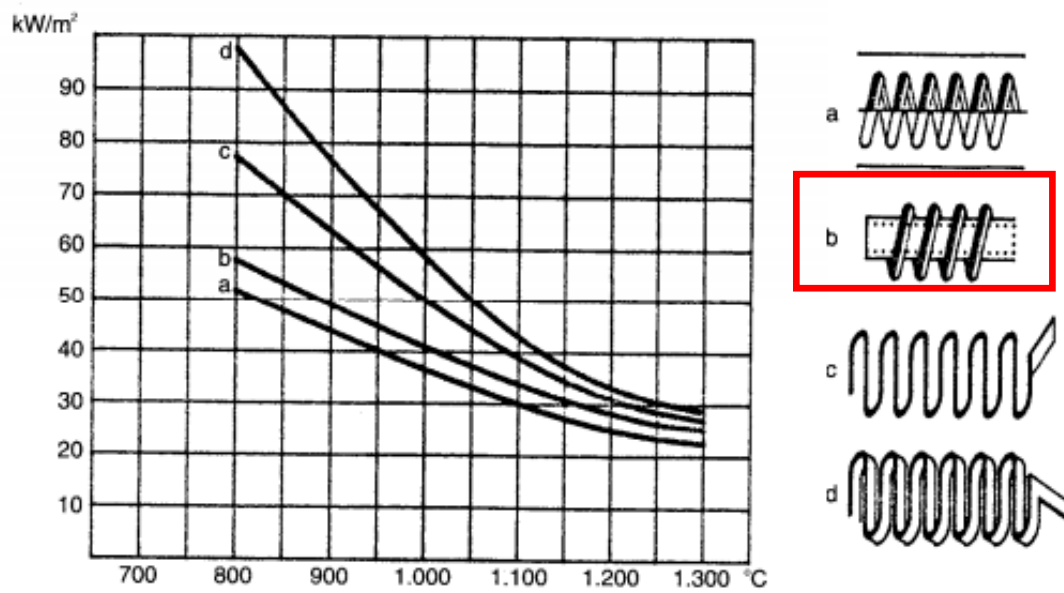
Figura C1. Características principales de aleaciones de base Ni-Cr

Fuente: (Blanco, 2006)

Aleación Ni-Cr	80-20	70-30	60-15	40-20	30-20	20-25
Resistividad eléctrica $\mu\Omega\text{cm}$						
20 °C	112	119	113	105	104	95
100 °C	113	120	114	108	107	99
200 °C	113	122	116	111	111	103
300 °C	114	123	118	114	114	107
400 °C	115	124	120	117	117	111
500 °C	116	125	122	120	120	115
600 °C	115	124	121	122	122	118
700 °C	114	124	121	124	124	120
800 °C	114	124	122	126	126	122
900 °C	114	124	123	128	128	124
1.000 °C	115	124	124	130	130	126
1.100 °C	116	125	125	132	132	126
1.200 °C	117	126	—	—	—	—
Coefficiente de resistividad						
20 °C	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
100 °C	1,009	1,009	1,009	1,028	1,029	1,042
200 °C	1,009	1,025	1,027	1,057	1,067	1,084
300 °C	1,018	1,034	1,044	1,086	1,096	1,126
400 °C	1,027	1,042	1,062	1,114	1,125	1,168
500 °C	1,036	1,050	1,080	1,143	1,154	1,210
600 °C	1,027	1,042	1,071	1,162	1,173	1,242
700 °C	1,018	1,042	1,071	1,181	1,192	1,263
800 °C	1,018	1,042	1,080	1,200	1,211	1,284
900 °C	1,018	1,042	1,089	1,219	1,231	1,305
1.000 °C	1,027	1,042	1,097	1,238	1,250	1,326
1.100 °C	1,036	1,050	1,115	1,257	1,269	—
1.200 °C	1,045	1,050	—	—	—	—

Figura C2. Resistividad eléctrica de las aleaciones Ni-Cr

Fuente: (Blanco, 2006)



- (a).- Alambre arrollado en espiral o pletina ondulada sobre ranuras.
- (b).- Alambre arrollado en espiral sobre tubos cerámicos.
- (c).- Alambre ondulado y dispuesto verticalmente con soportes de gancho.
- (d).- Pletina ondulada y dispuesta verticalmente con soportes de gancho.

Figura C3. Potencia y temperatura máxima según la disposición de la resistencia

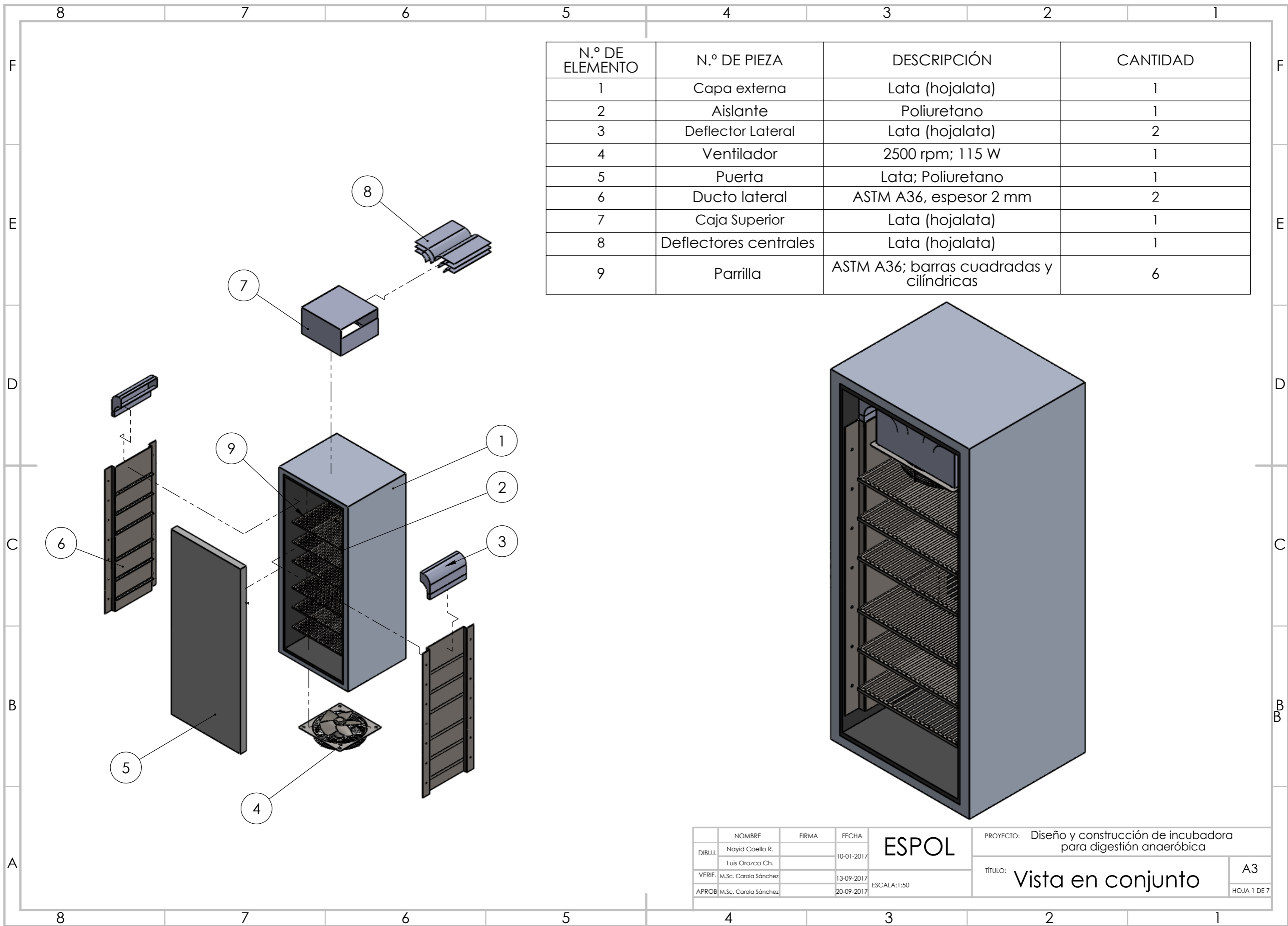
Fuente: (Blanco, 2006)

	aleación Ni-Cr		aleación Fe-Ni-Al	
	en ranuras	en tubos	en ranuras	en tubos
D/d elementos < 1000°C	6-9	12-14	6-8	12-14
D/d elementos > 1000°C	5-8	12-14	5-6	12-14
paso S/d	2-3	3-6	2-3	3-6

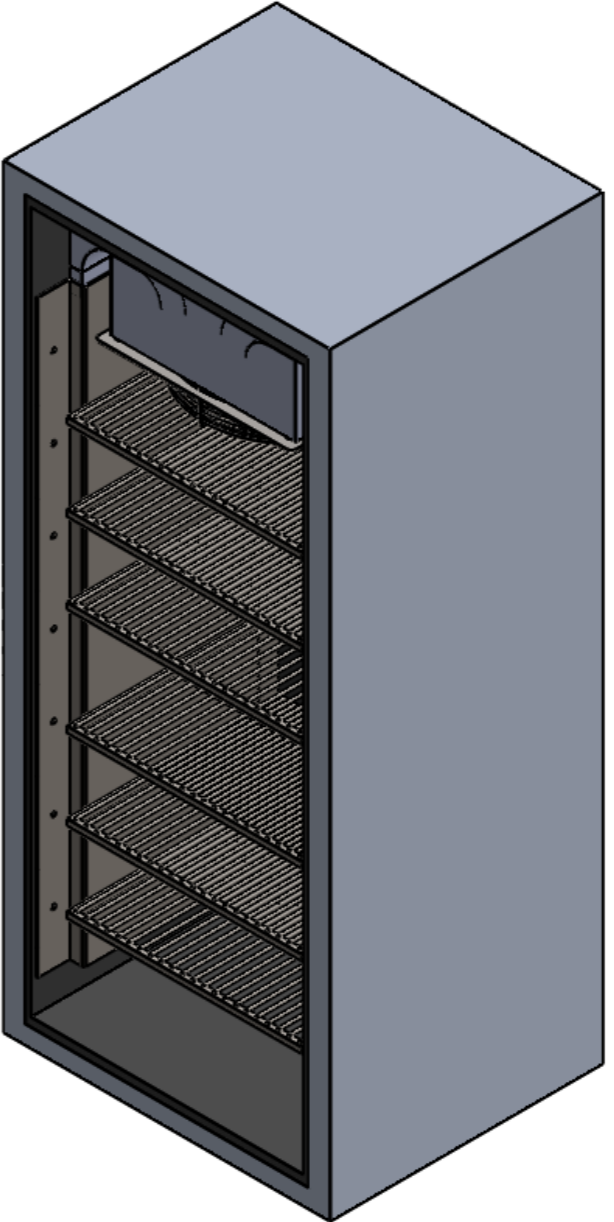
Figura C4. Relación de diámetros de la espiral según el tipo de aleación

Fuente: (Blanco, 2006)

PLANOS



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Capa externa	Lata (hojalata)	1
2	Aislante	Poliuretano	1
3	Deflector Lateral	Lata (hojalata)	2
4	Ventilador	2500 rpm; 115 W	1
5	Puerta	Lata; Poliuretano	1
6	Ducto lateral	ASTM A36, espesor 2 mm	2
7	Caja Superior	Lata (hojalata)	1
8	Deflectores centrales	Lata (hojalata)	1
9	Parrilla	ASTM A36; barras cuadradas y cilíndricas	6



	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO: Diseño y construcción de incubadora para digestión anaeróbica	TÍTULO: Vista en conjunto	A3
DIBUJ.	Nayid Coello R. Luis Orozco Ch.		10-01-2017				
VERIF.	M.Sc. Carola Sánchez		13-09-2017	ESCALA: 1:50			HOJA 1 DE 7
APROB.	M.Sc. Carola Sánchez		20-09-2017				

4

3

2

1

F

F

E

E

D

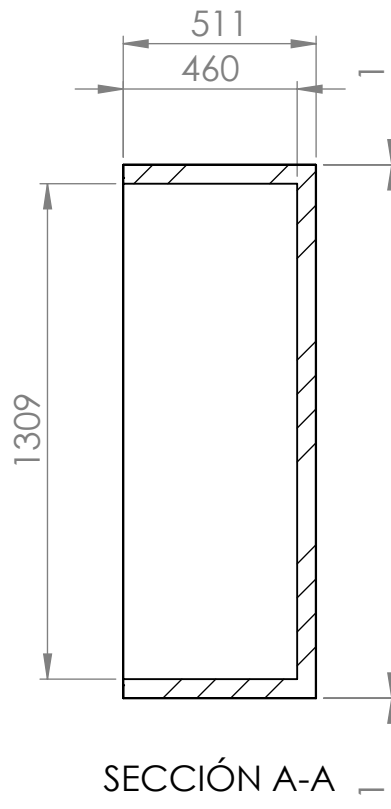
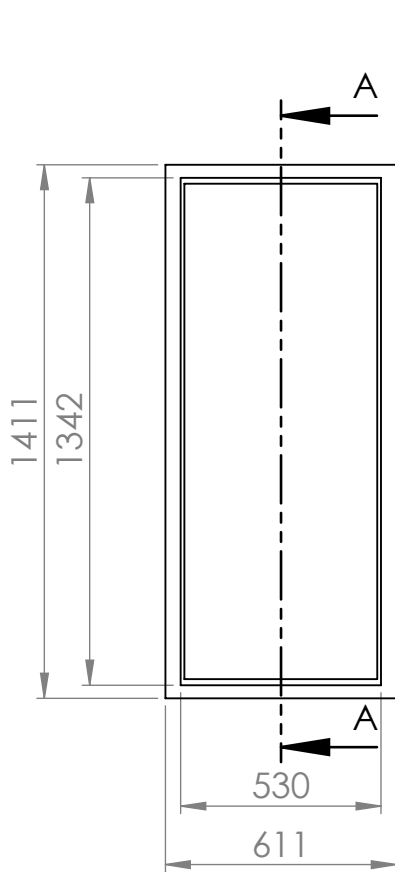
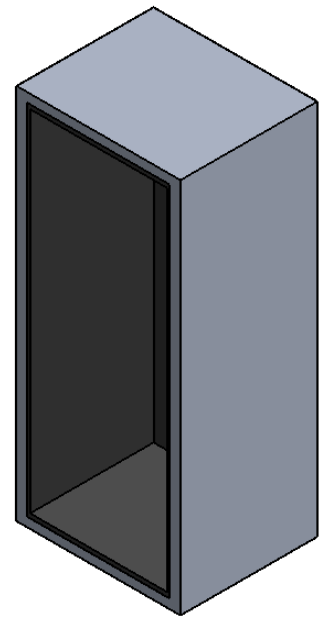
D

C

C

B

B



A

A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL
DIBUJ.	Nayid Coello R.		10-01-2017	
	Luis Orozco Ch.			
VERIF.	M.Sc. Carola Sánchez		13-09-2017	
APROB.	M.Sc. Carola Sánchez		20-09-2017	ESCALA:1:20

PROYECTO:	Diseño y construcción de incubadora para digestión anaeróbica	
TÍTULO:	Estructura externa y aislante	A4
		HOJA 2 DE 7

4

3

2

1

4 3 2 1

F

F

E

E

D

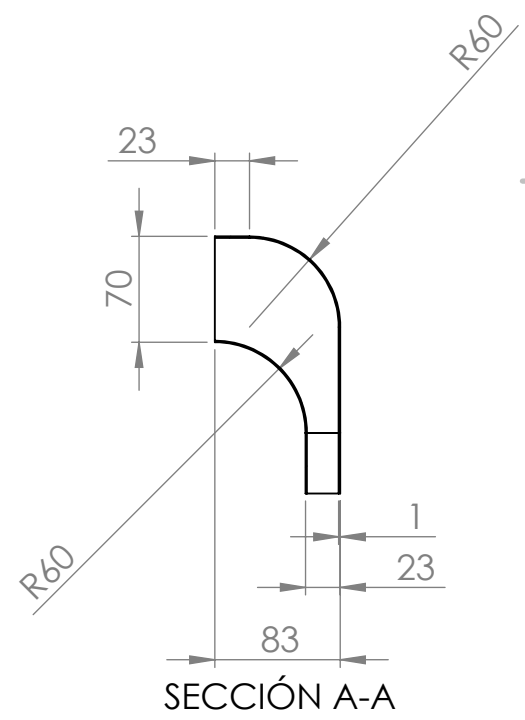
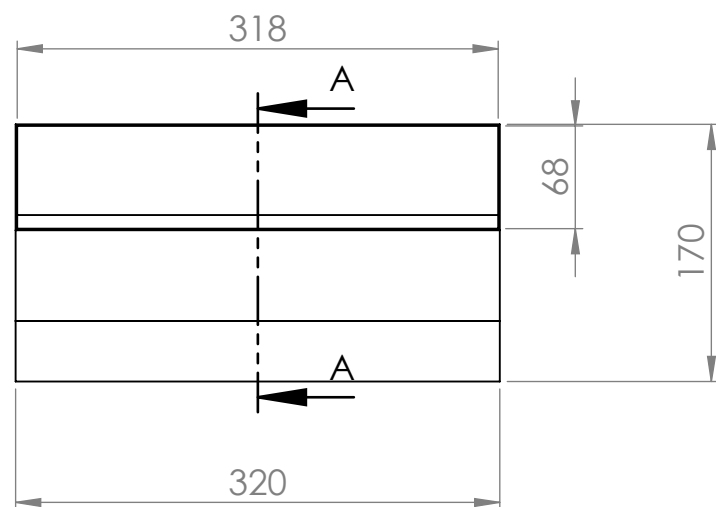
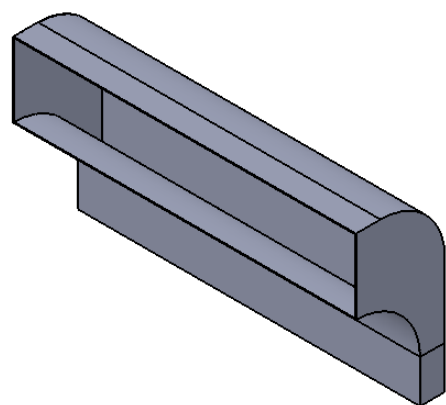
D

C

C

B

B



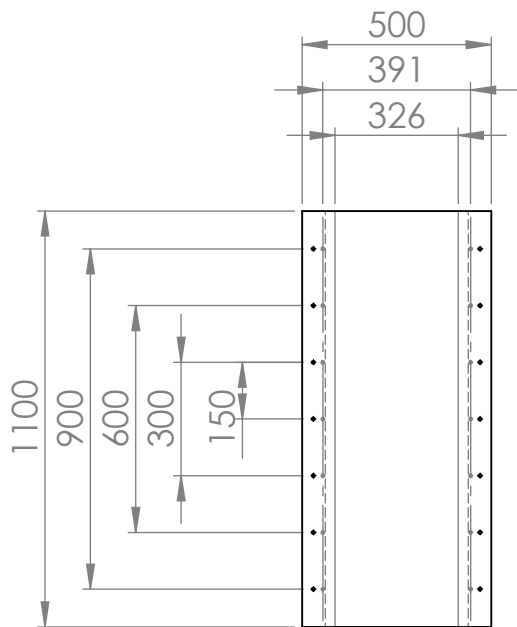
SECCIÓN A-A

A

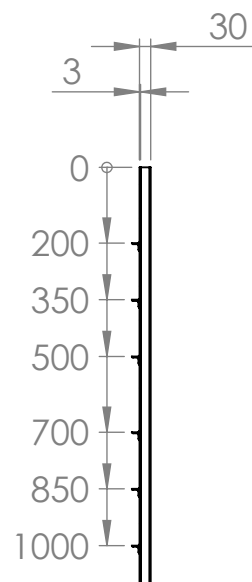
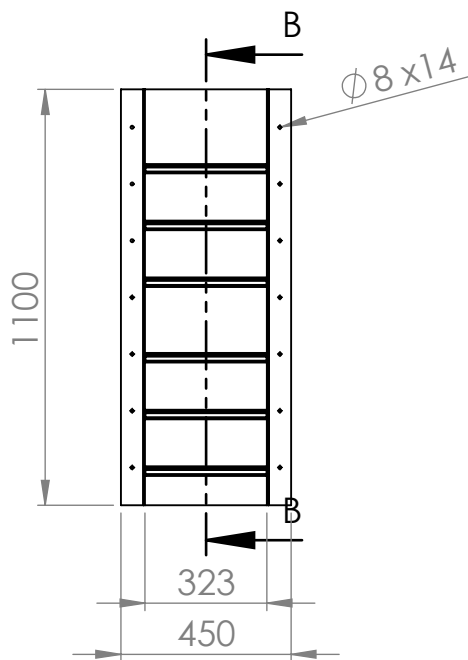
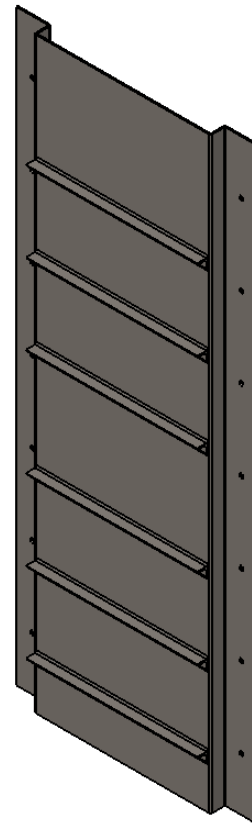
A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO:	Diseño y construcción de incubadora para digestión anaeróbica	
DIBUJ.	Nayid Coello R. Luis Orozco Ch.		11-01-2017		TÍTULO:	Deflector lateral	A4
VERIF.	M.Sc. Carola Sánchez		13-09-2017	ESCALA:1:5			
APROB	M.Sc. Carola Sánchez		20-09-2017			HOJA 3 DE 7	

4 3 2 1



Vista chapa metálica



SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 20

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Nayid Coello R.		11-01-2017
	Luis Orozco Ch.		
VERIF.	M.Sc. Carola Sánchez		13-09-2017
APROB.	M.Sc. Carola Sánchez		20-09-2017

ESPOL

PROYECTO: Diseño y construcción de incubadora para digestión anaeróbica

TÍTULO: Ductos laterales

A4

HOJA 4 DE 7

4

3

2

1

F

F

E

E

D

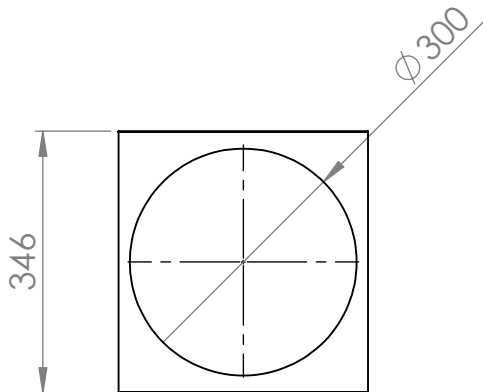
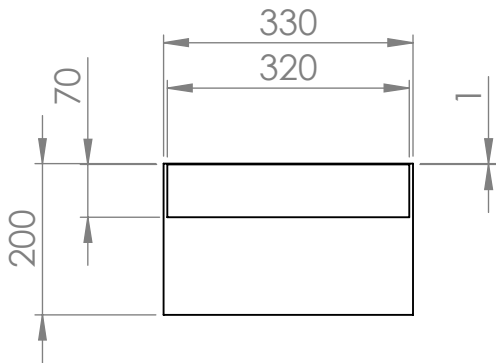
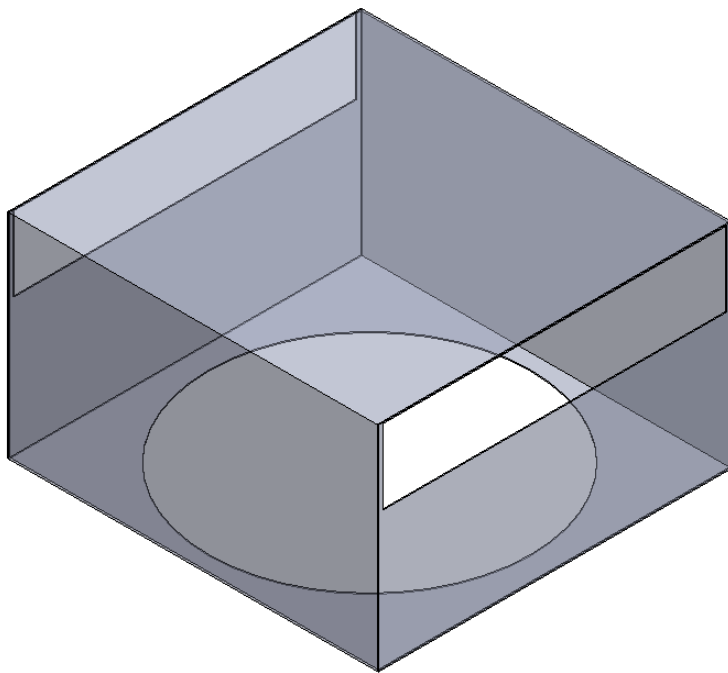
D

C

C

B

B



A

A

	NOMBRE	FIRMA	FECHA
DIBUJ.	Nayid Coello R.		12-01-2017
	Luis Orozco Ch.		
VERIF.	M.Sc. Carola Sánchez		13-09-2017
APROB.	M.Sc. Carola Sánchez		20-09-2017

ESPOL

PROYECTO: Diseño y construcción de incubadora para digestión anaeróbica

TÍTULO: Caja Superior

A4

HOJA 5 DE 7

ESCALA:1:10

4

2

1

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

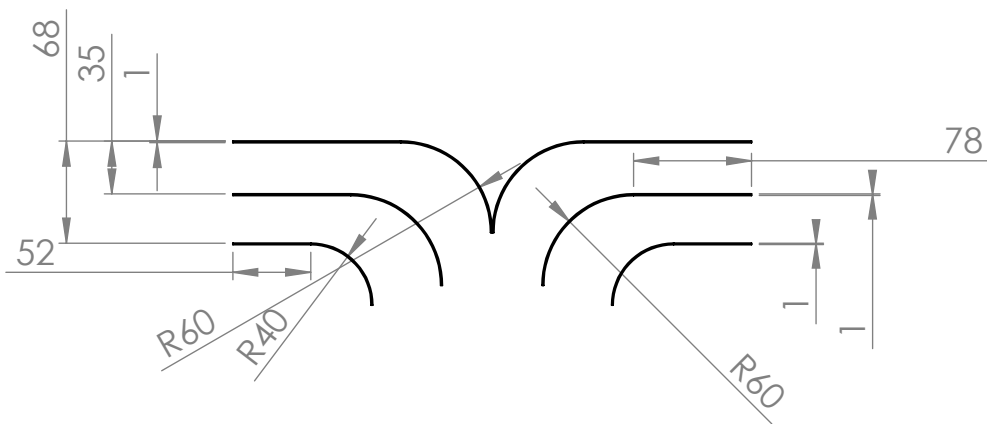
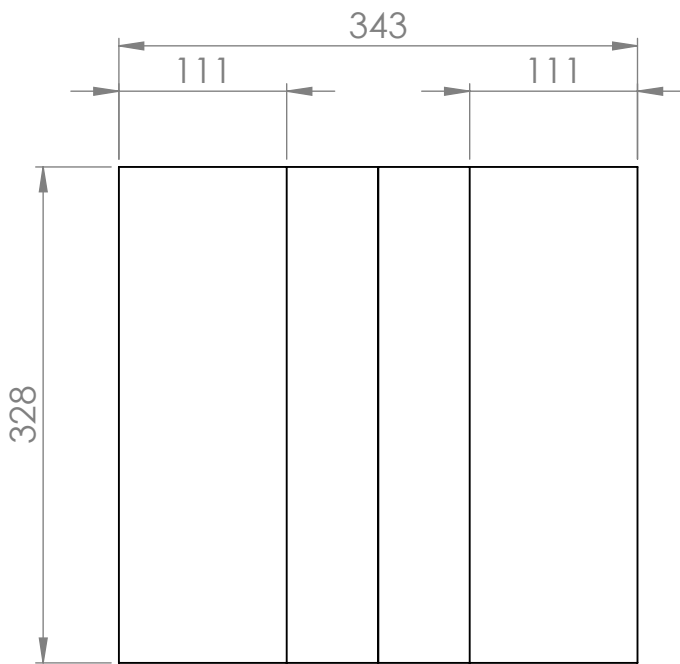
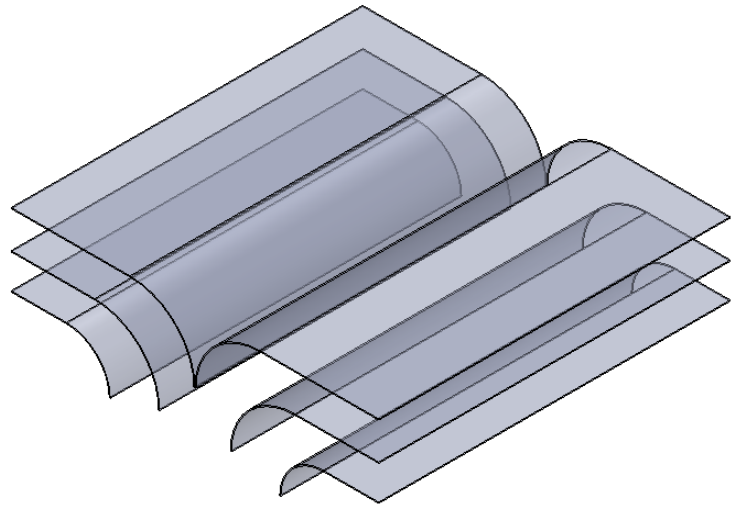
C

B

B

A

A



A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO:	Diseño y construcción de incubadora para digestión anaeróbica	
	DIBUJ.	Nayid Coello R.	12-01-2017		TÍTULO:	Deflectores centrales	A4
	VERIF.	M.Sc. Carola Sánchez	13-09-2017	ESCALA:1:10	HOJA 6 DE 7		
	APROB.	M.Sc. Carola Sánchez	20-09-2017				

4

3

2

4

3

2

1

F

F

E

E

D

D

C

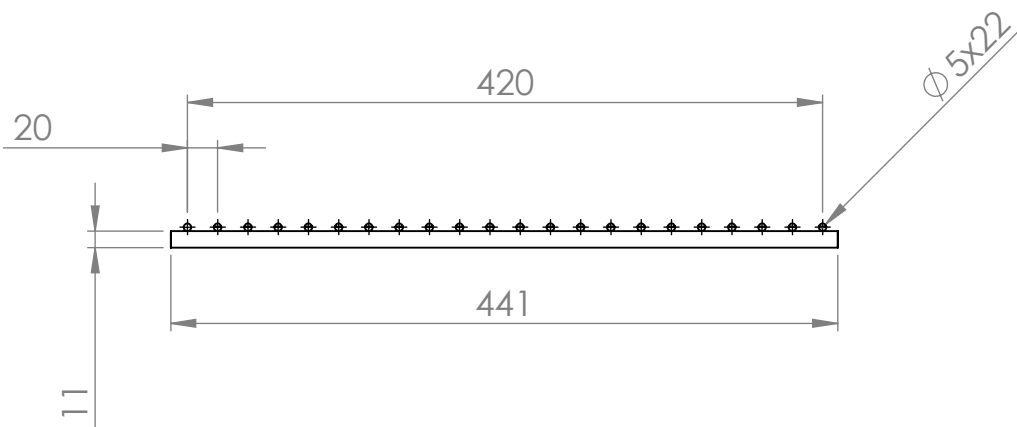
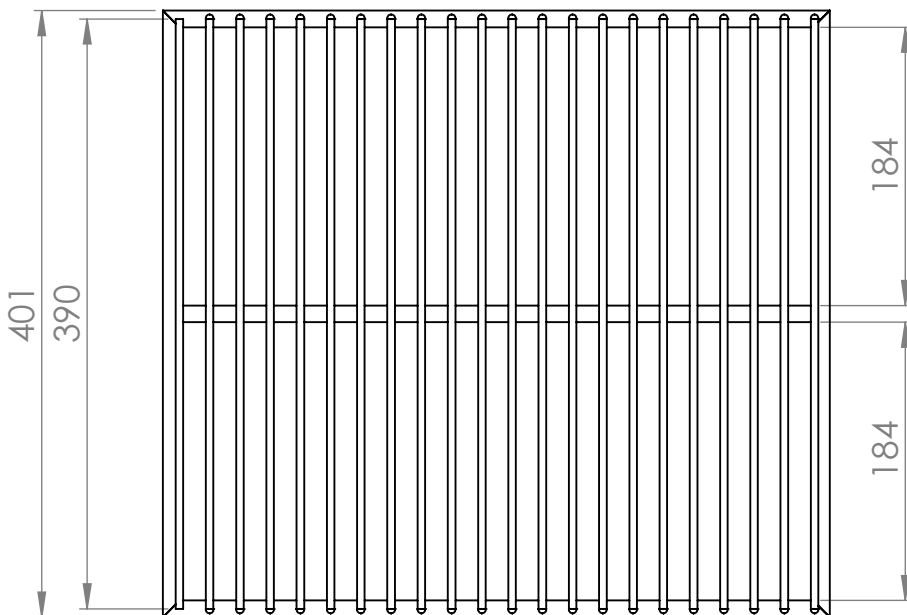
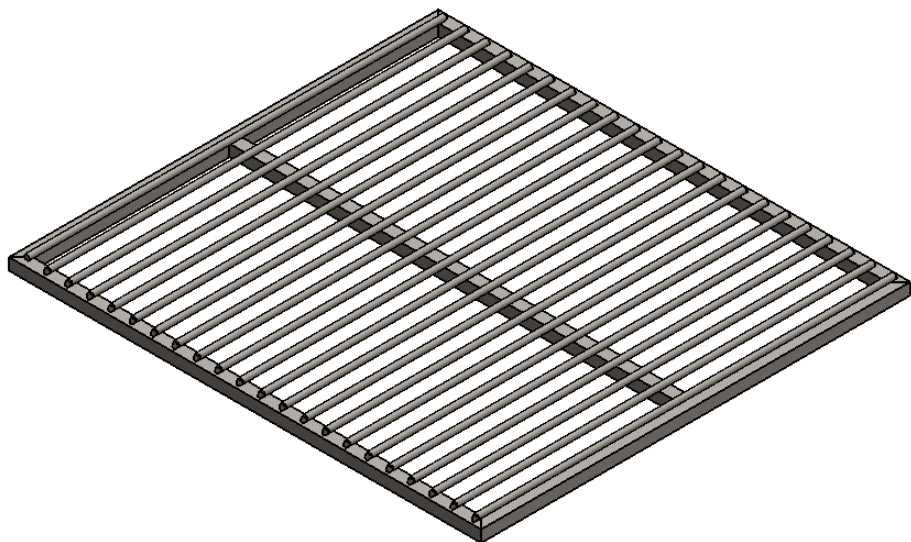
C

B

B

A

A



A	NOMBRE	FIRMA	FECHA	ESPOL	PROYECTO:	Diseño y construcción de incubadora para digestión anaeróbica	
	DIBUJ.	Nayid Coello R.	12-01-2017		TÍTULO:	Parrillas	A4
	VERIF.	M.Sc. Carola Sánchez	13-09-2017	ESCALA: 1:10	HOJA 7 DE 7		
	APROB.	M.Sc. Carola Sánchez	20-09-2017				

4

3

2

1