

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica

**DISEÑO DE UN DESHIDRATADOR SOLAR DE
TRUCHA MEDIANTE TUBOS DE VACÍO CON
CONTROL DE TEMPERATURA EN LA**

REGIÓN DE TACNA, EN EL

AÑO 2021

TESIS

Presentada por:

Bach. Rely Andy Ccana Mamani

Para Optar el Título Profesional de:

INGENIERO MECÁNICO

TACNA – PERÚ

2022

UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN


Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica


**DISEÑO DE UN DESHIDRATADOR SOLAR DE TRUCHA
MEDIANTE TUBOS DE VACÍO CON CONTROL DE
TEMPERATURA EN LA REGIÓN DE TACNA,
EN EL AÑO 2021**

Tesis sustentada y aprobada 28 de enero del 2022; estando el jurado calificador integrado por:

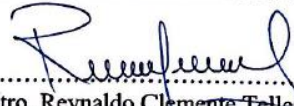
PRESIDENTE :


.....
Dr. Jesús Plácido Medina Salas

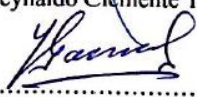
SECRETARIO :


.....
Dr. Avelino Godofredo Pari Pinto

VOCAL :


.....
Mtro. Reynaldo Clemente Telles Ríos

ASESOR :


.....
Dr. Francisco Gamarra Gómez

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado a mis padres, a mis hermanos, que son el impulso que tengo a mi crecimiento como persona y profesionalmente.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios por haberme permitido pertenecer a una excelente familia, quienes me forjaron como la persona que actualmente soy.

A mis padres, por la educación y formación

A mis maestros que durante la etapa de aprendizaje supieron aconsejarme y darme las herramientas necesarias para desarrollarme profesionalmente.

A mis amigos por sus buenos consejos y motivación.

CONTENIDO

DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTO	iv
CONTENIDO	v
ÍNDICE DE TABLAS	x
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
RESUMEN.....	xiv
ABSTRACT	xv
INTRODUCCIÓN	xvi
CAPÍTULO I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.1. DESCRIPCIÓN DE PROBLEMA	1
1.1.1. Antecedentes del problema.....	1
1.1.2. Problemática de la investigación.....	2
1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	3
1.2.1. Problema general.....	3

1.2.2.	Problemas específicos	4
1.3.	JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	4
1.4.	ALCANCES Y LIMITACIONES	5
1.4.1.	Alcances	5
1.4.2.	Limitaciones	5
1.5.	OBJETIVOS	6
1.5.1.	Objetivo general	6
1.5.2.	Objetivos específicos.....	6
1.6.	HIPÓTESIS	7
CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO		8
2.1.	ANTECEDENTES DEL ESTUDIO	8
2.1.1.	Antecedentes internacionales	8
2.1.2.	Antecedentes nacionales	9
2.2.	BASES TEÓRICAS	10
2.2.1.	Diseño de ingeniería mecánica.....	10
2.2.2.	Diseño de aletas.....	11
2.2.3.	Arreglo de aletas.....	13

2.2.4.	Número de Reynolds	16
2.2.5.	Número de Nusselt	17
2.2.6.	Transmisión por cadenas de potencia.....	18
2.2.7.	Teoría de energía solar	19
2.2.8.	Teoría de la trucha	21
2.2.9.	Teoría de deshidratadores.....	23
2.2.10.	Teoría de deshidratadores solares	25
2.2.11.	Teoría de control de parámetros	27
2.3.	DEFINICIÓN DE TÉRMINOS	30
CAPÍTULO III MARCO METODOLÓGICO		32
3.1.	TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN	32
3.2.	POBLACIÓN Y MUESTRA.....	32
3.2.1.	Población	32
3.2.2.	Muestra	32
3.3.	OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES	32
3.4.	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA RECOLECCIÓN DE DATOS ..	
	33

3.5. PROCESAMIENTOS Y ANÁLISIS DE DATOS	34
CAPITULO IV RESULTADOS Y DISCUSIONES	35
4.1. RESULTADOS	35
4.1.1. Tamaño y peso de las truchas.....	35
4.1.2. Proceso de deshidratación	35
4.1.3. Datos iniciales para el secador solar.....	36
4.1.4. Diseño de la aleta longitudinal	38
4.1.5. Diseño de cámara deshidratadora de trucha	64
4.1.6. Cálculo de ejes.....	70
4.1.7. Cálculo de los rodamiento.....	76
4.1.8. Motor eléctrico	80
4.1.9. Motor eléctrico	80
4.1.10. Control de temperatura	82
4.2. DISCUSIÓN	86
CONCLUSIONES	88
RECOMENDACIONES	89
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	90

ANEXOS 98

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Operacionalización de variables Independiente y Dependiente	33
Tabla 2	Instrumentos para recolección de datos	34
Tabla 3	Parámetros iniciales para el diseño	37
Tabla 4	Propiedades del aire a 295 K.....	38
Tabla 5	Condiciones iniciales del condensador y aletas	41
Tabla 6	Parámetros iniciales para el diseño, segundo cálculo	53
Tabla 7	Propiedades del aire a 308,7628 K	54
Tabla 8	cálculo para el segundo calentamiento del aire.....	55
Tabla 9	Parámetros iniciales para el diseño, tercer cálculo	56
Tabla 10	Propiedades del aire a 371,5898 K.....	57
Tabla 11	Cálculo para el tercer calentamiento del aire	58
Tabla 12	Parámetros iniciales para el diseño, cuarto cálculo	59
Tabla 13	Propiedades del aire a 376,765 K.....	60
Tabla 14	Cálculo para el cuarto calentamiento del aire	61
Tabla 15	Parámetros iniciales para el diseño, quinto cálculo	62

Tabla 16 Propiedades del aire a 381,4733K.....	63
Tabla 17 Caculo para el quinto calentamiento del aire	64
Tabla 18 Lista de costos.....	83

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Deshidratador de trucha.....	11
Figura 2. Superficies extendidas y longitudinales de aletas.....	13
Figura 3. Representación para la eficiencia del arreglo para aletas longitudinales. ...	16
Figura 4. Tipos de Fluido	16
Figura 5. Transmisión de potencia mediante cadenas.....	19
Figura 6. Transformación de radiación solar en infrarrojo (calor).....	21
Figura 7. Trucha arcoíris de la provincia de Candarave	23
Figura 8. Deshidratador eléctricos y solar.....	25
Figura 9. Deshidratador solar mixto	27
Figura 10 Termistor y sensor de temperatura	29
Figura 11. Tubo de vacío con condensador	39
Figura 12. Aleta longitudinal para un condensador	40
Figura 13. Diagram de Moody	47
Figura 14. Número de peces en la cámara	65

Figura 15. Ejes maciso y hueco	71
Figura 18. Posición de los rodamientos radiales y axial	78
Figura 19. Motor eléctrico de 90 W	80
Figura 20. Circuito eléctrico para el termistor.	81
Figura 21. Cámara de deshidratado de trucha.	86

RESUMEN

La tesis presentada como “Diseño de un deshidratador solar de trucha mediante tubos de vacío con control de temperatura en la región de Tacna, en el año 2021” con el objetivo de deshidratar trucha en la región de Tacna haciendo uso de la energía renovable que provee el sol generando un mecanismo para que la trucha pueda ser deshidratada adecuadamente. Para los cálculos con respecto a la captación del calor solar y su transferencia se basó en el libro de Incropera, donde detalla el uso de una fuente de calor de placas paralelas la cual en la presente tesis se llega aproximadamente a 76 °C. Para la parte del mecanismo se ha desarrollado y se ha desarrollado desde la perspectiva de seleccionar los rodamiento, ejes y transmisión de potencia, también existe una parte de control electrónico que también es de importancia. Se ha diseñado un arreglo de 20 aletas el cual tiene una eficiencia del 97,74% siendo esta adecuada para esta tesis.

Palabras clave: Trucha, Deshidratador, Tubo de vacío, Aletas.

ABSTRACT

The thesis presented as "Design of a solar trout dehydrator using vacuum tubes with temperature control in the Tacna region, in the year 2021" with the objective of dehydrating trout in the Tacna region using the renewable energy that it provides. The sun generating a mechanism so that the trout can be adequately dehydrated. For the calculations regarding the capture of solar heat and its transfer, it was based on Incropera's book, where he details the use of a parallel plate heat source which in this thesis reaches approximately 76 °C. For the mechanism part has been developed and developed from the perspective of selecting the bearings, shafts and power transmission, there is also an electronic control part that is also of importance. An array of 20 fins has been designed which has an efficiency of 97,74%, being suitable for this thesis.

Keywords: Trout, Dehydrator, Vacuum tube, Fins.

INTRODUCCIÓN

La necesidad el auge del uso de las energías renovables ha tomado mayor expectación en el uso de estas tecnologías a fin de combatir la contaminación que existe en nuestro planeta, existe varias formas de energías renovables y una de ellas es la solar y esta forma de utilización es por medio de tubos de vacío que llega a tener un 40% de eficiencia frente a los paneles solares que solo llegan a 20%. Por el cual se empleó los tubos de vacíos por ser los más adecuados para esta tesis.

El primer capítulo inicia con el problema de la investigación que describe la realidad actual y se concentra en el problema, de tal forma que es llevado hacia la formulación del problema, el objetivo que requiere la tesis en elementos metodológicos que conllevan a la investigación

En el segundo capítulo se muestra la parte del marco teórico, al mismo tiempo que se encuentran en los antecedentes o investigaciones anteriores vinculadas con en esta tesis, el marco teórico está unida al diseño de un secador solar.

El tercer capítulo contempla la participación metodológica donde se explica la metodología que sustenta a esta tesis, donde se puntualiza el problema de estudio para poder enmarcar el tipo de investigación que se va a llevar a cabo.

En el cuarto capítulo denominado resultados y discusión se contrasta los resultados del diseño de manera mecánica y electrónica luego se realiza una confrontación sobre las similitudes y/o discrepancias de los resultados de esta tesis con respecto a los antecedentes de estudios.

Se finaliza con las conclusiones y recomendaciones, siendo la conclusión más significativa de esta tesis permitió realizar las selecciones de los materiales y la viabilidad de esta tesis

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. DESCRIPCIÓN DE PROBLEMA

1.1.1. Antecedentes del problema

El calentamiento global que existe en nuestro medio ambiente nos hace reflexionar sobre el uso de tipo de “energía que venimos consumiendo cada persona, siendo de responsabilidad de cada individuo colaborar en la reducción de estas malas prácticas lo que lleva como resultado nuestro ya endeble medio ambiente en especial todo lo referido al aire”(Mamani, 2017; Osses-bustingorry & Aburto, 2017).

Frente a la pandemia de la Covid-19 es de suponer la relación que tiene la contaminación del aire tanto en los países desarrollados y los de en desarrollo ya que estos recorren por todo el “sistema respiratorio afectando de esta manera a los pulmones y también a la sangre lo cual afecta de forma significativa a la salud de las personas por lo que la calidad del aire es vital repararla utilizando medios energéticos renovables”(Liu et al., 2019; Vargas et al., 2008).

Esta realidad provoca que los usos de las “fuentes de energía convencionales se detengan mediante el uso de energías renovables como son la eólica, fotovoltaica entre

otros y el uso de tubos de vacío para poder ser controlado por medio de actuadores electrónicos” (Frutos et al., 2016; Layseca García, 2009).

De esta manera la comunidad que se dedica a la “crianza de la trucha puedan dispensar productos con un valor agregado sin tener que utilizar la energía convencional y pueda ser está regulada por medio de una programación de dispositivo de control” (Delgado-Aguiñaga et al., 2013; Tacusi, 2006).

1.1.2. Problemática de la investigación

En nuestro planeta el incremento de los combustibles fósiles a tenido como consecuencia la “contaminación en el suelo, agua, aire. Este recurso agotable viene subiendo de precio que a raíz de esto se aprovecha la energías renovables como son la solar-fotovoltaica, la eólica las cuales generan energía eléctrica y la termica” (Beltrán-Telles et al., 2017; Vargas et al., 2008).

En el mercado actual para realizar el secado de diversas especies como frutas, arcilla y carne, esta última como es la “carne de pescado como es la trucha lo realizan mediante consumo eléctrico al aire libre o secadores solares inadecuados que no son aislados correctamente para su manipulación en los alimentos pudiendo ser contaminado por el medio ambiente así como vectores de contagio” (Washington et al., 2017).

En el Perú “ en los últimos años el consumo de la trucha se ha incrementado, conllevando a mayores producción de este tipo de carne, siendo las zonas alto andinas que más han crecido”(Tacusi, 2006).

Actualmente, “el deshidratado recae en un problema para el acuicultor puesto que al desconocimiento que la temperatura del deshidratado influye en la calidad de la trucha”(Bruno-Hernández, Delgadillo-Mendoza, & Rivas-Vargas, 2015), suelen tender la trucha recostado en la intemperie teniendo cambios de temperaturas en el deshidratado de las mismas.

En Tacna, en especial sus zonas alto andinas se tienen una irradiación solar muy ventajosa pudiendo aprovechar para el deshidratado de la trucha por medio de tubos de vacío y control de temperatura.

En la región de Tacna tienen formas de deshidratado de intemperie y para poder mejorar el proceso de deshidratado de la trucha se propone un diseño de un deshidratador solar de trucha mediante tubos de vacío con control de temperatura en región de Tacna, en el año 2021.

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.2.1. Problema general

¿Cómo los tubos de vacío con control de temperatura permitirán un diseño de un deshidratador solar de trucha en región de Tacna, en el año 2021?

1.2.2. Problemas específicos

¿Cómo la utilización de los tubos de vacío permitirá un diseño de un deshidratador solar de trucha en región de Tacna, en el año 2021?

¿Cómo los controles de temperatura permitirán un diseño de un deshidratador solar de trucha en región de Tacna, en el año 2021?

¿Cómo el mecanismo de accionamiento permitirá un diseño de un deshidratador solar de trucha en región de Tacna, en el año 2021?

1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

La utilización que se obtendrá al realizar el presente proyecto tendrá el efecto económico en los acuicultores de la región de Tacna.

Con el uso de los tubos vacío, que tiene alta eficiencia como colector solar forma parte del deshidratador solar el cual permite realizar la transferencia de calor por convección forzada interna que permitirá regular y estabilizar la temperatura de deshidratado.

El acuicultor el cual es el usuario, podrá controlar la temperatura mediante el flujo del viento controlado electrónicamente.

El presente proyecto es viable porque se cuenta con la información básica para los cálculos necesarios de la selección de los materiales necesarios.

1.4. ALCANCES Y LIMITACIONES

1.4.1. Alcances

La región de Tacna tiene sus propios niveles de radiación que son diferentes a otras regiones y mediante a las tecnologías que emergen cada día más en la eficiencia es que se pueda realizar un diseño de deshidratación a nivel alimenticio con un bajo coste y elevada eficiencia cuidando el medio ambiente puesto se utilizara energía solar.

1.4.2. Limitaciones

Las actuales investigaciones que realizan allegada a este tema están limitadas puesto que no se desarraigan del uso de un deshidratador usando un colector mediante un flujo de convección natural no permitiéndoles controlar la temperatura que genera el tubo de

vacío y manipular los alimentos de manera higiénica aislándolos de vectores y otros contaminantes que pueden ingresar.

1.5. OBJETIVOS

1.5.1. Objetivo general

Diseñar de un deshidratador solar de trucha mediante tubos de vacío con control de temperatura en región de Tacna, en el año 2021.

1.5.2. Objetivos específicos

Utilizar los tubos de vacío para un diseño de un deshidratador solar de trucha en región de Tacna, en el año 2021.

Controlar la temperatura para un diseño de un deshidratador solar de trucha en región de Tacna, en el año 2021

Diseñar el mecanismo de accionamiento del deshidratador solar de trucha en región de Tacna, en el año 2021

1.6. HIPÓTESIS

Los tubos de vacío con control de temperatura permiten un diseño de un deshidratador solar de trucha en región de Tacna, en el año 2021.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES DEL ESTUDIO

2.1.1. Antecedentes internacionales

Bruno-Hernández et al., (2015), en México, en su tesis sustentado de “diseño y construcción de un deshidratador de manzana” por el método de convección forzada empleando la técnica de secado por energía radiante, que tuvo como objetivo el “diseñar el sistema de control de lazo cerrado basado en un microcontrolador para un prototipo de deshidratador de manzanas mediante la circulación forzada de aire y energía radiante infrarroja de onda lejana” (Bruno-Hernández et al., 2015). El tipo de investigación fue aplicada teniendo en su conclusión, la “deshidratación de la manzana de forma apropiada utilizando un secado apoyado por infrarrojo que es una alternativa para el secado de vegetales, frutas y otros productos alimenticios” (Bruno-Hernández et al., 2015).

García, Mejía, Mejía, & Valencia, (2012), en Colombia, en su publicación sobre el “diseño y construcción de un deshidratador solar de frutos tropicales”, la cual su metodología fue “establecer las diferentes variables a intervenir en el proceso como

flujo de aire, temperatura, cantidad, humedad relativa entre otros, el tipos de investigación fue aplicada” (García et al., 2012). Tiene como conclusión “La implementación de aletas de direccionamiento en el ducto de conexión entre el ventilador empleado y el colector solar, para permitir optimizar la entrada del aire al equipo de deshidratación” (García et al., 2012).

2.1.2. Antecedentes nacionales

León, (2018), en Lima Perú realizó la tesis titulada “Diseño e implementación de un deshidratador híbrido con paneles fotovoltaicos”. La cual la maquina tuvo como objetivo “deshidratar ajos hasta una capacidad de 10 kg por proceso utilizando materiales de acero inoxidable y para el control electrónico un microcontrolador PIC 16F877A y una pantalla LCD 16x2” (León, 2018). También “diseñar una unidad de control para adaptar la máquina y un funcionamiento con diversos productos y diseñar la interconexión de la fuente de energía eléctrica solar, tanto la fotovoltaica como la energía eléctrica convencional” (León, 2018). Tiene como conclusiones el “diseño de una maquina deshidratadora automática de fuente renovable y convencional teniendo la transferencia de calor por conducción, convección y radiación” (León, 2018).

H. A. Torres, Agreda, Polo, & Cáceres, (2017), en Perú, Tacna en el informe titulada “Construcción y evaluación experimental de un colector solar con absorbedor de latas de aluminio para calentar agua de uso doméstico en Tacna” tiene como objetivo “evaluar el comportamiento térmico, la eficiencia instantánea y la producción de agua caliente del colector solar construido y su comparación con un colector solar convencional de placa plana” (Torres et al., 2017). la investigación fue aplicada y sus conclusiones fueron: “la evaluación preliminar permite predecir que la eficiencia del sistema puede llegar a valores muy cercanos a las eficiencias de las termas solares convencionales y que las temperaturas del agua caliente permiten su uso para aplicaciones domésticas” (Torres et al., 2017).

2.2. BASES TEÓRICAS

2.2.1. Diseño de ingeniería mecánica

En el diseño de ingeniería mecánica, “se motiva en la solución de alguna necesidad encargada para que el Ingeniero Mecánico pueda darle solución con los conocimientos adquiridos durante su carrera profesional”

Estos diseños que se realizan deben tener la “rigurosidad científica puesto que debe ser funcional, confiable, seguro y útil, puesto que tendrá un operador a cargo y este debe funcionar es los parámetros predestinados”.

“Realizando cálculos estáticos, resistencia de materiales, deflexiones y que mediante análisis finitos” podemos lograr tal objetivo que enmarca la producción de esta tesis.

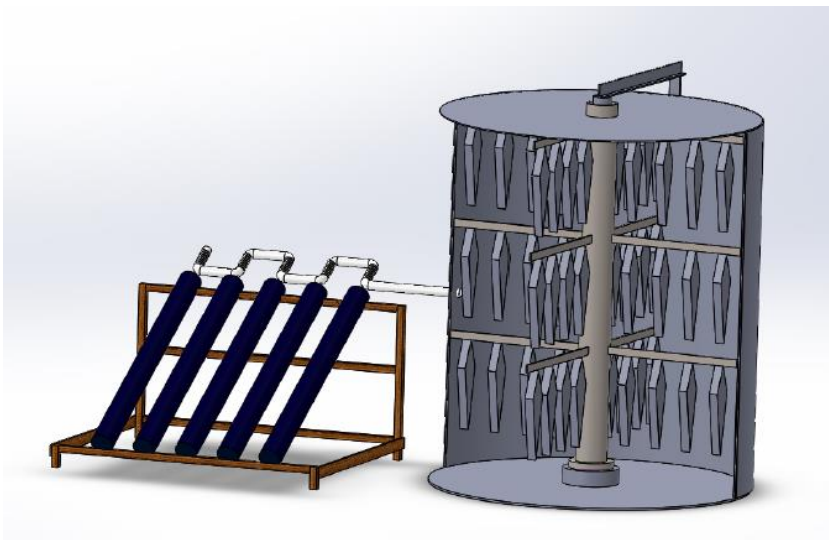


Figura 1. Deshidratador de trucha

2.2.2. Diseño de aletas

Para el presente trabajo de tesis es muy importante obtener los cálculos necesarios para tener las dimensiones adecuadas para el presente proyecto que se ha realizado, que sin duda alguna interviene la transferencia de calor y para el caso especial de aletas está inmerso la “transferencia de calor por conducción y por convección puesto que el condensador que se encuentra en la parte superior de los tubos de vacío acumulan energía calorífica y está para que tenga una alta eficiencia de transferencia de calor por

convección se requiere el uso adecuado de superficies extendidas” (Alvis et al., 2009; Hernández & Juárez, 2019; Washington et al., 2017).

En consecuencia de que el sistema para el secado de truchas necesita que la convección sea de manera forzada antes de esto debe pasar por un sistema de limpieza del aire, “de humedad y a esto se denomina filtro los cuales este aire seco ingresa será cargada de energía calorífica por una serie de aletas llegando a aproximadamente 76 °C para que esta pueda ser transferido hacia las truchas” (Coppini, 2017; Fito et al., 2016; Salmonespert, 2017). se presenta la siguiente ecuación.

$$q = hA_c(T - T_\infty) \quad [1]$$

Donde:

h : coeficiente de convección.

A_c : área convectiva.

T_∞ : Temperatura del ambiente

Para esta ecuación el “ h ” el cual es el coeficiente de convección tiene que ser la más alta la cual es de mayor rapidez o densidad de flujo de aire, sin embargo para el área convectiva “ A_c ” “tiene que ser de dimensión adecuada para que el flujo pueda transcurrir sobre las superficies extendidas teniendo que ser superior en temperatura a

la temperatura del ambiente que mediante una adecuación de las superficies extendidas estas llegan hasta aproximadamente 76°C estando en función de la convección forzada y de la radiación solar” (Beltrán-Telles et al., 2017; Delgado & Sheron, 2013; González et al., 2010).

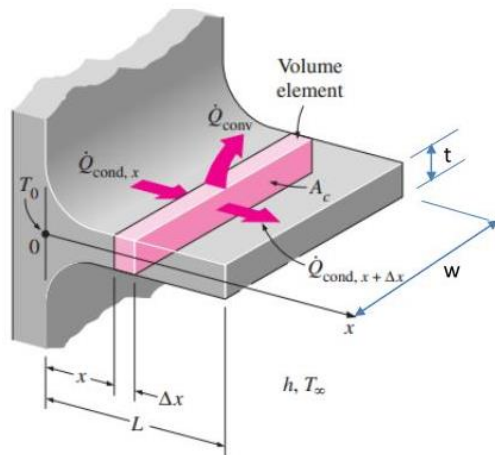


Figura 2. Superficies extendidas y longitudinales de aletas

Fuente: Cengel, 2013.

2.2.3. Arreglo de aletas

Con el objeto de mejorar el calor de transferencia de una fuente, sin dejar de lado el concepto “de que la aleta en si es una resistencia de la conducción de calor, definiendo la efectividad como la razón de la transferencia de calor de la aleta a la transferencia de calor que existiría sin la aleta” (Romero & Alfaro, 2015).

La efectividad de una aleta se traduce en la razón de las resistencias térmicas como se necesita aumentar la eficacia es necesario reducir la resistencia calorífica de conducción y convección de la aleta. La resistencia no tiene que ser más que su base expuesta.

También se puede aumentar el desempeño “térmico con la diferencia de temperaturas que existe entre la base y el aire u otro fluido que por lo que también estará en función de la energía que logra disipar” (Elorza et al., 2002).

La equivalencia entre el calor que se transfiere de una aleta más larga y en el final adiabático, por lo que la convección en el final, la rapidez de la transferencia de calor de una aleta tiene una eficiencia de.

$$n_f = \frac{\tanh m(r_3 - r_2)}{m(r_3 - r_2)} \quad [2]$$

Por esta parte la eficiencia global sobre una superficie que caracteriza un arreglo representativo en donde está inmerso el espaciamiento entre las aletas, teniendo el área superficial de la aleta longitudinal.

$$n_o = 1 - \frac{N * A_f(1 - n_f)}{A_t} \quad [3]$$

Donde:

A_t : Área transversal.

A_f : Área superficial de la aleta longitudinal

A_b : Área de la base de la aleta.

N : número de aletas.

n_f : eficiencia de la aleta.

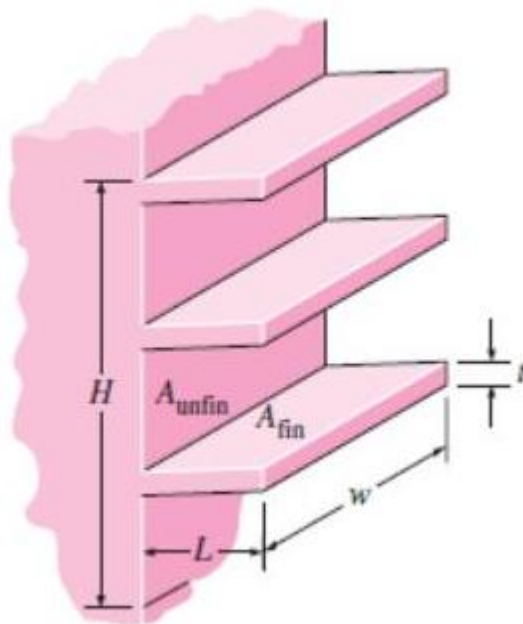


Figura 3. Representación para la eficiencia del arreglo para aletas longitudinales

Fuente: Incropera & Witt, 1999.

2.2.4. Número de Reynolds

Con el comportamiento de una película de tinta sobre un flujo estas describen una línea cuando es de baja velocidad, cuando se aumenta la velocidad esta línea se torna en ráfagas de fluctuaciones zigzagueando de manera aleatoria y con rapidez de esta manera se percibe como es un flujo turbulento.

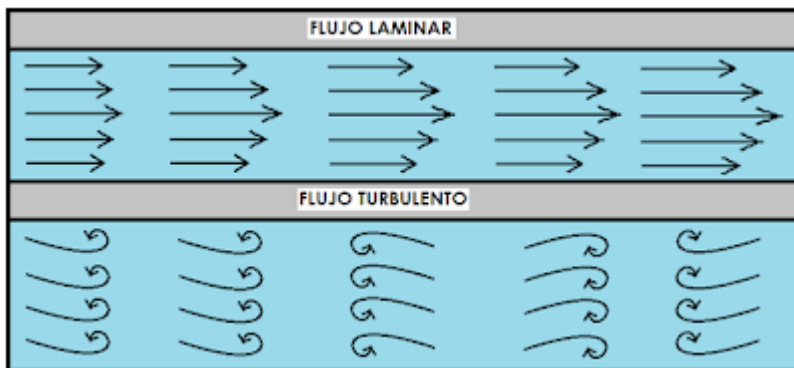


Figura 4. Tipos de Fluido

Fuente: Iturbide-Jiménez, García, Jasso, & Ramírez, 2017.

El cambio que sufre el flujo laminar a turbulento depende de la geometría configurada dentro la superficie así como también de su aspereza y la velocidad con

que el viento ingresa, así mismo el régimen del flujo depende de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido.

Entonces la ecuación representativa para el caso del secador de orégano con respecto al diámetro hidráulico esta expresada por la siguiente ecuación.

$$Re_{Dh} = \frac{\delta * u_a * D_h}{u} \quad [4]$$

2.2.5. Número de Nusselt

El número de Nusselt es de magnitud adimensional que está ampliamente relacionado con el número de Peclet y esto describen la energía térmica con respecto a fluido y su energía térmica conducida internamente del fluido. Este número tienen similitudes al gradiente de temperatura adimensional sobre la superficie proporcionando la magnitud de transferencia de calor mediante convección que se encuentra ocurriendo en la superficie, ésta se describe mediante la siguiente ecuación.

$$Nu = \frac{\text{Transferencia de calor convectiva}}{\text{Transferencia de calor conductiva}} = \frac{hL}{K} \quad [5]$$

Describiendo la anterior ecuación h viene a ser el coeficiente de transferencia de calor mediante convección, L la longitud característica, K la conductividad térmica

sobre el aire. la transmisión de calor que sucede a través de la cubierta del fluido se realiza por convección siempre y cuando en el fluido algún movimiento por cuanto vio cuando no cubierto el ruido no se estén moviendo.

Sabemos de la conducción de transferencia de calor se utiliza la ley de Fourier y para convección utiliza la ley de enfriamiento de Newton para realizar los cálculos.

Para los tubos circulares con flujo turbulento las correlaciones de convección son complicada para esto se realiza en la determinación se correlaciona empírica entonces para realizar el cálculo del número Nusselt local para un flujo completamente tu un dentro relacionado con hidráulica térmicamente en un tubo circular suave se puede obtener a partir de la analogía de Chilton-Colbúrn sustituyendo el factor de fricción no para la siguiente ecuación.

$$Nu_{Dh} = 0,023 * Re_{Dh}^{0.8} * Pr^n \quad [6]$$

2.2.6. Transmisión por cadenas de potencia.

Para realizar el cálculo de la selección de cadenas y sus respectivas ruedas dentadas se usó la bibliografía de “Fortunato Alba la cual nos precisa ciertos pasos para poder

seleccionar la cadena adecuada así también el paso que esta debe tener además se determinó el diámetro que debe tener las ruedas dentadas” (Alva Davila, 2009).

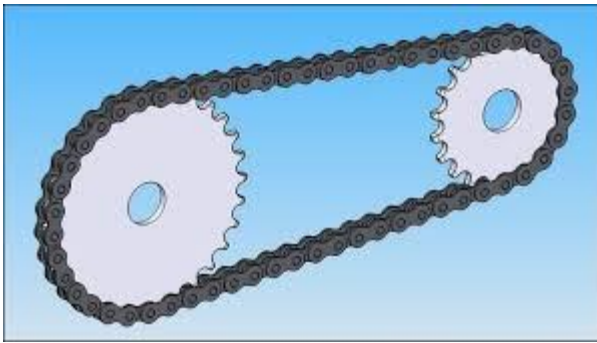


Figura 5. Transmisión de potencia mediante cadenas

Fuente: Martao, 2019.

2.2.7. Teoría de energía solar

La energía solar se encuentra dentro del espectro electromagnético y se transmite mediante radiación la cual en el espacio exterior se transmite sin ninguna interferencia, “pero al incidir en la tierra está recibe la interferencia por parte de la atmósfera terrestre, de la contaminación ambiental llegando a disminuir su radiación solar” (Cerón & Guerrero, 2015).

En las estaciones del año como en verano irradia “en el suelo de Tacna 10 horas en por día, en otoño 7 horas en un día, en invierno 6 horas en un día y en primavera 7 horas en un día” (Datos, 2017). Esta radiación solar por el efecto fotoeléctrico se transforma en calor puesto que al incidir sobre un material, “este material absorbe cierta energía y rechaza por reflejar en otra cantidad de energía cambiando de esta forma la longitud de onda la cual, al reflejar nosotros podemos ver el color del objeto” (Morales-Ledesma, 2007).

Para nuestra presente tesis es necesario conocer el ángulo de incidencia de la radiación solar que está en referencia a Tacna. “El ángulo de incidencia es de 20 grados lo cual es recomendable poner en referencia a los tubos de vacío para que la captación del colector sea la más óptima” (Torres et al., 2017).

La radiación solar expresada en watts por metro cuadrado (W/m^2) tiene un valor pico de $7 \text{ W}/\text{m}^2$ lo cual hace muy atractivo emplear este tipo de energía basado en radiación para el uso de transformación en calor y poder mediante esta forma poder tener energía limpia para el cuidado del medio ambiente y el uso del deshidratador de pescado.

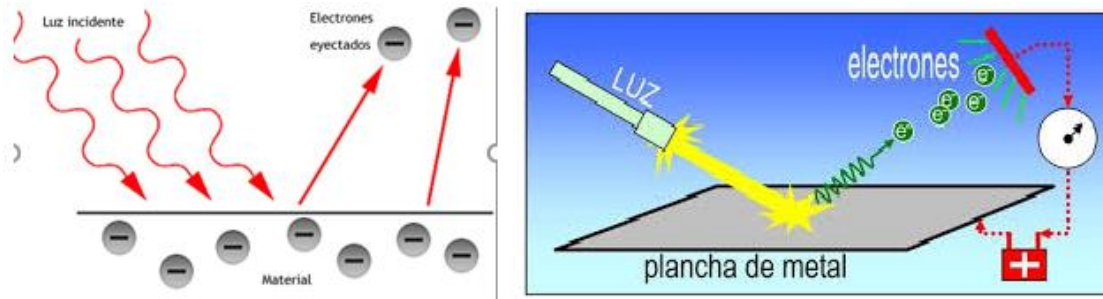


Figura 6. Transformación de radiación solar en infrarrojo

Fuente: Prometec, 2015.

2.2.8. Teoría de la trucha (Clasificación, producción, aplicaciones, etc);

La trucha es una especie muy importante en la dieta del ser humano la trucha forma parte del “grupo de salmones siendo parte está de otros grupos cómo las truchas del pacífico o salmones, las truchas fontinalis, las truchas de Turquía, las truchas albanesas, las truchas Arcoíris y otros” (PromPeru, 2018).

La trucha arcoiris es la que se utiliza para la crianza en las zonas alto andinas de nuestra región por su alto contenido de grasa Vitamina B12 la cual favorece a la mielina de las células nerviosas sintetizando a los neurotransmisores como vitamina de esta vitamina favorece en la absorción del fósforo y calcio los cuales son importantes para el desarrollo de los huesos y dientes además fortalece el crecimiento celular, contiene selenio la cual se caracteriza por ser un buen antioxidante el cual retrasa el

envejecimiento celular, Vitamina B3 esta vitamina consigue Que los vasos sanguíneos tengan una buena elasticidad mediante la relajación de estas estabilizando los niveles de glucosa y todos los ácidos grasos que contiene la sangre, vitamina b6 esta vitamina favorece a la integración de nuevos glóbulos rojos además estabiliza los niveles de azúcar que contiene la sangre durante el embarazo, Fósforo es necesario para la formación de los dientes y huesos y también para las mujeres que están dando de lactar, Potasio este elemento genera una diferencia potencial eléctrica la cual incita a que los músculos estén flexibles, “Ácidos grasos esta regulan la temperatura que se encuentra el cuerpo humano y de esta manera protege a todos los órganos vitales así como los riñones los pulmones el corazón y transportan las vitaminas A, D, E, K” (Salmonespert, 2017).

Las características de sobrevivencia que requiere la trucha estas necesitan estar en un ambiente de agua dulce lo que hace ideal que estas crianza estén centralizadas en las zonas alto andinas, de esta manera se beneficia la provincia Candarave dentro de la región de Tacna Habiendo en esta provincia aproximadamente 20 toneladas métricas de producción anual, “a nivel nacional la producción de trucha asciende a más de 54000 toneladas anuales esta producción se ha ido en crecimiento de manera exponencial en los últimos años por la gran acogida que tiene este animal Marino” (Tacusi, 2006).



Figura 7. Trucha arcoíris de la provincia de Candarave

Fuente: Hernandez, 2015.

2.2.9. Teoría de deshidratadores

Los deshidratadores por definición son equipos que sirven para extraer la “humedad o agua de un producto biológico estos se pueden clasificar en dos grandes grupos los eléctricos los solares y los mixtos” (Landa & Evelyn, 2019).

Los deshidratadores eléctricos requieren de energía eléctrica para su funcionamiento tanto para el sistema mecánico y para el sistema calorífico Estos tipos de equipos están automatizados controlados para cierto volumen de productos

biológicos sin embargo deshidratadores solares para que deshidrate requiere esencialmente radiación solar esta radiación es infinita puesto que proviene del “sol considerándose como una energía limpia y sustentable teniendo de esta manera estos grandes grupos se pueden unir para aprovechar cualidades que tienen uno del otro” (Tacusi, 2006).

Los deshidratadores mixtos necesitan de energía eléctrica pero no para producir calor sino para automatizar y producir un flujo controlado de viento puesto que el calor Proviene de la radiación solar.

las aplicaciones son numerosas se puede deshidratar frutos, así como el café, la manzana, los duraznos, las uvas y otros también se puede deshidratar hojas aromáticas como el té, la hierba luisa, el cedrón, el orégano y otros también se puede deshidratar las carnes como el cerdo, la carne de res, así como distintos tipos de peces.



Figura 8. Deshidratador eléctricos y solar

Fuente: DriBox, 2018.

2.2.10. Teoría de deshidratadores solares

Los deshidratadores a nivel mundial son utilizados para sacar un porcentaje de humedad que se encuentran los medios biológicos puede ser frutas, verduras, carnes, esta última se enfoca en este tesis la cual que con el objetivo de retirar un alto porcentaje de humedad sobre las truchas, después del cual se necesita una fuente externa que pueda extraer la humedad esa fuente externa, generalmente se consigue mediante el calor, este calor puede ser obtenida de diversas formas de manera eléctrica la cual necesita intervención humana para producir la electricidad, pero también hay una alternativa de energía limpia la cual es la que nos proporciona la radiación solar mediante la radiación solar podemos obtener calor, este calor es aprovechado por el colector solar los cuales son un conjunto de tubos de vacío los cuales están “diseñados

para que haya menor pérdida y pueda el calor procedente de la radiación solar ser utilizado y transportado mediante un ventilador la cual Fuerza al sistema del aire que transporta el calor hacia los peces” (Bruno-Hernández et al., 2015).

Los deshidratadores solares se clasifican en dos tipos el primero por ser activos íntegros o pasivos de tipos distribuido.

Los deshidratadores solares pasivos son de dos tipos los cuales uno de ellos son los directos que tienen contacto con la radiación solar y el producto a deshidratar puesto que están separados generalmente por un plástico o vidrio y también están los deshidratadores solares pasivos que son indirectos por los cuales “colectan el calor solar generado por la radiación para ser transportado mediante el aire por convección natural y está a su vez se ponen en contacto con el producto a deshidratar” (León, 2018).

Los deshidratadores solares activos son aquellos que requieren de electricidad para su completo funcionamiento, así como el que estamos diseñando requiere de un flujo de convección forzada por parte del aire ya que al incidir los rayos solares a los tubos de vacío éstos requieren ser transportados y regular el flujo del aire y esto se da mediante el ventilador la cual es controlado por un dispositivo electrónico como es el Arduino.

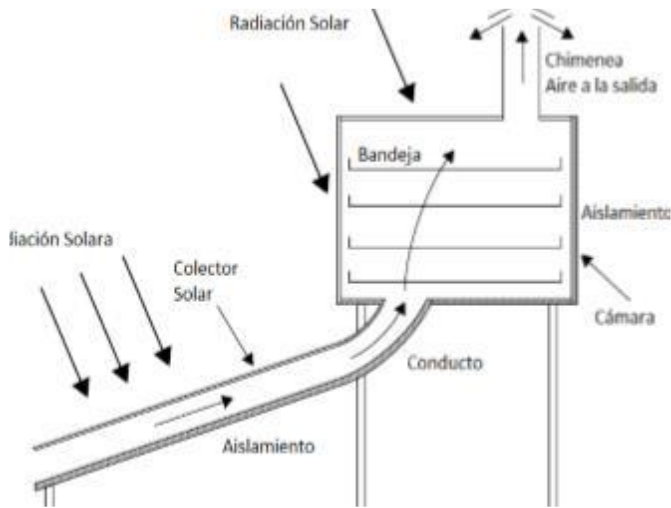


Figura 9. Deshidratador solar mixto

Fuente: Casabianca et al., 2015.

2.2.11. Teoría de control de parámetros

Los avances en la electrónica hasta el día de hoy son los más notables en toda la población del mundo basta con decir que la globalización depende del uso del internet donde podemos comunicarnos de manera instantánea.

Para esto los componentes electrónicos juegan un papel muy importante, son dispositivos basados en los transistores que en los pasos de los años han ido evolucionando el silicio y el germanio fueron los pioneros ahora con los avances de los materiales se consiguieron doparlos mejorando su uso en la vida doméstica e industrial.

Los componentes electrónicos que se usó para la presente tesis

Sensor de temperatura

Para que se puede ejecutar o y tener las características principales para la trucha la temperatura del aire calentado debe ser de 76 grados Celsius la temperatura tiene que ser controlada mediante un sensor de carácter electrónico.

Este es de carácter electrónico puesto que requiere de un sensor llamado termistor de tipo NTC este componente varía su resistencia en función al cambio de temperatura el más común usado es el termistor de 10k, El cual nos indica que a 25 grados Celsius el termistor tendrá 10 kilo ohmios de resistencia y cuando aumenta la temperatura está resistencia disminuye su resistencia su ecuación está representada de la siguiente manera.

$$R_t = R_0 e^{\beta \left(\frac{1}{T_t} - \frac{1}{T_0} \right)}$$

[7]

R_t: resistividad para el termistor T_t.

R₀: resistividad inicial T₀.

β: Constante de temperatura.

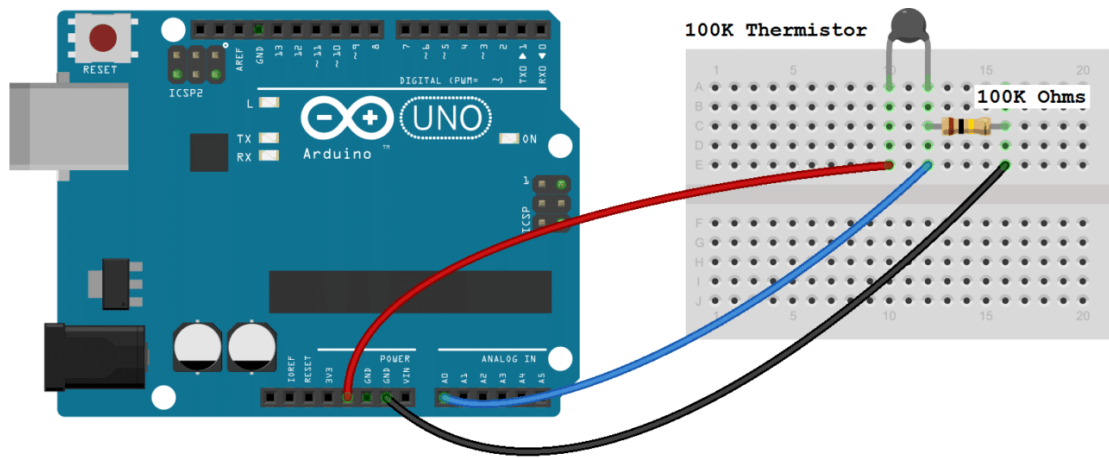


Figura 10 Termistor y sensor de temperatura

Fuente: S nder, 2019.

2.3. DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

Densidad: La densidad, es una magnitud escalar expresada que la masa ocupa un volumen de sustancia o un objeto sólido.

Energía cinética: Es la energía que posee un cuerpo con su movimiento.

Espesor: Es el grosor que tiene un cuerpo cualquiera.

Factor de convección: Es un coeficiente de transferencia de calor mediante flujo de aire o gas.

Factor modificadorio: Es una modificación que tienen los cuerpos geométricos para un mejor uso de los mecanismos.

Humedad: Es la acumulación de agua o de vapor de agua o de otro líquido que está presente en la superficie o el interior de un cuerpo o en el aire.

Número de Nusselt: Es una magnitud adimensional que se encarga de medir el aumento de transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre, comparada con la transferencia de calor si esta ocurriera solamente por conducción.

Número de Prandtl: Es un número adimensional proporcional al cociente entre la velocidad de difusión de la cantidad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica

Número de Rayleigh: En mecánica de fluidos, el número de Rayleigh (Ra) de un fluido es un número adimensional asociado con la transferencia de calor en el interior del fluido.

Número de Reynolds: Caracteriza si el fluido tiene un flujo laminar o turbulento.

Perímetro: El perímetro es la suma de las distancias de los bordes de una figura geométrica.

Peso específico: Se llama peso específico la relación que tiene el cuerpo de su masa respecto a su volumen.

Resistencia a la tracción: Es la resistencia de un material con respecto a una fuerza axial.

Temperatura: La temperatura es una magnitud escalar que indica la energía de un sistema termodinámico.

Velocidad angular: Es una medida de velocidad de rotación.

Viscosidad cinemática: Es una propiedad de los fluidos que indica la mayor o menor resistencia que estos ofrece al movimiento de sus partículas cuando están sometido a un esfuerzo cortante.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

El tipo de investigación es aplicada

3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA

3.2.1. Población

No aplica.

3.2.2. Muestra

No aplica.

3.3. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

Tabla 1

Operacionalización de variables Independiente y Dependiente

Variable	Dimensión	Indicador
VI: Control de temperatura	Censado de temperatura	°C
VI: Utilización de tubos de vacío.	Transferencia de calor.	W
	Velocidad del aire.	Metros/s
VD: Diseño de un deshidratador solar de trucha	Textura de la trucha.	Visual

3.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA RECOLECCIÓN DE DATOS

La información de la presente investigación se obtendrá usando los instrumentos referenciados en la Tabla 2.

Tabla 2

Instrumentos para recolección de datos

Técnica	Uso	Instrumentos
Observación	Análisis documentario de tablas, transferencia de calor, velocidad del viento, electrónica.	Unidades de datos.
	Flujo de aire calentado.	Sensor de temperatura.

3.5. PROCESAMIENTOS Y ANÁLISIS DE DATOS

No aplica

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1. RESULTADOS

Para la presente tesis el trabajo elaborado en la parte térmica está contratada en la bibliografía de Incropera & Witt, (1999), al mismo tiempo la parte en la transferencia de potencia mecánica, la selección de rodamientos axial y radiales está basada en (Alva Davila, 2009).

4.1.1. Tamaño y peso de las truchas.

El presente trabajo se ha considerado para el deshidratado de las truchas de tamaño y peso promedio los cuales son de 40 cm de largo y de ancho hasta 10 cm y de peso 0,9 kg, estos datos son importantes para el cálculo de la potencia mecánica mediante el momento de inercia.

4.1.2. Proceso de deshidratación

En la presente tesis para dar un resumen del proceso de deshidratación se requiere antes preparar los peces para esto se necesita que los peces están limpios, sacando los órganos internos para luego ser enganchados dentro de la cámara de deshidratado.

Luego se procede encender el equipo tanto para el compresor del aire y para el circuito electrónico que pueda controlar la temperatura mediante el flujo del aire, luego de esto hay que esperar, monitoreando visualmente el deshidratado hasta llegar a una reducción de la humedad óptima de la trucha, el tiempo de deshidratado está en función de la radiación solar está varía respectivamente al clima a las estaciones del año generalmente.

La temperatura con la que ingresa a la cámara de deshidratado es de 76 Celsius está temperatura es ideal para el deshidratado de los peces que son las truchas la ventaja frente a un secado solar en la intemperie, puesto que la cámara se encuentra aislada del ambiente que lo rodea protegiendo así el alimento.

4.1.3. Datos iniciales para el secador solar.

La temperatura con la que se deshidratan las especies marinas es muy importante en especial para la trucha de tipo arcoíris de la que trata esta tesis es primordial. “Se tomara como referencia la temperatura de 76 °C que en la medida absoluta es 349 K para no alterar el color y el sabor del producto marino” (Tacusi, 2006).

Ua: Velocidad del viento a controlar

Tabla 3*Parámetros iniciales para el diseño*

Parámetro	Datos	Unidades
Temperatura extrema del condensador (Ts)	423	K
Temperatura del aire de ingreso (Tm,i)	295	K
Temperatura del aire de media (Tm)	359	K

En la siguiente tabla se tendrá algunas propiedades con respecto al aire, el cual es el gas con el cual se trabajará dentro del intercambiador de calor por convección forzada.

Tabla 4

Propiedades del aire a 295 K

Parámetro	Datos	Unidades
calor específico del aire a 295 K (Cp)	1009,90	$\frac{J}{kg K}$
Viscosidad dinámica a 295 K (u)	$212,14 * 10^{-7}$	$\frac{N s}{m^2}$
conductividad térmica (k)	0,0377	$\frac{W}{m}$
densidad (δ)	1,1847	$\frac{kg}{m^3}$

4.1.4. Diseño de la aleta longitudinal

Para el diseño de la aleta se realiza en función del dimensionamiento del condensador del tubo de vacío de calor.

Realizado el cálculo del perímetro se obtendrá lo siguiente:

$$P = \pi * \varphi$$

$$P = \pi * 0,026m = 0,0817m$$

Donde:

P = perímetro de la zona circular

φ = diámetro

El número de aletas a utilizar es $N = 20$



Figura 11. Tubo de vacío con condensador

Fuente: Pacheco Luján, 2014.

En función del condensador se muestra la siguiente figura para las aletas.

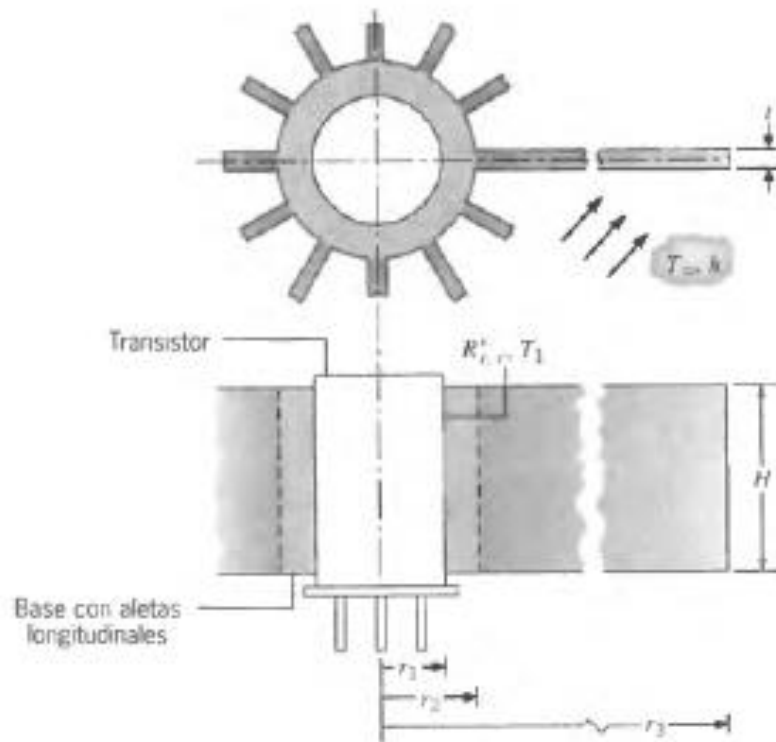


Figura 12. Aleta longitudinal para un condensador

Fuente: Bergman & Incropera, 2002.

Según la figura anterior los parámetros son los siguientes para la aleta longitudinal que se aprecia en la figura anterior. Los parámetros siguientes son elegidos a través de re cálculo siendo estas las más adecuadas.

Tabla 5

Condiciones iniciales del condensador y aletas

Parámetro	Datos	Unidades
Radio del condensador (r1)	0,007	m
Radio de la manga (r2)	0,008	m
Radio del condensador, la manga y La aleta (r3)	0,01905	m
Espesor de la aleta (t)	0,001	m
Altura de la aleta (H)	0,1	m

4.1.4.1. Área transversal.

Para el área transversal se requerirá de dos ecuaciones

$$A_t = N A_f + A_b$$

Donde:

A_t : Área transversal.

Af: Área superficial de la aleta longitudinal

Ab: Área de la base de la aleta.

N: número de aletas.

Área superficial de la aleta

$$A_f = (r_3 - r_2) * H$$

$$A_f = (0,01905 - 0,008) * 0,1$$

$$A_f = 0,001105 \text{ m}^2$$

Área de la base de la aleta.

$$A_b = 2 * \pi * r_2 * H - N * t * H$$

$$A_b = 2 * \pi * 0,008 * 0,1 - 20 * 0,001 * 0,1$$

$$A_b = 0,0030264 \text{ m}^2$$

Por lo tanto:

$$A_t = 40 * 0,001105 + 0,0030264$$

$$A_t = 0,078425925 \text{ m}^2$$

4.1.4.2. Eficiencia general del arreglo

La eficacia general. “Nos permite realizar el cálculo de la transferencia total del calor para un arreglo de aletas, basada en la resistencia térmica de la aleta”(Incropera & Witt, 1999).

Está comprendida como la siguiente ecuación:

$$n_o = 1 - \frac{N * A_f(1 - n_f)}{A_t}$$

Donde:

At: Área transversal.

Af: Área superficial de la aleta longitudinal

Ab: Área de la base de la aleta.

N: número de aletas.

n_f : eficiencia de la aleta.

$$n_f = \frac{\tanh m(r_3 - r_2)}{m(r_3 - r_2)}$$

4.1.4.3. Diámetro hidráulico.

En esta sección es necesario utilizar el diámetro hidráulico, “entendiendo que el diámetro efectivo donde se realizara la transferencia del calor a través de las aletas longitudinales corresponde a una parte del diámetro de la tubería siendo esta concéntrica” (Cengel, 2013).

Para realizar el cálculo del diámetro hidráulico se aplicará la ecuación siguiente.

$$D_h = \frac{(4 * (r_3 - r_2))^{\frac{1}{2}}}{r_3}$$

Donde:

D_h : Diámetro hidráulico

$$D_h = \frac{(4 * (0,01905 - 0,008)^2)}{0,01905}$$

$$D_h = 0,021879 \text{ m}$$

4.1.4.4. Flujo másico

“El flujo de moléculas de aire que pasa a través de las aletas longitudinales, independientemente del volumen que ocupen todas las moléculas en función de la temperatura y presión establecidos”(Alicat, 2021).

El cálculo esta expresada como se muestra:

$$\dot{m} = \delta * u_a * A_C$$

Donde:

δ : Densidad de temperatura media del aire a 359 K.

u_a : Velocidad del viento m/s.

A_C : Área de la sección transversal entre las altas longitudinales.

$$A_C = \frac{\pi * (r_3^2 - r_2^2)}{N}$$

$$A_C = \frac{\pi * (0,01905^2 - 0,008^2)}{20}$$

$$A_C = 4,69501 * 10^{-5} m^2$$

$$\dot{m} = 0,975 * 30 * 4,69501 * 10^{-5}$$

$$\dot{m} = 1,37 * 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

4.1.4.5. Número de Reynolds

Es una magnitud adimensional, “caracteriza al desplazamiento de un fluido, explicando de este modo si el flujo es laminar o turbulento”(Zegarra, 2014).

La ecuación siguiente constituye para un fluido dentro de una altea longitudinal del diámetro hidráulico y esta expresa de la siguiente manera.

$$Re_{Dh} = \frac{\delta * u_a * D_h}{u}$$

$$Re_{Dh} = \frac{0,975 * 30 * 0,021879}{2,12 * 10^{-5}}$$

$$Re_{Dh} = 3,02 * 10^4$$

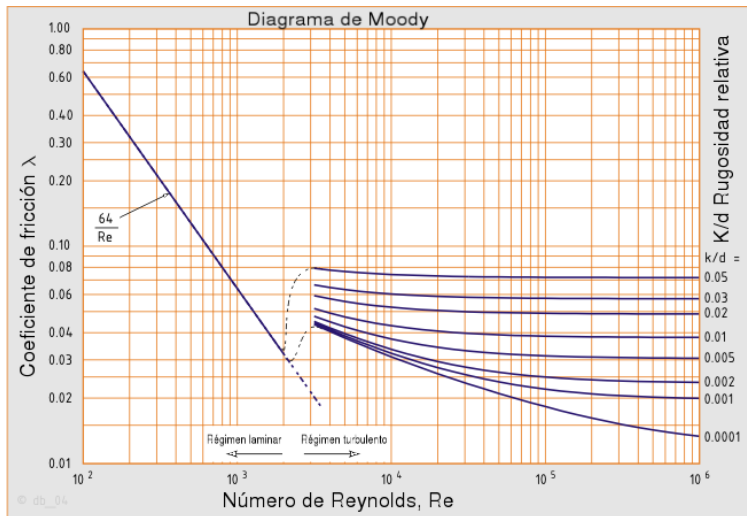


Figura 13. Diagram de Moody

Fuente: Martao, 2019.

4.1.4.6. Número de Nusselt

De forma similar al número de Reynolds, “el número de Nusselt es una magnitud adimensional que indica el incremento de la transferencia de calor en la superficie del diámetro hidráulico de la aleta longitudinales”(Rondan et al., 2016).

El número de Nusselt se puede computar según la ecuación siguiente.

$$Nu_{Dh} = 0,023 * Re_{Dh}^{0.8} * Pr^n$$

Donde:

Nu_{Dh} : Número de Nusselt del diámetro hidráulico

Re_{Dh} : Numero de Reynolds del diámetro hidráulico

Pr^n : Número de Prandtl, $n = 0,4$ para el calentamiento del aire.

El número de Prandtl para el aire de ingreso 295 K, según tabla es: 0,708 por lo que se obtendrá:

$$Nu_{Dh} = 0,023 * (3,02 * 10^4)^{0,8} * 0,708^{0,4}$$

$$Nu_{Dh} = 76,80$$

4.1.4.7. Coeficiente de convección para las aletas longitudinales.

El coeficiente de convección para el propósito de este trabajo estará en función de las magnitudes antes calculadas expresado en la siguiente ecuación.

$$\bar{h} = \frac{k * Nu_{Dh}}{D_h}$$

Donde:

\bar{h} : Coeficiente de convección a cada canal

D_h : Diámetro hidráulico para la sección concéntrica de las aletas longitudinales.

k : Conductividad térmica del aire

$$\bar{h} = \frac{0,0366 * 76,80}{0,021879}$$

$$\bar{h} = 128,48 \frac{W}{m^2 K}$$

4.1.4.8. Cálculo de la eficiencia del arreglo

Antes de realizar el cálculo con los resultados obtenidos aún nos falta realizar un cálculo la cual estará descrita en la siguiente ecuación.

$$m = \left(\frac{\bar{h}P}{kA} \right)^{0,5}$$

Donde:

\bar{h} : Coeficiente de convección a cada canal.

P: Perímetro de la aleta lateral.

A: Área lateral de la aleta.

k : conductividad térmica del cobre.

$$m = \left(\frac{128,48 * 0,202}{399 * 0,0001} \right)^{0,5}$$

$$m = 25,50344m^{-1}$$

$$mR = m(r_3 - r_2)$$

$$mR = 25,50344 * (0,01905 - 0,008)$$

$$mR = 0,2818$$

Por lo tanto, se aplica la siguiente ecuación de la eficiencia de la aleta vista en el anterior punto.

$$n_f = \frac{\mathit{tanh} m(r_3 - r_2)}{m(r_3 - r_2)}$$

$$n_f = \frac{\mathit{tanh}(0,2818)}{0,2818}$$

$$n_f = 0,97434$$

Con el valor de la eficiencia de la aleta pasaremos a calcular la eficiencia del arreglo

$$n_o = 1 - \frac{N * A_f(1 - n_f)}{A_t}$$

$$n_o = 1 - \frac{20 * 0,001105 * (1 - 0,97434)}{0,021879}$$

$$n_o = 0,97743$$

4.1.4.9. Resistencia térmica asociada con cada uno de los arreglos

Para el cálculo de la resistencia está gobernada por la siguiente ecuación.

$$R = n_o * \bar{h} * A_t$$

$$R = (0,97743 * 128,48 * 0,02851264)^{-1}$$

$$R = 0,31693 \frac{K}{W}$$

4.1.4.10. Temperatura de salida primer cálculo

Debido a la inclusión contribuidas a la convección en las superficies internas y externas de tubo, debido a esto se puede presentar la temperatura de salida en la siguiente formula.

$$T_{m,o} = T_s - (T_s - T_{m,i})e^{-\left(\frac{1}{\dot{m} * C_p * R}\right)}$$

Donde:

$T_{m,o}$: Temperatura de salida.

T_s : Temperatura extrema del condensador.

$T_{m,i}$: Temperatura del aire de ingreso.

\dot{m} : Flujo másico.

C_p : Calor específico del aire a 295 K.

$$T_{m,o} = T_s - (T_s - T_{m,i})e^{-\left(\frac{1}{\dot{m} * C_p * R}\right)}$$

$$T_{m,o} = 423 - (423 - 295)e^{-\left(\frac{1}{0,00137 * 1009,90 * 0,31693}\right)}$$

$$T_{m,o} = 308,7628 \text{ K}$$

Con este dato nos acercamos a 349 K, lo cual para alcanzar es necesario realizar un recalentamiento procediendo con los nuevos cálculos.

4.1.4.11. Temperatura de salida segundo Cálculo

Tabla 6

Parámetros iniciales para el diseño, segundo cálculo

Parámetro	Datos	Unidades
Temperatura extrema del condensador (Ts)	423	K
Temperatura del aire de ingreso (Tm,i)	308,7628	K
Temperatura del aire de media (Tm)	365,88	K

En la siguiente tabla se tendrá algunas propiedades con respecto al aire, el cual es el gas con el cual se trabajará dentro del intercambiador de calor por convección forzada.

Tabla 7

Propiedades del aire a 308,7628 K

Parámetro	Datos	Unidades
calor específico del aire (Cp)	1010,586	$\frac{J}{kg K}$
Viscosidad dinámica(u)	215,14 *10 ⁻⁷	$\frac{N s}{m^2}$
conductividad térmica (k)	0,03120536	$\frac{W}{m}$
densidad (δ)	0,95569	$\frac{kg}{m^3}$

Con esos datos iniciales para 308,7628 K encontraremos los nuevos valores según la siguiente tabla mostrada.

Tabla 8

cálculo para el segundo calentamiento del aire

Parámetro	Valor
Flujo másico	$8,97 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{s}$
Numero de Reynolds	$1,94 \cdot 10^4$
Numero de Nusselt	$5,40 \cdot 10^1$
Coeficiente de convección para las aletas longitudinales	$7,71 \cdot 10^1 \frac{W}{m^2 K}$
Eficiencia del arreglo	$9,86 \cdot 10^{-1}$
Resistencia térmica	$5,24 \cdot 10^{-1} \frac{K}{W}$
Temperatura de salida	$3,20 \cdot 10^2 K$

Se obtuvo 320 K con este dato nos acercamos a 349 K, lo cual para alcanzar es necesario realizar un recalentamiento procediendo con los nuevos cálculos.

4.1.4.12. Temperatura de salida cálculo 3

Tabla 9

Parámetros iniciales para el diseño, tercer cálculo

Parámetro	Datos
Temperatura extrema del condensador (Ts)	423 K
Temperatura del aire de ingreso (Tm,i)	320,1797 K
Temperatura del aire de media (Tm)	371,5898 K

En la siguiente tabla se tendrá algunas propiedades con respecto al aire, el cual es el gas con el cual se trabajará dentro del intercambiador de calor por convección forzada.

Tabla 10*Propiedades del aire a 371,5898 K*

Parámetro	Datos	Unidades
calor específico del aire (Cp)	1011,5898	$\frac{J}{kg K}$
Viscosidad dinámica (u)	217,83 *10 ⁻⁷	$\frac{N s}{m^2}$
conductividad térmica (k)	0,03167124	$\frac{W}{m}$
densidad (δ)	0,940509	$\frac{kg}{m^3}$

Con esos datos iniciales encontramos los nuevos valores según la siguiente tabla mostrada.

Tabla 11*Cáculo para el tercer calentamiento del aire*

Parámetro	Valor
Flujo másico	$8,83 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{s}$
Numero de Reynolds	$1,89 \cdot 10^4$
Numero de Nusselt	$5,28 \cdot 10^1$
Coeficiente de convección para las aletas longitudinales	$7,65 \cdot 10^1 \frac{W}{m^2 K}$
Eficiencia del arreglo	$9,86 \cdot 10^{-1}$
Resistencia térmica	$5,28 \cdot 10^{-1} \frac{K}{W}$
Temperatura de salida	$3,31 \cdot 10^2 K$

Se obtuvo 331 K con este dato nos acercamos a 349 K, lo cual para alcanzar es necesario realizar un recalentamiento procediendo con los nuevos cálculos.

4.1.4.13. Temperatura de salida cálculo 4

Tabla 12

Parámetros iniciales para el diseño, cuarto cálculo

Parámetro	Datos
Temperatura extrema del condensador (T_s)	423 K
Temperatura del aire de ingreso ($T_{m,i}$)	330,53 K
Temperatura del aire de media (T_m)	376,765 K

En la siguiente tabla se tendrá algunas propiedades con respecto al aire, el cual es el gas con el cual se trabajará dentro del intercambiador de calor por convección forzada.

Tabla 13*Propiedades del aire a 376,765 K*

Parámetro	Datos	Unidades
calor específico del aire (Cp)	1012,3	$\frac{J}{kg K}$
Viscosidad dinámica (u)	220,43 *10 ⁻⁷	$\frac{N s}{m^2}$
conductividad térmica (k)	0,03218696	$\frac{W}{m}$
densidad (δ)	0,91095412	$\frac{kg}{m^3}$

Con esos datos iniciales encontramos los nuevos valores según la siguiente tabla mostrada.

Tabla 14*Caculo para el cuarto calentamiento del aire*

Parámetro	Valor
Flujo másico	$8,55 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{s}$
Numero de Reynolds	$1,81 \cdot 10^4$
Numero de Nusselt	$5,10 \cdot 10^1$
Coeficiente de convección para las aletas longitudinales	$7,50 \cdot 10^1 \frac{W}{m^2 K}$
Eficiencia del arreglo	$9,87 \cdot 10^{-1}$
Resistencia térmica	$5,38 \cdot 10^{-1} \frac{K}{W}$
Temperatura de salida	$3,40 \cdot 10^2 K$

Se obtuvo 340 K con este dato nos acercamos a 349 K, lo cual para alcanzar es necesario realizar un recalentamiento procediendo con los nuevos cálculos.

4.1.4.14. Temperatura de salida cálculo 5

Tabla 15

Parámetros iniciales para el diseño, quinto cálculo

Parámetro	Datos
Temperatura extrema del condensador (T_s)	423 K
Temperatura del aire de ingreso ($T_{m,i}$)	340 K
Temperatura del aire de media (T_m)	381,4733 K

En la siguiente tabla se tendrá algunas propiedades con respecto al aire, el cual es el gas con el cual se trabajará dentro del intercambiador de calor por convección forzada.

Tabla 16*Propiedades del aire a 381,4733K*

Parámetro	Datos	Unidades
calor específico del aire (Cp)	1015	$\frac{J}{kg K}$
Viscosidad dinámica μ (u)	231,1 *10 ⁻⁷	$\frac{N s}{m^2}$
conductividad térmica (k)	0,034	$\frac{W}{m}$
densidad (δ)	0,885	$\frac{kg}{m^3}$

Con esos datos iniciales encontraremos los nuevos valores según la siguiente tabla mostrada

Tabla 17

Cálculo para el quinto calentamiento del aire

Parámetro	Valor
Flujo másico	$8,31 \cdot 10^{-4} \frac{kg}{s}$
Numero de Reynolds	$1,68 \cdot 10^4$
Numero de Nusselt	$4,80 \cdot 10^1$
Coeficiente de convección para las aletas longitudinales	$7,46 \cdot 10^1$
Eficiencia del arreglo	$9,87 \cdot 10^{-1}$
Resistencia térmica	$5,41 \cdot 10^{-1} \frac{K}{W}$
Temperatura de salida	$3,49 \cdot 10^2 K$

Se obtuvo 349 K llegando a la temperatura para ideal para la deshidratación de la trucha Arcoíris.

4.1.5. Diseño de cámara deshidratadora de trucha

4.1.5.1. Cálculo de transmisión por cadena

En el presente trabajo de tesis para que el mecanismo este en un adecuado funcionamiento se requiere saber con cuantas cantidades de truchas se va a operar y el peso total que tendrá el sistema.

El deshidratador ha sido construido para una capacidad 43,2 kg lo que es equivalente a 48 truchas de 0,9 kg cada una. En cada ramificación contiene 4 peces tal como se muestra en la siguiente figura.

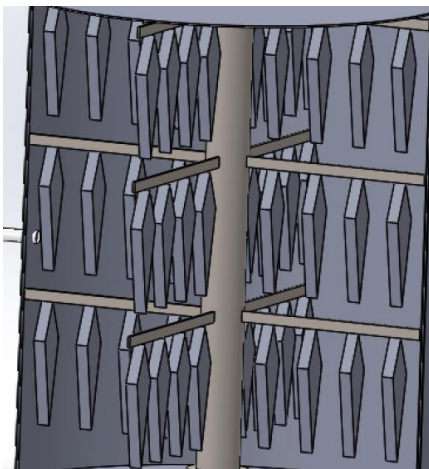


Figura 14. Número de peces en la cámara

La figura representa a los peces, por lo que a continuación obtenida esa configuración se requiere encontrar el momento de inercia que, con la ayuda del programa de SolidWork podemos acceder de manera sencilla a este dato lo que nos da un valor del momento de inercia

Este valor convirtiendo al sistema internacional es de $353 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Luego la potencia mecánica esta expresada por la siguiente ecuación

$$P = I \omega^3 \quad [8]$$

Donde:

P: Potencia mecánica [W].

I: Momento de inercia [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$].

ω : Velocidad angular [RPM].

Por condiciones iniciales la velocidad angular ω para la cámara de secado tiene un valor de 6 RPM y este valor convirtiendo a velocidad lineal tiene un valor de 0,6282 rad/s, entonces empleando la ecuación de la potencia se obtuvo el siguiente valor.

$$P = I \omega^3 = 353 * 0,6282^3 = 87,56 \text{ W} = 0,1240 \text{ Hp}$$

Con este valor se pudo obtener el valor de las dimensiones de la transmisión por cadena el cual se evaluó “la relación de transmisión, numero de dientes de las ruedas, potencia nominal equivalente, selección de la cadena, diámetro de las ruedas, velocidad tangencial, longitud de la cadena” (Alva Davila, 2009).

Relación de transmisión

“se referencia mediante una división de la velocidad más alta con respecto a otra de menor velocidad” (Alva Davila, 2009).

De forma que la cámara de 6 vueltas en un minuto tendrá que ser de una rapidez de 6 RPM, se admitió 14,7 RPM motoreductor.

$$Mg = \frac{14,7}{6} = 2,45$$

Número de dientes de las ruedas

Para la elección del número de dientes las ruedas el autor recomienda 20 dientes para el Piñón que En referencia a la relación de transmisión la ecuación esta expresada de la siguiente forma:

$$Zg = 2,45 \times 20 = 49 \text{ dientes}$$

Potencia nominal equivalente

Para la potencia nominal está calculada mediante la multiplicación del factor de potencia que transmitirá la fuerza, multiplicada por un factor de servicio y modificadorio que participa también en una tabla mediante el número de dientes.

$$P = 0,12 \times 0,95 \times 1,3 = 0,1482 \text{ Hp}$$

Selección de cadena

La cadena seleccionada según ANSI 50 de una hilera y paso de 5/8 de pulgada es la que requiere en función de la potencia nominal equivalente calculada.

Diámetro de las ruedas

Ahora se puede calcular los diámetros de las ruedas tanto del Piñón y de la Catalina para esta transmisión por cadena.

$$dp = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Zp}\right)} = \frac{1}{\text{sen}\left(\frac{180}{20}\right)} = 4 \text{ plg} = 10,16 \text{ cm}$$

$$Dp = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Zg}\right)} = \frac{1}{\text{sen}\left(\frac{180}{49}\right)} = 9,75 \text{ plg} = 24,77 \text{ cm}$$

Donde:

P: Paso de la cadena.

Zp: Cantidad de dientes para el tambor.

Zg: Cantidad de dientes para el motorreductor.

Dp: Diámetro de paso del tambor.

Dg: Diámetro de paso del motorreductor.

Velocidad tangencial

Se realizó el cálculo utilizando la siguiente ecuación.

$$v = \frac{\pi \times dp \times np}{12} = 15,7 \frac{ft}{min}$$

Con el resultado de la velocidad, nos indica que la lubricación será de forma manual.

Donde:

Dp: dimensión diametral para el paso en el piñón, que está en pulgadas.

Np: Velocidad en revoluciones por minutos para el piñón.

v: Rapidez de forma tangente en unidades de pies/min.

Longitud de la cadena

Se recomienda para el primer paso optar por una distancia entre centros de 40 pasos para la ecuación expresada de la siguiente forma.

$$Lp = 2Cp + 0,53(Zp + Zg)$$

$$Lp = 2x40 + 0,53(20 + 49) = 116,57plg \cong 118 plg$$

Ahora se aproxima al par más aproximado.

$$Lp = 118 \text{ pasos}$$

Recalcular Cp , con la siguiente ecuación.

$$Lp = 2Cp + \frac{Zp + Zg}{2} + \frac{(Zp - Zg)^2}{4\pi^2 Cp}$$

$$118 = 2Cp + \frac{20 + 49}{2} + \frac{(20 - 49)^2}{4\pi^2 Cp}$$

La distancia entre centros de las ruedas dentadas se obtuvo:

$$Cp = 41,49 \text{ pasos} = 25,93plg = 65,86 \text{ cm}$$

La longitud de la cadena se obtuvo:

$$Lp = 118 * 5/8 = 73,75 plg = 187,325 \text{ cm}$$

4.1.6. Cálculo de ejes

En la presente tesis que se ha desarrollado se tuvo que realizar cálculos para las dimensiones de los ejes los cuas se muestran en la siguiente figura.

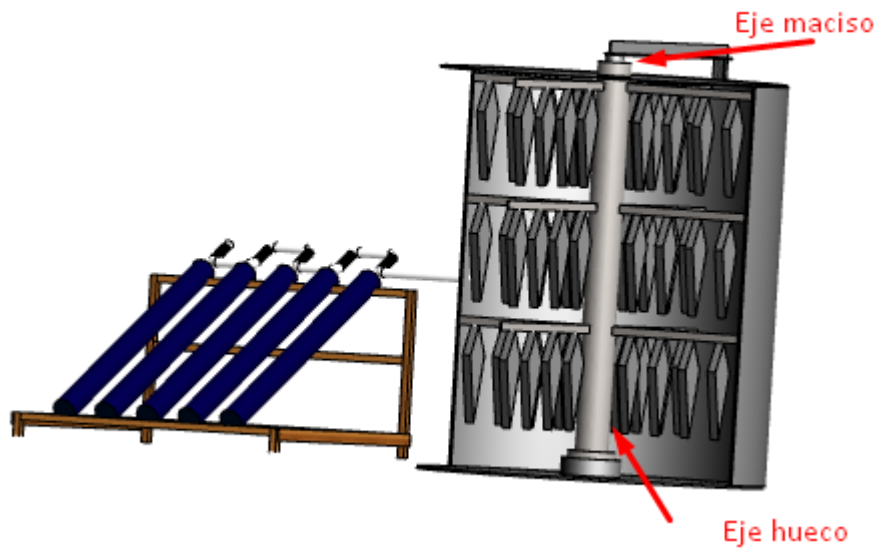


Figura 15. Ejes macizo y hueco

4.1.6.1. Eje hueco

El eje que se encuentra en la parte externa y que tiene contacto con los sujetadores de los peces tiene una dimensión de diámetro interior de 125mm y diámetro exterior 140 mm con un largo de 1,7 m, lo cual se ha realizado los cálculos de estas dimensiones.

Sabemos que el diámetro de la rueda dentada de la cámara es de 24,77 cm por lo que el radio es de 12,385 cm

Primeramente, sobemos que:

$$P = T \omega \quad [9]$$

Entonces:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{87,56}{6 \text{ RPM}} = \frac{87,56}{0,1047} = 836,2942 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación para el torque tendremos.

$$T = \frac{t_{max} x J}{C} \quad [10]$$

Donde:

T: Torque

J: momento polar de inercia.

C: distancia del centro del eje hacia el radio o diámetro exterior.

$$836,29 = \frac{241x10^6 x \frac{\pi}{2} x (r_e^4 - r_i^4)}{r_e}$$

$$836,29 = \frac{241x10^6 x \frac{\pi}{2} x (r_e^4 - 0,0625^4)}{r_e}$$

Entonces realizando los respectivos cálculo se obtiene el valor $r_e = 62,64\text{mm}$, siendo el diámetro de $125,28\text{ mm}$, se utilizó 140 mm de diámetro, lo que garantiza el buen funcionamiento del mecanismo.

El radio interior es de $62,5\text{ mm}$.

4.1.6.2. Eje macizo

La carga que se ejerce sobre el eje hueco será transmitida por medio de los rodamientos radiales, pero para esto se requiere conocer las fuerzas que ejercen sobre la viga, comenzando desde el diámetro de la rueda dentada.

Sabemos que el diámetro de la rueda dentada para el engrane es $0,2477\text{ m}$ y también conocemos el torque el cual es $836,29\text{ Nm}$ entonces la fuerza ejercida es $1,1252\text{ kN}$

En la siguiente figura se muestra en la siguiente figura:

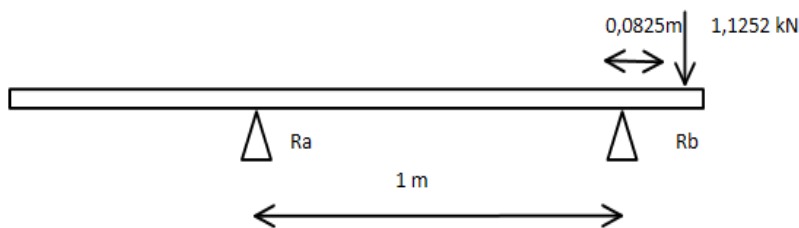


Figura 16. Análisis estático para la carga de rodamiento radiales

Resolviendo la reacción R_a tiene un valor de $-0,092829\text{ kN}$ y la reacción $R_b = 1,2180\text{ kN}$

Estas cargas que sucede en los rodamientos posteriormente se dará uso para el cálculo y selección del tipo de rodamiento.

Ahora para el eje que se encuentra dentro debemos realizar el siguiente análisis como se muestra en la figura.

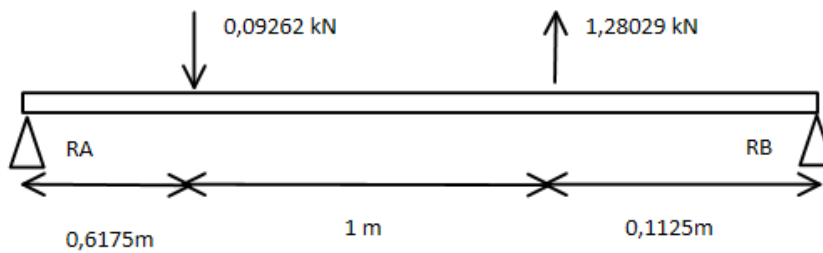


Figura 17. Análisis estático para el eje macizo

En la figura que se muestran las reacciones $RA = -4,0271 \text{ kN}$ y $RB = 2,01355 \text{ kN}$ y para todo el sistema el momento flector máximo es $6,4212 \text{ kN-m}$

Para evitar la deformación en el eje se utiliza la siguiente formula.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{S_y}{\eta} \quad [11]$$

Donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$: Esfuerzo máximo.

Sy: 296 MPa o 296 N/mm² para las guías lineales.

n: Es el factor de seguridad se encuentra entre 1,2 a 2,00”(Mott, 2006).

Se eligió 1,2

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{296}{2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 141,67 \frac{N}{mm^2}$$

Existe una relación con respecto a la resistencia de la sección y el esfuerzo máximo alavs relacionado con los momentos flectores. Esta está bajo la siguiente ecuación:

$$s = \frac{M_f}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad [12]$$

Donde:

s: Modulo de resistencia de la sección.

M_f: Momento flector máximo.

$$s = \frac{7016301,1 \text{ N} * \text{mm}}{141,67 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$s = 49526,83 \text{ mm}^3$$

Por la fórmula del módulo de resistencia para una sección circular transversal maciza.

$$s = \frac{\pi(d^3)}{32} \quad [13]$$

Donde:

d: Diámetro de la guía lineal.

Despejando el diámetro y desarrollando la ecuación.

$$d = \sqrt[3]{\frac{s(32)}{\pi}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{49526,83 (32)}{\pi}}$$

$$d = 80 \text{ mm}$$

Por lo que el diámetro será 80 mm

4.1.7. Cálculo de los rodamiento

4.1.7.1. Rodamiento axial

Para realizar el cálculo de un adecuado rodamiento es necesario conocer la carga que existe para esto se considera la carga de los peces y la estructura comprometida que es de 1,096 kN.

El movimiento se considera muy baja y el cálculo es para la carga estática equivalente.

$$P_0 = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a \quad [14]$$

Donde:

P_0 : Carga estática equivalente

F_r : Carga radial real

F_a : Carga axial real

X_0 : Factor de la carga radial

Y_0 : Factor de la carga axial

Al no existir carga radial solo se considera, la carga axial la cual es 1,096 kN

$$P_0 = Y_0 \times F_a = 1,096 \times 1 = 1,096 \text{ kN}$$

Ahora se realizar el cálculo de la carga necesaria.

$$C_0 = S_0 \times P_0 = 1 \times 1,096 \text{ kN}$$

Por lo que se encontró el rodamiento de serie 511128, rodamiento axial de bolas con el diámetro interior de 140 mm y una carga máxima de 81,50 kN sobre pasando al 1,1 que se requiere.

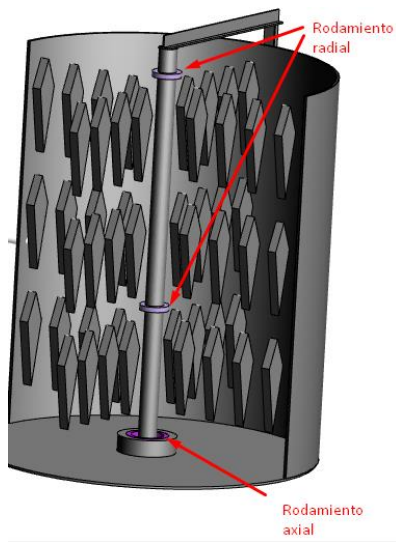


Figura 18. Posición de los rodamientos radiales y axial

4.1.7.2. Rodamientos radiales

Para este caso se toman en cuenta la carga que existe al transmitir el torque de la cadena y el motor eléctrico la cual tiene 1,28 kN.

El movimiento se considera muy baja y el cálculo es para la carga estática equivalente.

$$P_0 = X_0 \times F_r + Y_0 \times F_a \quad [15]$$

Donde:

P_0 : Carga estática equivalente

F_r : Carga radial real

F_a : Carga axial real

X_0 : Factor de la carga radial

Y_0 : Factor de la carga axial

Al no existir carga axial solo se considera, la carga radial es 1,28 kN

$$P_0 = Y_0 \times F_a = 1,28 \times 1 = 1,096 \text{ kN}$$

Ahora se realizar el cálculo de la carga necesaria.

$$C_0 = S_0 \times P_0 = 1 \times 1,28 \text{ kN}$$

Por lo que se encontró el rodamiento de serie 10016, rodamiento axial de bolas con el diámetro interior de 80 mm y una carga máxima de 60,00 kN sobre pasando al 1,28 kN que se requiere.

4.1.8. Motor eléctrico

4.1.9. Motor eléctrico

Para el motor eléctrico se requiere un motorreductor de 15 RPM de potencia mayor a 90 W.

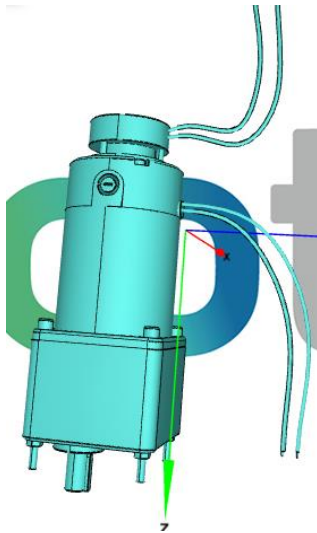


Figura 19. Motor eléctrico de 90 W

Para realizar la comprobación de la temperatura se utilizó sensores de temperatura de tipo termistor NTC 10K, conectado mediante un divisor de voltaje, con una resistencia de 10K en serie.

La obtención de la medida de temperatura se realiza por medio de termistor dentro del tubo circular después del arreglo de aletas, posteriormente el otro punto de La señal que se mide en A0, la cual estará en la entrada analógica del Arduino R3.

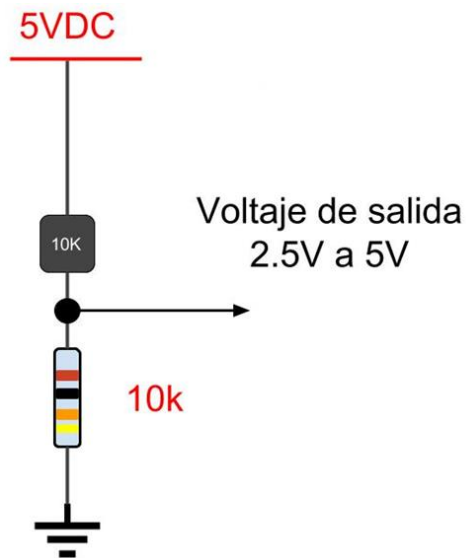


Figura 20. Circuito eléctrico para el termistor

La temperatura se podrá visualizar mediante una pantalla de LCD 2x16 la cual se tendrá que mantener en 35 °C o 308 K en caso contrario disminuirá o aumentara la velocidad del compresor o ventilador para poder mantener la temperatura indicada.

4.1.10. Control de temperatura

Para realizar la comprobación de la temperatura se utilizó sensores de temperatura de tipo termistor NTC 10K, conectado mediante un divisor de voltaje, con una resistencia de 10K en serie.

La obtención de la medida de temperatura se realiza por medio de termistor dentro del tubo circular después del arreglo de aletas, posteriormente el otro punto de

La señal que se mide en A0, la cual estará en la entrada analógica del Arduino R3.

La temperatura se podrá visualizar mediante una pantalla de LCD 2x16 la cual se tendrá que mantener en 76 °C o 349 K en caso contrario disminuirá o aumentara la velocidad del compresor o ventilador para poder mantener la temperatura indicada.

4.1.10.1. Costos del diseño del deshidratador

Los costos para la tesis presente hacienden hasta los 7715 soles, los cuales se detallan en la siguiente tabla.

Tabla 18*Lista de costos*

Rubros	Cantidad	Descripción	Montos (S/.)
Personal	1	Investigador.	500
Arduino Uno R3.	1	Unidad de control electrónico.	150
Sensores de temperatura.	3	Indicador de temperatura	135
Tubos colectores de vacío	5	Colección de radiación solar	2500
Madera para el recinto	1	Armado de una cámara	400
Ventiladores	1	Permiten la circulación del aire forzada.	900
Sellador	15	Para impedir que el calor fuga.	300
Accesorios de fijación	1	Une las planchas del recinto.	200
Herramientas.	1	Para el armado del recinto.	150
Tubos de acople	6	Unión de los tubos.	60

Base de la cámara	1	Soporte inferior de la cámara de secado	200
Porta rodamiento axial	1	Alojamiento para el rodamiento axial	30
Eje interno deshidratador	1	Eje fijo para la cámara de deshidratado	150
Eje externo deshidratador	1	Eje de rotación para la cámara de deshidratado	200
Ganchos para la trucha	1	Soporte para las trucha en el eje de rotación	400
Rodamiento axial	1	Permite el movimiento axialmente para el eje externo	70
Tope eje hueco	1	Soporte para el eje interno	50
Rodamiento radial	2	Permite el movimiento de forma radial	100
Tapa	1	Placa circular superior de la cámara de deshidratado	250
Perfil T	1	Soporte para el sistema de transmisión	70

Motor	1	Impulso mecánico	200
Aleta de cobre	1	Superficies extendidas para mejorar la eficiencia de transferencia	300
Catalina de transmisión	1	Rueda dentada para cadenas	30
Piñón de transmisión	1	Rueda dentada para cadenas	20
Cadena	1	Componente para la transición de tipo rodillo	50
Envío	1	La compra se realizara en lima.	300
		Sub total	6326,3
		IVG	1388,7
		Total	7715

4.1.10.2. Prototipo del sistema de secado

Para cumplir con el objetivo se muestra en la siguiente figura una propuesta del diseño en donde se encuentra la parte del colector solar y el colector solar para el calentado del aire la cual estará oscilando entre 76 °C para el secado de truchas.

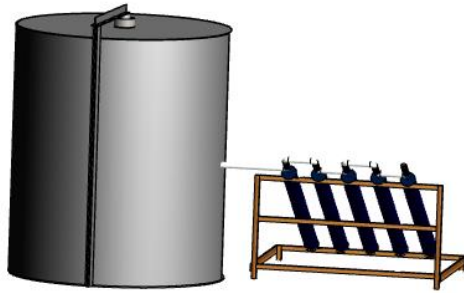


Figura 21. Cámara de deshidratado de trucha

4.2. DISCUSIÓN

Con respecto a Bruno-Hernández et al., (2015), que utilizó para su diseño un generador de luz infrarrojo para poder cuantificar el efecto que tiene sobre las manzanas empleando energía eléctrica para su tratamiento, el presente trabajo utilizó energía calorífica proveniente de los rayos solares que es una fuente de energía renovable obteniendo una temperatura de aire seco aproximadamente de 76 °C la cual favorece a nuestro medio ambiente.

Conforme a García, Mejía, Mejía, & Valencia, (2012), quien realizó el “diseño y construcción de un deshidratador solar de frutos tropicales”, las cuales tienen inestabilidades con respecto al secado esto se debe a que no tiene un sistema que pueda

controlar, en nuestro caso se empleó un sistema de control mediante el flujo de aire puesto que la radiación solar fluctúa por los días soleado o nublado y sus parcial de estas últimas.

En referencia a León, (2018) quien realizó una investigación titulada “Diseño e implementación de un deshidratador híbrido con paneles fotovoltaicos”, el cual empleo paneles solares para convertir a energía eléctrica y luego transformarlo en energía calorífica mediante resistencias, este tiempo de empleo de la energía solar no es eficiente puesto que solo se transforma un 20 % por medio de paneles solares resultando poco práctico, mediante los tubos de vacío es de 48 % siendo de mayor provecho para el caso de deshidratado.

CONCLUSIONES

Se diseñó un deshidratador solar de trucha mediante tubos de vacío con control de temperatura, teniendo partes fundamentales como el tratamiento de transferencia de calor mediante los tubos de vacío que llega hasta 76 °C y el mecanismo para el deshidratado de las truchas, realizando cálculos respectivos para su selección siendo estas el diámetro del eje macizo de 80 mm y eje hueco 140mm con factores de seguridad de 1,20, así también los rodamientos axial y radial, la potencia transmitida del motor eléctrico hacia el engranaje es por medio de cadenas.

Se utilizó los tubos de vacío como colector de energía caloríficas proveniente de sol los cuales son transferidos al contenedor de las truchas que son deshidratadas por medio del aire caliente a 76 °C.

Se controló la temperatura mediante la electrónica utilizando como sensor un termistor NTC de 10 kohm el cual varia su resistencia en relación a la temperatura y transmite al controlador Arduino para que controlo la velocidad del viento generado por el compresor.

Se diseñó el mecanismo accionado, generando movimiento para el deshidratado de la trucha de forma uniforme en las truchas teniendo una velocidad de 15 RPM provenientes del piñón.

RECOMENDACIONES

Se recomienda que la posición de los tubos de vacío tenga una inclinación de 30° con respecto a la superficie plana.

Se recomienda utilizar sellos herméticos en las conexiones de las tuberías y el armado del mecanismo, así también el aislamiento de las tuberías y la cámara de deshidratado.

Se recomienda utilizar un sistema de panel solar con batería controlador de corriente para alimentar de energía eléctrica al compresor de aire y al controlador Arduino puesto que estos operan con energía eléctrica.

La cadena requiere ser lubricada diariamente para evitar desgastes prematuros en la transmisión de potencia.

Utilizar equipos de protección personal para manipular los productos disecados puesto que el diseño esta para calentar el aire hasta 76°C y esto resulta de riesgo para cualquier tipo de interacción con el cuerpo humano.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alicat. (2021). *¿Qué son el flujo de masa y el flujo volumétrico?* .
<https://www.alicat.com/spanish/que-son-el-flujo-de-masa-y-el-flujo-volumetrico/>
- Alva Davila, F. (2009). *Diseño de elementos de máquinas i* (B. Marticorena (Ed.); SEGUNDA). Consejo Nacional de ciencias y Tecnología.
- Alvis, A., Cortés, L. E., & Páez, M. (2009). Transferencia de Calor y Materia durante la Fritura de Trozos de Ñame (*Dioscorea alata*). *Información Tecnológica*, 20(1), 99–109. <https://doi.org/10.4067/s0718-07642009000100012>
- Beltrán-Telles, A., Morera-Hernández, M., López-Monteagudo, F. E., Villela-Varela, R., Beltrán-Telles, A., Morera-Hernández, M., López-Monteagudo, F. E., & Villela-Varela, R. (2017). Prospectiva de las energías eólica y solar fotovoltaica en la producción de energía eléctrica. *CienciaUAT*, 11(2), 105–117. http://www.scielo.org.mx/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S2007-78582017000100105&lng=es&nrm=iso&tlng=es
- Bergman, T. L., & Incropera, F. P. (Eds.). (2002). *Fundamentals of heat and mass transfer* (7th ed). Wiley.
- Bruno-Hernández, M., Delgadillo-Mendoza, D., & Rivas-Vargas, C. (2015). *Diseño y*

construcción de un deshidratador de manzana por el método de convección forzada empleando la técnica de secado por energía radiante. 73.

Canna. (2019). *Influencia de la temperatura ambiental en las plantas* / CANNA España. http://www.canna.es/influencia_temperatura_ambiental_en_las_plantas

Casabianca, L. M., Velandia-C., V. A., Roldán-Olarte, D. J. P., Bermúdez-Pinzón, N., Rocha-León, C., & Barrero, I. N. (2015). Rediseño, montaje y estandarización operativa del secador solar de semillas en la hacienda La Cosmopolitana. *Revista de Tecnología, 14*(2). <https://doi.org/10.18270/rt.v14i2.1872>

Cengel, Y. (2013). Transferencia de calor y masa. In P. E. Roig Vázquez & A. L. Delgado Rodríguez (Eds.), *Journal of Chemical Information and Modeling* (Tercera ed, Vol. 53, Issue 9). MCGRAW-HILL/ INTERAMERICANA EDITORES, S.A. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

Cerón, E. E., & Guerrero, O. I. (2015). *Diseño y construcción de una secadora híbrida de alimento en hojuelas para peces de acuario, que opere con energía solar y eléctrica*. Escuela Politécnica Nacional.

Coppini, M. V. (2017). *Calentamiento global, cambio climático y efecto invernadero*. Geo Inova. <https://geoinnova.org/blog-territorio/calentamiento-global-cambio-climatico-efecto-invernadero/>

Datos, T. M. (2017). *Colector de tubos de vacío según el principio Heatpipe para el uso de la energía solar.*

Delgado-Aguiñaga, J. A., Orozco-Mora, J. L., & Ruiz-Beltrán, E. (2013). Solución al problema de desacoplamiento mediante un controlador proporcional difuso de un sistema regular de riego con tuberías en paralelo. *Ingeniería, Investigación y Tecnología*, 14(4), 523–536. [https://doi.org/10.1016/s1405-7743\(13\)72263-7](https://doi.org/10.1016/s1405-7743(13)72263-7)

Delgado, F., & Sheron, L. (2013). Cálculo en la transferencia de calor y masa en el secado de la Anchoveta. *Ciencia & Desarrollo*, 10.

DriBox. (2018). *Deshidratador solar de alimentos*. 4.

Elorza, J., Sandoval, J., & Martíne, M. (2002). Instrumentación y control de un secador de fruta tipo túnel. *Ciencia UANL*, V, 531–538.

Fito, P., Andrés, A., Albors, A. M., & Barat, J. M. (2016). Introducción al secado de alimentos por aire caliente. *Byprint Percom*, 26. https://gdocu.upv.es/alfresco/service/api/node/content/workspace/SpacesStore/e8b523c5-4970-4ae6-b2a3-86f576e81359/TOC_4092_02_01.pdf?guest=true

Frutos, M., Pulfer, J., & Sartorio, D. (2016). Determinación experimental del rendimiento de un captador solar de tubos de vacío con almacenamiento integrado y su aplicación en un sistema de refrigeración por absorción. In FoDAMI (Ed.), V

Caim 2016 (Issue October, p. 12).

García, L. E., Mejía, M. F., Mejía, D. J., & Valencia, C. A. (2012). Diseño y construcción de un deshidratador solar de frutos tropicales. *AVANCES Investigación En Ingeniería*, 9(2), 9–19.

González, C. A., Sanz, J. R., & Oliveros, C. E. (2010). Control de caudal y temperatura de aire en el secado mecánico de café. *Cenicafé*, 61(4), 281–296.

Hernandez, A. (2015). *Historial de revisiones de Trucha - EcuRed*.
<https://www.ecured.cu/index.php?title=Trucha&action=history>

Hernández, L., & Juárez, J. F. . (2019). Diseño de un secador solar portátil para alimentos. *E-Gnosis*, 2, 2–4.

Incropera, F., & Witt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor* (I. John Wiley & Sons (Ed.); en español). Prentice Hall.

Iturbide-Jiménez, F., García, A. A., Jasso, Á. J., & Ramírez, A. A. (2017). Diseño y construcción de un equipo para visualizar el comportamiento de los fluidos en regímenes laminar y turbulento. *MEMORIAS DEL XXIII CONGRESO INTERNACIONAL ANUAL DE LA SOMIM*, August, 74–80.

Landa, G., & Evelyn, L. (2019). *Diseño , construcción y evaluación de un secador*

solar indirecto para comunidades rurales de Tarma. Universidad Nacional del Centro del Perú.

Layseca García, R. (2009). Diseño, fabricación y pruebas de un calentador de agua portátil a leña hecho con materiales reciclables [Tesis para optar al título de Ingeniero Mecánico, Pontificia Universidad Católica Del Perú]. In *Test*. <http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/20.500.12404/577>

León, Á. J. (2018). *Diseño e implementación de un deshidratador híbrido con paneles fotovoltaicos* [Universidad Tecnológica del Perú]. [http://repositorio.utp.edu.pe/bitstream/UTP/1892/3/Angel Leon_Trabajo de Investigacion_Bachiller_2019.pdf](http://repositorio.utp.edu.pe/bitstream/UTP/1892/3/Angel_Leon_Trabajo_de_Investigacion_Bachiller_2019.pdf)

Liu, W. S., Guo, M. N., Liu, C., Yuan, M., Chen, X. T., Huot, H., Zhao, C. M., Tang, Y. T., Morel, J. L., & Qiu, R. L. (2019). Water, sediment and agricultural soil contamination from an ion-adsorption rare earth mining area. *Chemosphere*, 216, 75–83. <https://doi.org/10.1016/j.chemosphere.2018.10.109>

Lugo Espinosa, O., Nolasco, A. Q., Mengelberg, J. R. B., Hebert Del Valle Paniagua, D., Palacios Vélez, E., & Marín, M. Á. (2011). Prototipo para automatizar un sistema de riego multicultivo. *Revista Mexicana de Ciencias Agrícolas*, 2, 659–672.

- Mamani, E. (2017). *Contaminación por tecnopor en playas de Tacna mata a diario a especies marinas* . <https://www.olasperu.com/blog/contaminacion-por-tecnopor-en-playas-de-tacna-mata-a-diario-a-especies-marinas/8783>
- Martao. (2019). *Transmisión por cadena* . <https://sites.google.com/site/martaomecanis/mecanismos-de-transmision-circular/transmision-por-cadena>
- Morales-Ledesma, P. (2007). El sector energético colombiano y las energías renovables. *Páginas: Revista Académica e Institucional de La UCPR, 79, 7.*
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas* (Cuarta). Pearson/Educación.
- Osses-bustingorry, S., & Aburto, B. N. (2017). *Referencias Contaminación ambiental y repositorios de datos históricos de contaminantes atmosféricos en Perú Referencias Validez predictiva del Cuestionario de Conocimientos y Actitudes hacia la Medicina de Familia abreviado **. 59(5), 2016–2017.
- Pacheco Luján, W. (2014). Colector parabólico compuesto para therma solar. *Industrial Data, 9(2), 007.* <https://doi.org/10.15381/idata.v9i2.5860>
- Prometec. (2015). *Arduino: controlando un ventilador en función de la temperatura.* https://www.youtube.com/watch?v=-9Mj24Wbq2w&ab_channel=Prometec.net

- PromPerú. (2018). *Súper Trucha*. <https://peru.info/es-pe/superfoods/detalle/super-trucha>
- Romero, J. C., & Alfaro, J. A. (2015). Estudio de un colector solar de tubos evacuados mediante la dinámica de fluidos computacional cfd. *Jovenes Ciencia, 1*, 1898–1902.
- Rondan, I. K., Rebaza, R. E., Risco, F. J., & German, C. A. (2016). *Determinación de la eficiencia de un tubo de vacío de baja presión y alta presión de un colector solar*.
- Salmonespert. (2017). *Densidad de cultivo de la trucha arcoíris en RAS* . <https://www.salmonexpert.cl/article/densidad-de-cultivo-de-la-trucha-arco-iacute-ris-en-ras/>
- Sénder, R. J. (2019). *Termistor NTC 10K Ohm 103 -55C a 125C | Un mundo de electrónica para ti*. <https://hifisac.com/shop/product/th-10k-termistor-ntc-10k-ohm-103-55c-a-125c-6500?category=189>
- Tacusi, J. C. (2006). Deshidratación de trucha arco iris (*oncorhynchus mykiss*) en presentación de sopa instantánea. In *Tesis*. Universidad Nacional Del Altiplano.
- Torres, H. A., Agreda, J. N., Polo, C. A., & Cáceres, L. K. (2017). Construcción y evaluación experimental de un colector solar con absorbedor de latas de aluminio

para calentar agua de uso doméstico en Tacna. *Universidad Nacional Jorge Basadre Grohmann*, 65.

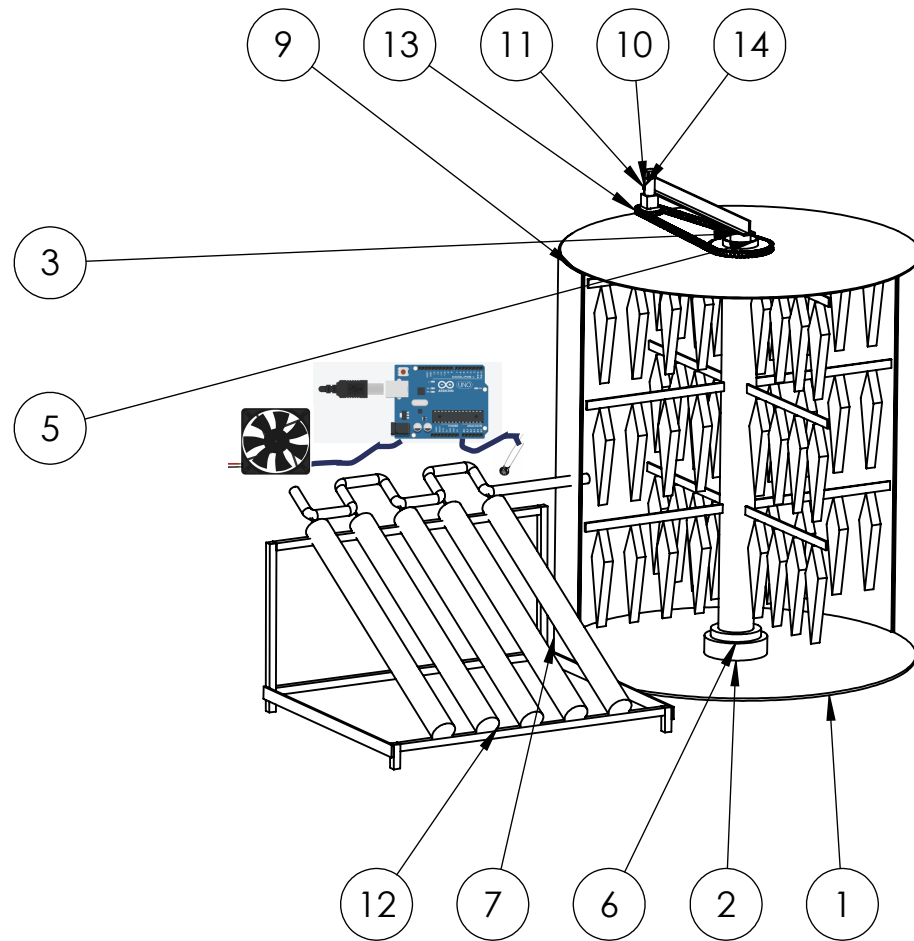
Vargas, S., Onatra, W., Osorno, L., Páez, E., & Sáenz, O. (2008). Contaminación Atmosférica Y Efectos Respiratorios En Niños, En Mujeres Embarazadas Y En Adultos Mayores Tt - Pollution and Respiratory Effects on Children, Pregnant Women and Old Aged People. *Revista U.D.C.A Actualidad & Divulgación Científica*, 11(1), 31–45.
http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0123-42262008000100006&lang=en%0Ahttp://www.scielo.org.co/pdf/rudca/v11n1/v11n1a06.pdf

Washington, G., Cala, R., & Benavides, P. (2017). Control y automatización de un secador experimental de granos en lecho fluidizado pulsante. *Universidad Técnica Del Norte, July*, 16.

Zegarra, G. M. (2014). Propiedades térmicas de los alimentos – balance de masa y otras variables en la industria frutícola – factores que influyen en la evaluación sensorial de los alimentos. In *Universidad San Agustín de Arequipa*. Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa.

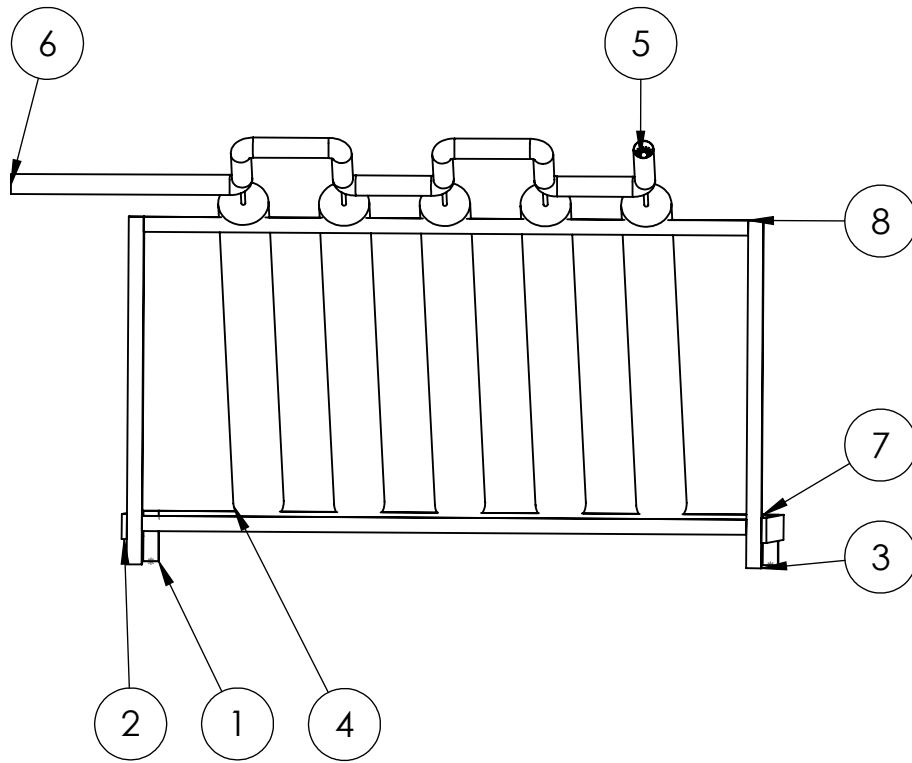
ANEXOS

Planos del diseño

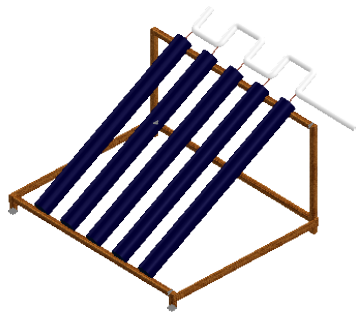


N.º	N.º DE PIEZA	CANT
1	Base de la camara	1
2	Porta rodamiento axial	1
3	Eje deshidratador	1
4	Rodamiento axial	1
5	Ensamblaje inercia peces	1
6	Tope eje hueco	1
7	Pared de camara	1
8	Rodamiento radial	2
9	Tapa	1
10	Perfil T largo	1
11	Perfil T	1
12	Ensamblaje colector	1
13	Ensamblaje cadena	1
14	Motor	1

Autor: Rely Ccana Mamani	10/12/2021	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
Revisado Por: DR. Jesús P. Medina S.		PROYECTO DISEÑO DE UN DESHIDRATADOR SOLAR DE TRUCHA MEDIANTE TUBOS DE VACIO CON CONTROL DE TEMPERATURA EN LA REGION DE TACNA, EN EL AÑO 2021		
Dr. Avelino G. Pari P.		SIZE A4	PLANO DESHIDRATADOR SOLAR	REV 01
Mtro. Reynaldo Telles R.		ESCALA 1:30		UND: mm

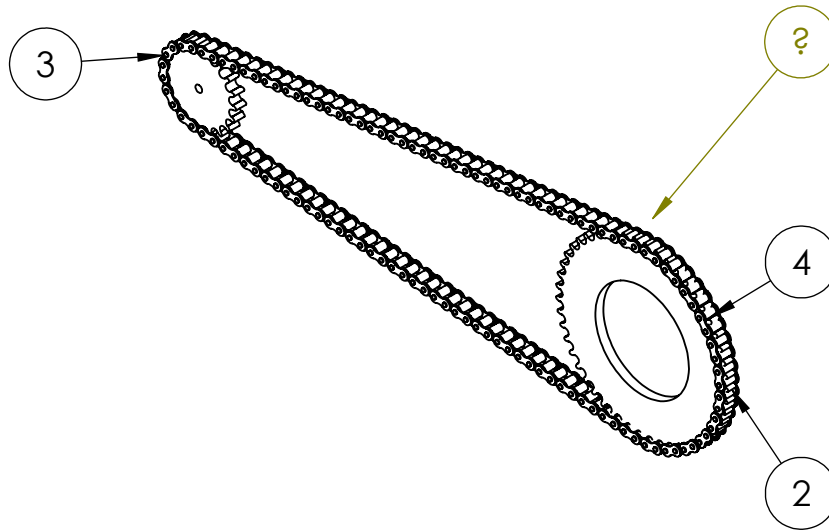


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Patas cortas colector	2
2	madera sujetador colector	2
3	Patas largas colector	2
4	Tubo colector solar	5
5	Aleta de cobre	5
6	Tuveria	1
7	Sujetador tubo colector inferior	1
8	Sujetador tubo colector	2

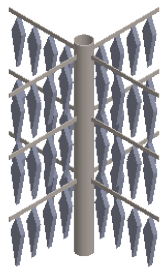
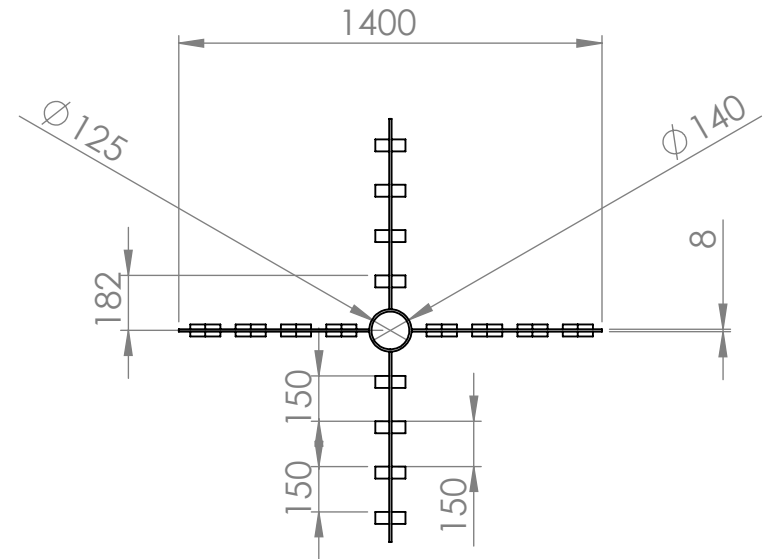
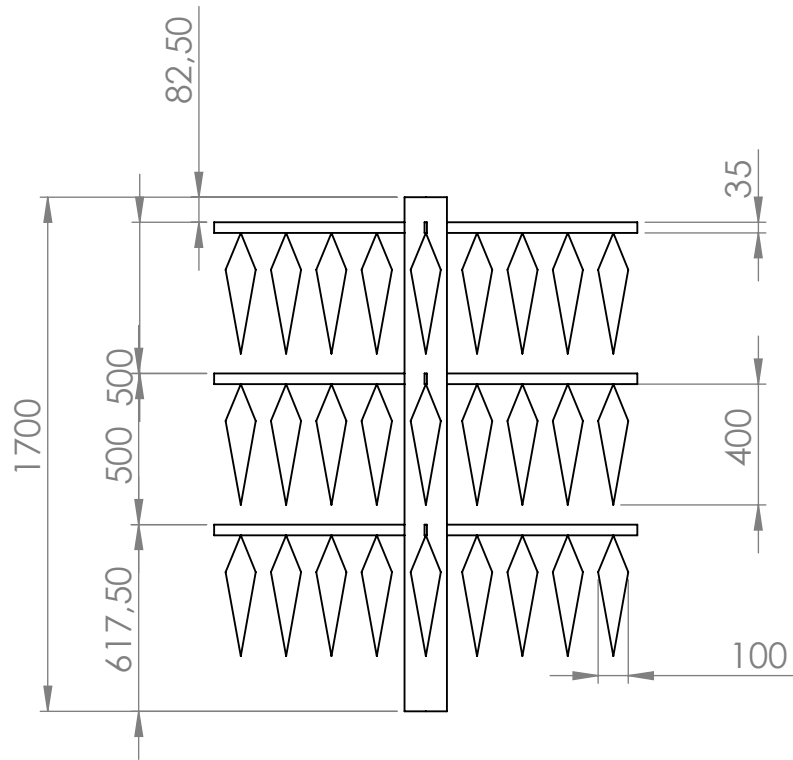


Autor: Rely Ccana Mamani	10/12/2021	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
Revisado Por: DR. Jesús P. Medina S.		PROYECTO DISEÑO DE UN DESHIDRATADOR SOLAR DE TRUCHA MEDIANTE TUBOS DE VACIO CON CONTROL DE TEMPERATURA EN LA REGION DE TACNA, EN EL AÑO 2021		
Dr. Avelino G. Pari P.		SIZE A4	PLANO COLECTOR SOLAR	REV 01
Mtro. Reynaldo Telles R.		ESCALA 1:15		UND: mm

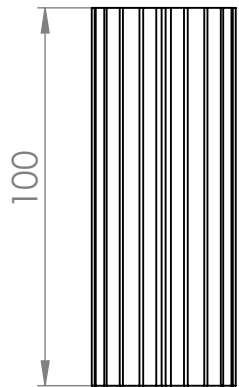
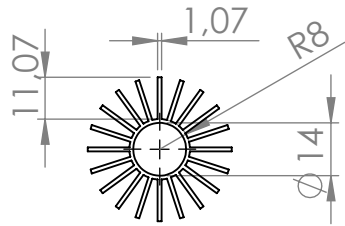
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	recorrido	1
2	disco grande	1
3	disco pequeño	1
4	eslabon hembra	59
5	eslabon macho	59



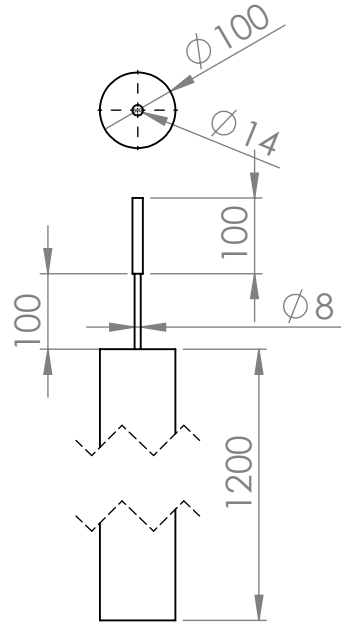
Autor: Rely Ccana Mamani	10/12/2021	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
Revisado Por: DR. Jesús P. Medina S.		PROYECTO DISEÑO DE UN DESHIDRATADOR SOLAR DE TRUCHA MEDIANTE TUBOS DE VACIO CON CONTROL DE TEMPERATURA EN LA REGION DE TACNA, EN EL AÑO 2021		
Dr. Avelino G. Pari P.		SIZE A4	PLANO Sistema de Transmición	REV 01
Mtro. Reynaldo Telles R.		ESCALA 1:8		UND: mm



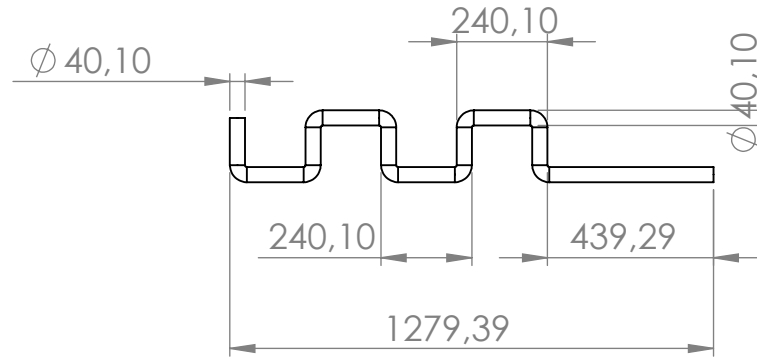
Autor: Rely Ccana Mamani	10/12/2021	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN	
Revisado Por: DR. Jesús P. Medina S.		PROYECTO DISEÑO DE UN DESHIDRATADOR SOLAR DE TRUCHA MEDIANTE TUBOS DE VACIO CON CONTROL DE TEMPERATURA EN LA REGION DE TACNA, EN EL AÑO 2021	
Dr. Avelino G. Pari P.			
Mtro. Reynaldo Telles R.		SIZE A4	PLANO Eje y sujetador de la Trucha
		ESCALA 1:25	UND: mm
			REV 01



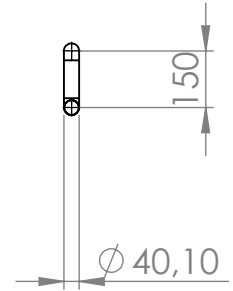
Aleta longitudinal
ESC: 1:2



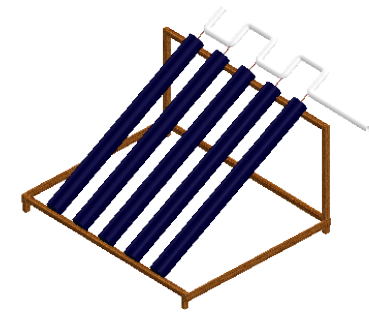
Tubo de vacio
ESC 1:10



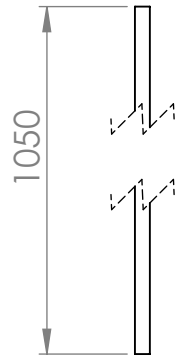
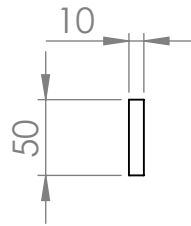
Tubos de transporte del aire
ESC. 1:20



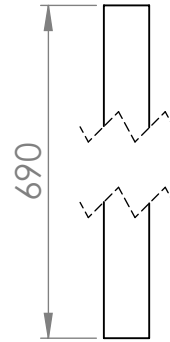
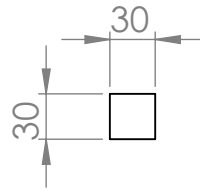
Patas cortas
ESC: 1:20



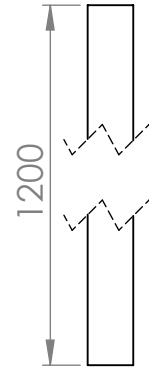
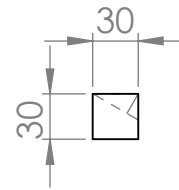
Autor: Rely Ccana Mamani	10/12/2021	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
Revisado Por: DR. Jesús P. Medina S.		PROYECTO DISEÑO DE UN DESHIDRATADOR SOLAR DE TRUCHA MEDIANTE TUBOS DE VACIO CON CONTROL DE TEMPERATURA EN LA REGION DE TACNA, EN EL AÑO 2021		
Dr. Avelino G. Pari P.		SIZE A4	PLANO Colector solar_1	REV 01
Mtro. Reynaldo Telles R.		UND: mm		



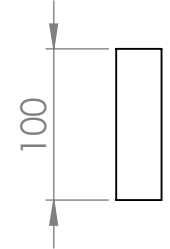
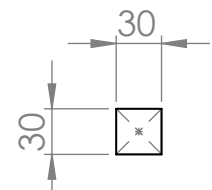
Sujetador del colector



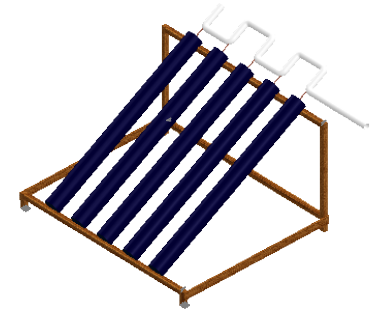
Patas largas



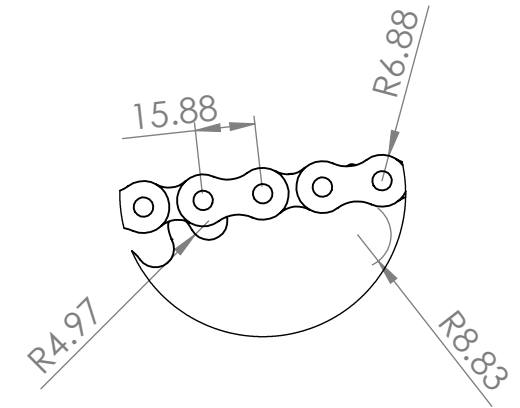
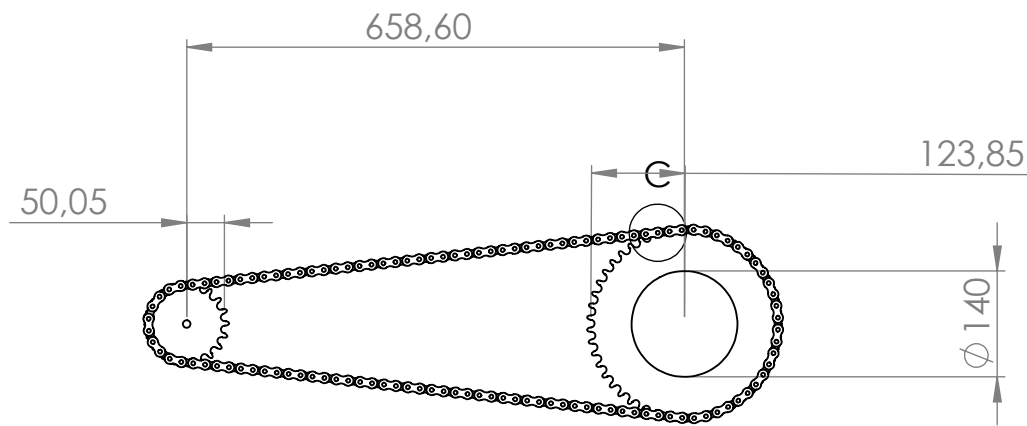
Sujetador del colector



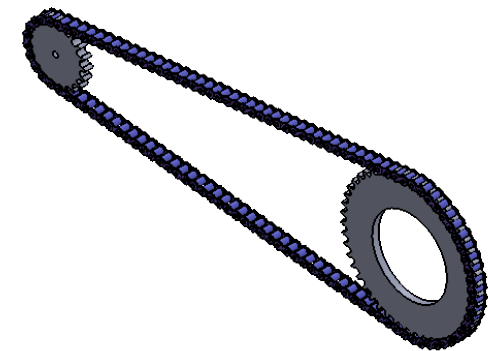
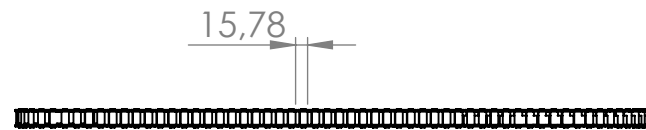
Patas cortas



Autor: Rely Ccana Mamani	10/12/2021	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
Revisado Por: DR. Jesús P. Medina S.		PROYECTO DISEÑO DE UN DESHIDRATADOR SOLAR DE TRUCHA MEDIANTE TUBOS DE VACIO CON CONTROL DE TEMPERATURA EN LA REGION DE TACNA, EN EL AÑO 2021		
Dr. Avelino G. Pari P.		SIZE A4	PLANO Colector solar 2	REV 01
Mtro. Reynaldo Telles R.		ESCALA 1:5		UND: mm



DETALLE C
ESCALA 1 : 2



Autor: Rely Ccana Mamani	10/12/2021	UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN		
Revisado Por: DR. Jesús P. Medina S.		PROYECTO DISEÑO DE UN DESHIDRATADOR SOLAR DE TRUCHA MEDIANTE TUBOS DE VACIO CON CONTROL DE TEMPERATURA EN LA REGION DE TACNA, EN EL AÑO 2021		
Dr. Avelino G. Pari P.		SIZE A4	PLANO DESHIDRATADOR SOLAR	REV 01
Mtro. Reynaldo Telles R.		ESCALA 1:30 UND: mm		