



**UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO**  
**FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

Proyecto de investigación previo a la  
obtención del título de Ingeniero  
Mecánico.

**Título del Proyecto de Investigación:**

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UNA MÁQUINA DE VELAS  
PARA UNA FÁBRICA ARTESANAL”**

**Autor:**

**Joel Ezequiel Pacheco Mena**

**Director del Proyecto de Investigación:**

**Ing. Rodger Benjamín Salazar Loor, M.Sc.**

**Quevedo - Los Ríos – Ecuador.**

**2022**

## **DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS**

Yo, **Joel Ezequiel Pacheco Mena**, declaro que la investigación aquí descrita es de mi autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Técnica Estatal de Quevedo, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este documento, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normatividad institucional vigente.

---

**Joel Ezequiel Pacheco Mena**

**C.C. # 1751280551**

# **CERTIFICACIÓN DE CULMINACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN**

El suscrito, **Ing. Rodger Benjamín Salazar Loor**; Docente de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, certifica que el estudiante **Joel Ezequiel Pacheco Mena**, realizó el Proyecto de Investigación de grado titulado “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UNA MÁQUINA DE VELAS PARA UNA FÁBRICA ARTESANAL**”, previo a la obtención del título de **Ingeniero Mecánico**, bajo mi dirección, habiendo cumplido con las disposiciones reglamentarias establecidas para el efecto.

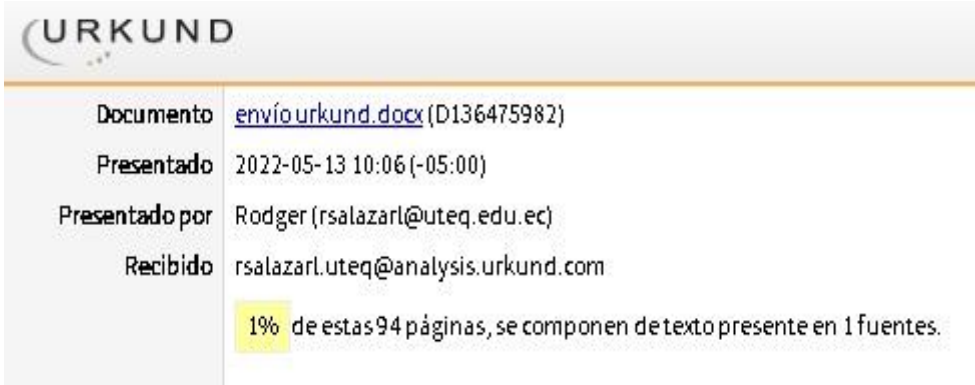
---

**Ing. Rodger Benjamín Salazar Loor, M.Sc.**  
**DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN**

## **CERTIFICADO DEL REPORTE DE LA HERRAMIENTA DE PREVENCIÓN DE COINCIDENCIA Y/O PLAGIO ACADÉMICO**

Por medio del presente me permito certificar, que el estudiante **Joel Ezequiel Pacheco Mena**, egresado de la Carrera de Ingeniería Mecánica en la modalidad presencial, una vez finalizado el proyecto de investigación titulado **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UNA MÁQUINA DE VELAS PARA UNA FÁBRICA ARTESANAL”**, tengo a bien informar que la respectiva revisión se realizó por medio del sistema Urkund, con un porcentaje favorable del 1%.

Se adjunta imagen del Sistema Urkund.



URKUND	
Documento	<a href="#">envío urkund.docx</a> (D136475982)
Presentado	2022-05-13 10:06 (-05:00)
Presentado por	Rodger (rsalazarl@uteq.edu.ec)
Recibido	rsalazarl.uteq@analysis.urkund.com
	1% de estas 94 páginas, se componen de texto presente en 1 fuentes.

---

**Ing. Rodger Benjamín Salazar Loor M.Sc.**

**DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN**



**UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO**  
**FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA**  
**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**PROYECTO DE INVESTIGACIÓN**

**Título:**

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UNA MÁQUINA DE VELAS  
PARA UNA FÁBRICA ARTESANAL”**

Presentado al Consejo Directivo como requisito previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Aprobado por:

---

**PRESIDENTE DEL TRIBUNAL**

Ing. Daniel Roberto Zapata Hidalgo.

---

**MIEMBRO DEL TRIBUNAL**

Ing. Yusimit Karina Zamora Hernández.

---

**MIEMBRO DEL TRIBUNAL**

Ing. Jorge Javier Acosta Manosalvas.

**QUEVEDO-LOS RÍOS-ECUADOR**

**2022**

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios que me ha dado virtud, fuerza, salud y sabiduría para poder seguir adelante y no darme por vencido ante las adversidades de la vida.

A mi querida madre Delia que ha dedicado su vida para ver a sus hijos crecer y ser personas de bien, dándonos el apoyo, cariño y amor incondicional. A mi querido padre Remigio quien me ha enseñado a trabajar y dar soluciones a todas las dificultades que se presentan. Gracias por ser los mejores padres del mundo.

A mis hermanos Mesías y Fernando, quienes compartimos momentos únicos en nuestra niñez y darnos el apoyo mutuo entre nosotros para seguir adelante con nuestras metas. A mi querida y amada Sandy quien conocí en mi vida universitaria, gracias por brindarme tu apoyo y estar conmigo en los buenos y malos momentos. Y por supuesto a nuestra mascota Aston quien pasó a mi lado en toda la elaboración de este proyecto.

A mi tío Simón por permitirme realizar este proyecto en su fábrica de velas y seguir obteniendo conocimientos que nos impulsan a ser mejores personas. A mi tía Elvira quien me acogió en su casa para poder trabajar y estudiar en mis primeros años de la universidad.

A todos mis primos que me han apoyado, especialmente a mi primo Patricio quien me brindó sus conocimientos de mecánica en su taller de motos.

A mis amigos que conocí en mi vida universitaria con quienes compartí momentos inolvidables.

Al ingeniero Rodger Salazar Loor por ser mi tutor en este proyecto de investigación quien ha dedicado su tiempo, brindándome sus conocimientos en la redacción de este documento.

A la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, Facultad Ciencias de la Ingeniería y a los docentes que me formaron cada semestre con sus enseñanzas, consejos y apoyo, gracias por brindarme la oportunidad de formarme como profesional.

**Pacheco Mena Joel Ezequiel**

## **DEDICATORIA**

Este proyecto va dedicado a Dios por permitirme culminar mi carrera satisfactoriamente, a mis queridos padres Delia Mena y Remigio Pacheco, por darme su apoyo y ser el pilar fundamental en toda mi vida. ¡Los adoro!

A mis hermanos Mesías y Fernando quienes me han alentado y apoyado en cada momento. A mi amada Sandy quien ha estado conmigo apoyándome incondicionalmente. ¡Gracias por ser parte de mi vida!

**Pacheco Mena Joel Ezequiel**

## RESUMEN EJECUTIVO Y PALABRAS CLAVES

El presente proyecto tiene como objetivo el diseño, construcción y optimización de una máquina de velas para una fábrica artesanal Velas Lolita's, cumpliendo con los requerimientos de diseño para reducir los tiempos de elaboración, mejorar la ergonomía de los trabajadores y reducir riesgos. Además de obtener el espacio disponible para la máquina, las consideraciones del propietario y los procesos de elaboración de velas. El diseño del sistema de enfriamiento de velas consta de un banco de tubos, donde se produce la transferencia de calor por convección a través del flujo de agua enfriando la parafina hasta llegar al punto de solidificación, con lo que se obtiene la razón de transferencia de calor producida por el sistema. En el diseño de los elementos mecánicos para la máquina se emplearon los procedimientos de cálculo definidos por AGMA y ASME asegurando el correcto funcionamiento y resistencia de los elementos. Mediante el software SolidWorks se realizó un análisis estático de la estructura de soporte, determinándose que el material ASTM A36 cumple con los requerimientos de resistencia mecánica con una tensión axial máxima de 71.97 MPa y un desplazamiento de 1.14 mm generando un factor de seguridad de 3.5 que resulta aceptable para el diseño. Se realizaron planos y documentación técnica para el proceso constructivo de la máquina con lo cual se procedió con la manufactura de los componentes y ensamblaje del equipo. Finalmente, se realizaron las pruebas de funcionamiento de la máquina de velas obteniéndose una mayor eficiencia en su operación frente al proceso artesanal con un resultado satisfactorio.

**Palabras clave:** Máquina de velas, Banco de tubos, Diseño de ejes, Engranajes cónicos rectos, Tornillos de potencia.

## **ABSTRACT AND KEYWORDS.**

The objective of this project is the design, construction and optimization of a candle machine for a handcraft factory Velas Lolita's, complying with the design requirements to reduce production times, improve the ergonomics of the workers and reduce risks. In addition to obtaining the available space for the machine, the owner's considerations and the candle making processes. The design of the candle cooling system consists of a bank of tubes, where the heat transfer is produced by convection through the water flow cooling the kerosene until it reaches the solidification point, thus obtaining the heat transfer ratio produced by the system. In the design of the mechanical elements for the machine, the calculation procedures defined by AGMA and ASME were used to ensure the correct operation and resistance of the elements. A static analysis of the support structure was performed using SolidWorks software, determining that the ASTM A36 material meets the mechanical strength requirements with a maximum axial stress of 71.97 MPa and a displacement of 1.14 mm, generating a safety factor of 3.5, which is acceptable for the design. Drawings and technical documentation were prepared for the construction process of the machine, which was used to proceed with the manufacture of the components and assembly of the equipment. Finally, the candle machine was tested, obtaining a higher efficiency in its operation compared to the handmade process with a satisfactory result.

**Keywords:** Candle Machine, Tube Bank, Shaft Design, Straight Bevel Gears, Power Screws.

## TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO I CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN .....	3
1.1. Problema de Investigación. ....	4
1.1.1. Planteamiento del problema. ....	4
1.1.1.1. Diagnóstico.....	4
1.1.1.2. Pronóstico.....	5
1.1.2. Formulación del problema.....	5
1.1.3. Sistematización del problema.....	5
1.2. Objetivos.....	5
1.2.1. Objetivo General.....	5
1.2.2. Objetivos Específicos. ....	6
1.3. Justificación.....	6
CAPÍTULO II FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN.....	7
2.1. Velas.....	8
2.1.1. La parafina.....	8
2.1.2. Tipos de parafinas.....	9
2.1.2.1. Parafina liviana.....	9
2.1.2.2. Parafina media.....	9
2.1.2.3. Estearina.....	10
2.1.3. Contracción de la parafina.....	10
2.1.4. Propiedades físicas de la parafina.....	10
2.2. La fabricación de las velas.....	11
2.2.1. Mecha de algodón o pabilo.....	12
2.2.2. Colorantes.....	12
2.2.3. Enfriamiento de la vela.....	13
2.2.3.1. Enfriamiento por convección natural (aire).....	13
2.2.3.2. Enfriamiento por convección forzada (aire).....	13
2.2.3.3. Enfriamiento por convección con (agua).....	14
2.3. Diseño mecánico.....	14

2.3.1. Fases del proceso de diseño.....	14
2.3.2. Consideraciones del diseño mecánico. ....	15
2.4. Software CAD. ....	16
2.5. Selección de materiales. ....	16
2.6. Definición de transferencia de calor.....	16
2.6.1. Tipos de transferencia de calor.....	16
2.6.1.1. Conducción.....	16
2.6.1.2. Convección.....	18
2.6.1.3. Radiación.....	19
2.6.2. Aplicaciones de transferencia de calor.....	19
2.6.3. Intercambiadores de calor.....	19
2.7. Propiedades térmicas de los materiales.....	19
2.7.1. Conductividad térmica.....	20
2.8. Aleaciones no ferrosas.....	21
2.8.1. Aleaciones de aluminio.....	22
2.8.2. Galvanizado.....	23
2.9. Fenómeno de corrosión.....	24
2.9.1. Tipos de corrosión.....	24
2.9.1.1. Corrosión generalizada.....	24
2.9.1.2. Corrosión localizada.....	24
2.9.1.2.1. Corrosión galvánica.....	24
2.9.1.2.2. Corrosión por fisuras.....	25
2.9.1.3. Corrosión por picaduras.....	25
2.9.1.4. Corrosión por cavitación.....	25
2.10. Tipos de uniones.....	25
2.10.1. Soldadura por fusión.....	26
2.10.2. Soldadura SMAW.....	26
2.10.3. Uniones con adhesivo.....	27
2.10.3.1. Tipos de adhesivos.....	27
2.10.3.2. Masilla plástica Mustang y Resina poliéster.....	28
2.10.3.3. Adhesivo epoxi Scotch Weld 460.....	28
2.11. Fundición.....	28
2.11.1. Defectos en fundiciones.....	29
2.12. Ejes.....	30

2.12.1. Diseño de ejes.....	30
2.13. Engranajes. ....	31
2.13.1. Tipos de engranes. ....	31
2.13.1.1. Engranajes rectos.....	31
2.13.1.2. Engranajes helicoidales. ....	31
2.13.1.3. Engranajes cónicos. ....	32
2.14. Tornillos de potencia. ....	32
2.14.1. Cuerdas cuadradas, ACME y reforzadas. ....	32
2.15. Marco referencial.....	33
<b>CAPÍTULO III METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN</b> .....	<b>36</b>
3.1. Localización.....	37
3.2. Tipo de investigación. ....	37
3.2.1. Investigación bibliográfica. ....	37
3.2.2. Investigación aplicada. ....	38
3.2.3. Investigación experimental.....	38
3.3. Métodos de investigación. ....	38
3.3.1. Método de observación.....	38
3.3.1. Método deductivo. ....	38
3.3.1. Método experimental.....	39
3.4. Fuentes de recopilación de información. ....	39
3.5. Diseño de la investigación.....	39
3.6. Instrumentos de investigación. ....	40
3.7. Tratamiento de datos. ....	41
3.8. Recursos humanos y materiales.....	41
3.8.1. Recursos humanos. ....	41
3.8.2. Recursos materiales. ....	41
3.8.2.1. Materiales para el diseño y construcción.....	42
<b>CAPÍTULO IV RESULTADOS Y DISCUSIÓN</b> .....	<b>43</b>
4.1. Generalidades. ....	44
4.1.1. Especificaciones de dimensionamiento.....	45
4.2. Componentes empleados. ....	45
4.2.1. Moldes de las velas.....	45

4.2.1. Parafina utilizada. ....	46
4.2. Cálculo del volumen de la vela.....	46
4.2.1. Cálculo del volumen del cono. ....	47
4.2.1. Cálculo del volumen del cuello de la vela.....	47
4.2.1. Cálculo del volumen del cuerpo de la vela.....	47
4.2.1. Volumen total de la vela.....	48
4.3. Parte térmica del sistema. ....	48
4.3.1. Material de los tubos. ....	48
4.3.2. Sistema de enfriamiento de velas. ....	49
4.3.3. Comprobación de la temperatura ambiente.....	50
4.3.4. Sistema de tubería en serie. ....	50
4.3.4.1. Cálculo de la velocidad del flujo por la tubería.....	51
4.3.4.2. Pérdidas de energía en el sistema. ....	52
4.3.4.3. Número de Reynolds. ....	56
4.3.5. Flujo y temperaturas a través de banco de tubos. ....	57
4.3.5.1. Cálculo para la temperatura de superficie del tubo $T_s = 80\text{ }^\circ\text{C}$ .....	58
4.3.5.1.1. Cálculo de la temperatura media en el sistema.....	58
4.3.5.1.2. Cálculo de la velocidad máxima.....	59
4.3.5.1.3. Cálculo de número de Reynolds.....	60
4.3.5.1.4. Cálculo de número de Nusselt. ....	60
4.3.5.1.5. Cálculo de coeficiente de transferencia de calor. ....	60
4.3.5.1.6. Número total de tubos.....	61
4.3.5.1.7. Cálculo de área superficial de transferencia de calor. ....	61
4.3.5.1.8. Cálculo de flujo másico o gasto de masa del agua. ....	61
4.3.5.1.9. Cálculo de la temperatura de salida del fluido agua.....	62
4.3.5.1.10. Cálculo de la variación de la temperatura media logarítmica. ....	62
4.3.5.1.11. Cálculo de la razón de transferencia de calor. ....	62
4.3.5.1.12. Cálculo de la caída de presión a través de banco de tubos.....	63
4.3.5.2. Cálculo para la temperatura de superficie del tubo $T_s = 70\text{ }^\circ\text{C}$ .....	64
4.3.5.3. Cálculo para la temperatura de superficie del tubo $T_s = 55\text{ }^\circ\text{C}$ .....	66
4.3.5.4. Cálculo para la temperatura de superficie del tubo $T_s = 40\text{ }^\circ\text{C}$ .....	68
4.3.5.5. Cálculo para la temperatura de superficie del tubo $T_s = 25\text{ }^\circ\text{C}$ .....	71
4.3.5.6. Descenso de la razón de transferencia de calor. ....	73
4.3.6. Colocación de un ventilador para enfriar la superficie superior del banco de tubos. 74	

4.3.6.1. Cálculo de la razón de transferencia de calor de la parafina hacia el aire.....	74
4.4. Parte mecánica.....	76
4.4.1. Diseño de la matriz para expulsar de la vela.....	76
4.4.1.1. Método de fundición en molde permanente.....	76
4.4.1.2. Material utilizado para fabricación del expulsor punta de la vela.....	77
4.4.1.3. Datos de la pieza a fundir.....	77
4.4.1.4. Modelación del llenado del molde.....	78
4.4.1.4.1. Cálculo de la velocidad de vertido de la colada.....	78
4.4.1.4.2. Tiempo de llenado del molde.....	78
4.4.1.4.3. Cálculo área de la sección transversal o área de la base del bebedero.....	79
4.4.1.4.4. Cálculo del caudal del fluido que se vierte en el molde.....	79
4.4.1.4.5. Cálculo del tiempo de llenado en el molde.....	79
4.4.1.4.6. Tiempo de solidificación del aluminio.....	80
4.4.1.4.6.1. Determinación de la constante B.....	80
4.4.1.4.6.2. Datos empleados en el cálculo de la constante B.....	80
4.4.1.4.6.3. Cálculo de la constante B.....	81
4.4.1.4.7. Cálculo del tiempo de solidificación del Aluminio.....	81
4.4.2. Torque aplicado manualmente.....	82
4.4.3. Cálculo de engranajes cónicos.....	83
4.4.3.1. Geometría en engranajes cónicos.....	83
4.4.3.1.1. Ángulo del cono de paso del engranaje.....	84
4.4.3.1.2. Ángulo del cono de paso para el piñón.....	85
4.4.3.1.3. Relación de engranajes cónicos.....	85
4.4.3.1.4. Paso diametral es recíproco al módulo.....	85
4.4.3.1.5 Paso circular.....	85
4.4.3.2. Fuerzas en engranajes cónicos.....	86
4.4.3.2.1. Radio primitivo en el punto medio del diente.....	87
4.4.3.2.3. Fuerza axial.....	87
4.4.3.2.4. Fuerza radial.....	87
4.4.3.3. Enfoque de diseño AGMA para engranajes cónicos.....	88
4.4.3.4. Procedimiento de diseño.....	88
4.4.3.4.1. Par de piñón $T_p$ .....	88
4.4.3.4.2. Factor de sobrecarga $K_o$ .....	90
4.4.3.4.3. Factor dinámico $K_v$ .....	90

4.4.3.4.4. Factor de distribución de carga $K_m$ .	93
4.4.3.4.5. Factor de tamaño $K_s$ .	94
4.4.3.4.6. Factor de coronación $K_x$ .	95
4.4.3.4.7. Factores de geometría $I_b, Y_b$ .	95
4.4.3.4.8. Módulo de elasticidad efectivo $E'$ .	97
4.4.3.4.9. Cálculo de la tensión de flexión AGMA.	98
4.4.3.4.10. Cálculo de la tensión de contacto AGMA.	98
4.4.3.5. Selección del material para los engranajes.	98
4.4.4. Cálculo para el eje.	99
4.4.4.1. Cálculo de las cargas en el plano z-x.	100
4.4.4.2. Cálculo de las cargas plano y-x.	102
4.4.4.3. Cálculo del momento máximo.	104
4.4.4.4. Selección del material para el eje.	104
4.4.4.5. Cálculo para el diámetro del eje.	105
4.4.4.5.1. Factor de seguridad para el eje.	105
4.4.4.5.2. Cálculo de límite de resistencia de la muestra de ensayo $\sigma_e$ , y sus factores.	106
4.4.4.5.2.1. Factor de acabado superficial $k_a$ .	106
4.4.4.5.2.2. Factor de tamaño $k_b$ .	107
4.4.4.5.2.3. Factor de fiabilidad $k_c$ .	107
4.4.4.5.2.4. Factor de temperatura $k_d$ .	108
4.4.4.5.2.5. Factor de ciclo de trabajo $k_e$ .	108
4.4.4.5.2.5. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga $k_f$ .	108
4.4.4.5.2.5. Factor de efectos diversos $k_g$ .	110
4.4.5. Cálculo del tornillo de potencia.	111
4.4.5.1. Fuerzas y torque aplicadas al tornillo de potencia.	112
4.4.5.2. Elevación de la carga.	113
4.4.5.4. Coeficiente de fricción $\mu$ y $\mu_c$ .	116
4.4.5.5. Eficiencia de un tornillo de potencia.	117
4.4.5.6. Fuerza aplicada para el desmolde.	117
4.4.5.6.1. Ensayo de probeta sin lubricación de aceite.	117
4.4.5.6.2. Ensayo de probeta con lubricación de aceite.	118
4.4.5.6.3. Determinación de las cargas de los elementos del sistema de elevación.	118
4.4.5.7. Cálculo del par aplicado para levantar la carga.	119

4.4.5.8. Cálculo del par aplicado para bajar la carga.....	119
4.4.5.9. Cálculo de la eficiencia del tornillo de potencia.....	120
4.4.5.10. Cálculo de esfuerzos torsión y compresión del tornillo de potencia. ....	120
4.4.5.10.1. Esfuerzos principales.....	123
4.4.6. Diseño para chavetas o cuñas. ....	124
4.4.6.1. Cálculo para chavetas o cuñas. ....	125
4.4.6.1.1 Fallo por cizalladura. ....	126
4.4.6.1.2. Fallo por esfuerzo de compresión o aplastamiento. ....	128
4.4.6.1.3. Recálculo del esfuerzo de cizallamiento. ....	129
4.4.6.1.5. Recálculo del esfuerzo de compresión o aplastamiento. ....	129
4.4.7. Diseño de estructura para soporte.....	129
4.4.7.1. Análisis estático de la estructura principal. ....	130
4.5. Proceso de construcción. ....	134
4.5.1. Construcción de Banco de tubos. ....	134
4.5.2. Construcción de la estructura principal. ....	143
4.5.3. Construcción de la mesa elevadora. ....	144
4.5.4. Fabricación de las platinas guía expulsores.....	144
4.5.5. Fabricación de los expulsores de vela. ....	145
4.5.6. Platinas porta piolas.....	147
4.5.7. Latas para el retirado de la vela. ....	147
4.5.8. Platinas niveladoras y centradoras de la piola. ....	148
4.5.9. Elementos fabricados en torno y fresadora.....	148
4.5.9.1. Fabricación de engranajes cónicos rectos.....	148
4.5.9.2. Fabricación del eje de transmisión. ....	149
4.5.9.3. Centrades de eje o soportes horizontales.....	150
4.5.9.4. Planchas del eje y de apoyo al muelle principal del tornillo de potencia. ....	150
4.5.9.5. Fabricación de los tornillos de potencia. ....	151
4.5.9.6. Fabricación de los soportes y rosca de potencia.....	151
4.5.9.7. Fabricación de volante.....	152
4.6. Proceso de ensamblaje de la máquina de velas. ....	153
4.6.1. Colocación de las roscas de potencia en la mesa de elevación. ....	153
4.6.2. Colocación de las platinas guía expulsores. ....	153
4.6.3. Colocación del soporte principal en los tornillos de potencia. ....	154
4.6.4. Colocación de los tornillos de potencia en la rosca de la mesa. ....	155

4.6.5. Colocación de los soportes secundarios en la estructura.....	155
4.6.6. Montaje de la mesa de elevación en la estructura. ....	156
4.6.7. Colocación de las planchas de sujeción de los soportes.....	156
4.6.8. Colocación del eje con engranajes y el soporte centrador.....	157
4.6.9. Colocación del soporte de la mesa en la plancha. ....	157
4.6.10. Centrado y acoplamiento de los elementos mecánicos. ....	158
4.6.11. Colocación del volante. ....	158
4.6.12. Lubricación de los elementos móviles.....	159
4.6.13. Comprobación del funcionamiento mecánico. ....	159
4.6.14. Ensamble del banco de tubos en la estructura. ....	160
4.6.15. Ensamble de las platinas porta piolas y latas portavela.....	160
4.6.16. Ensamble de bandeja de vaciado. ....	161
4.6.17. Ensamble de los expulsores de la vela.....	161
4.6.18. Colocación de llaves de paso y mangueras del banco de tubos.....	162
4.6.19. Colocación de las piolas en cada uno de los tubos.....	162
4.6.19. Máquina ensamblada y lista para el funcionamiento.....	163
4.7. Pruebas de funcionamiento.....	163
4.7.1. Preparación de la máquina.....	163
4.7.2. Preparación de la parafina. ....	164
4.7.3. Vertido de la vela líquida en la máquina. ....	165
4.7.4. Proceso de enfriamiento de la vela. ....	165
4.7.5. Levantamiento de la vela.....	168
4.7.6. Retirado de la vela de los tubos y colocación en las latas. ....	168
4.8. Eficiencia de la máquina de velas.....	169
4.8.1. Comparación de los procesos de fabricación de las velas. ....	171
4.8.1.1. Ciclo de trabajo artesanal. ....	171
4.8.1.2. Ciclo de trabajo de la máquina. ....	171
4.9. Análisis de costos. ....	172
4.9.1. Costos totales de la máquina de velas. ....	176
4.10. Análisis económico VAN y TIR. ....	177
4.11. Comparación de costos del equipo vs máquina importada. ....	179
4.12. Plan de mantenimiento. ....	179
4.13. Lubricación.....	180

CAPÍTULO V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	181
5.1. Conclusiones.....	182
5.2. Recomendaciones.....	184
5.3. Bibliografía.....	185
CAPÍTULO VI ANEXOS .....	189

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Propiedades físicas de la parafina.....	11
<b>Tabla 2.</b> Principales categorías de las consideraciones del diseño. ....	15
<b>Tabla 3.</b> Calor específico de materiales a 300 K. ....	20
<b>Tabla 4.</b> Conductividad térmica de los materiales a temperatura ambiente. ....	21
<b>Tabla 5.</b> Valores de resistencia específica de metales. ....	22
<b>Tabla 6.</b> Valores de resistencia del aluminio y aleaciones. ....	23
<b>Tabla 7.</b> Tipos de adhesivos para varias aplicaciones. ....	27
<b>Tabla 8.</b> Procesos y equipos para la fundición de metales. ....	29
<b>Tabla 9.</b> Especificaciones técnicas de la parafina.....	46
<b>Tabla 10.</b> Material de selección para los tubos.....	48
<b>Tabla 11.</b> Factor de fricción para tubería de acero comercial nueva y limpia.....	55
<b>Tabla 12.</b> Valores de diseño de la rugosidad. ....	56
<b>Tabla 13.</b> Interpolación para la temperatura de 22.7 °C.....	57
<b>Tabla 14.</b> Propiedades del agua a 26.35 °C. ....	59
<b>Tabla 15.</b> Valores para determinar el factor de fricción y de corrección. ....	63
<b>Tabla 16.</b> Propiedades del agua a 25.6 °C.....	64
<b>Tabla 17.</b> Propiedades del agua a 24.6 °C. ....	66
<b>Tabla 18.</b> Propiedades del agua a 23.7 °C.....	69
<b>Tabla 19.</b> Propiedades del agua a 22.85 °C.....	71
<b>Tabla 20.</b> Descenso de la razón de transferencia de calor y temperatura. ....	73
<b>Tabla 21.</b> Propiedades del aire a 22.7 °C. ....	74
<b>Tabla 22.</b> Propiedades del aluminio y acero AISI 1018. ....	80
<b>Tabla 23.</b> Número de esfuerzos admisibles para materiales de engranajes de acero templado. ....	99
<b>Tabla 24.</b> Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 1018.....	105
<b>Tabla 25.</b> Cargas que actúan sobre el tornillo de potencia. ....	118
<b>Tabla 26.</b> Peso de cada uno de los componentes instalados en la estructura. ....	130
<b>Tabla 27.</b> Proceso de fabricación artesanal de las velas. ....	171
<b>Tabla 28.</b> Proceso de fabricación con la máquina de velas. ....	172
<b>Tabla 29.</b> Costos de materiales y construcción del banco de tubos.....	173

<b>Tabla 30.</b> Costos de materiales y construcción de la estructura principal.....	174
<b>Tabla 31.</b> Costos de materiales y construcción de la mesa de elevación.....	174
<b>Tabla 32.</b> Costos de materiales y construcción de accesorios de la máquina.....	175
<b>Tabla 33.</b> Costos de construcción de elementos mecánicos elaborados en torno y fresa.	176
<b>Tabla 34.</b> Costos totales y ensamblaje final. ....	177
<b>Tabla 35.</b> Costos de fabricación de velas anual.....	177
<b>Tabla 36.</b> Flujo de efectivo con una proyección a 5 años.....	178
<b>Tabla 37.</b> Plan de mantenimiento. ....	179

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Paquetes y colores de Velas Lolita's. ....	8
<b>Figura 2.</b> Bloques de parafina.....	9
<b>Figura 3.</b> Contracción de la parafina. ....	10
<b>Figura 4.</b> Mechas de algodón.....	12
<b>Figura 5.</b> Colorantes. ....	13
<b>Figura 6.</b> Fases del proceso de diseño. ....	15
<b>Figura 7.</b> Transferencia de calor por conducción. ....	17
<b>Figura 8.</b> Transferencia de calor en un cilindro.....	18
<b>Figura 9.</b> Lámina galvanizada. ....	23
<b>Figura 10.</b> Proceso de soldadura por arco metálico protegido. ....	26
<b>Figura 11.</b> Tipos de cuerdas para tornillos de potencia. ....	32
<b>Figura 12.</b> Ubicación geográfica Velas Lolita's. ....	37
<b>Figura 13.</b> Plan metodológico.....	40
<b>Figura 14.</b> Dimensiones de cada área de trabajo de la fábrica de velas. ....	44
<b>Figura 15.</b> Moldes para elaboración de velas artesanales.....	45
<b>Figura 16.</b> Dimensiones básicas de la vela.....	46
<b>Figura 17.</b> Geometría de la vela. ....	47
<b>Figura 18.</b> Temperatura mensual en la ciudad de Santo Domingo. ....	50
<b>Figura 19.</b> Comprobación de la temperatura del agua.....	50
<b>Figura 20.</b> Sistema de tubería para el enfriamiento de las velas. ....	51
<b>Figura 21.</b> Coeficientes de resistencia en la entrada.....	52
<b>Figura 22.</b> Coeficientes de resistencia para codos.....	53
<b>Figura 23.</b> Pérdida en la salida cuando el fluido pasa de la tubería al tanque.....	54
<b>Figura 24.</b> Arreglo de tubos alineados.....	58
<b>Figura 25.</b> Factor de fricción $f_p$ y factor de corrección $\chi$ para bancos de tubos alineados. 63	
<b>Figura 26.</b> Caída de la razón de transferencia de calor.....	73
<b>Figura 27.</b> Matriz molde de punta de la vela. ....	76
<b>Figura 28.</b> Matriz molde permanente adecuada con sistemas para la fundición. ....	77
<b>Figura 29.</b> Volumen y área superficial del expulsor.....	77
<b>Figura 30.</b> Elementos característicos de un engranaje cónico.....	83

<b>Figura 31.</b> Nomenclatura de engranajes cónicos.....	84
<b>Figura 32.</b> Fuerzas que actúan en los dientes de un engranaje cónico. ....	86
<b>Figura 33.</b> Factor de material para la estimación del diámetro del piñón para materiales seleccionados del juego de engranajes. ....	88
<b>Figura 34.</b> Diámetro estimado del paso del piñón en función del par del piñón para una serie de relaciones de engranajes y basado en la resistencia a las picaduras.....	89
<b>Figura 35.</b> Diámetro estimado del paso del piñón en función del par del piñón para una serie de relaciones de engranajes y basado en la resistencia a la flexión. ....	89
<b>Figura 36.</b> Factor de sobrecarga, $K_o$ en función de la fuente de alimentación y la máquina accionada. ....	90
<b>Figura 37.</b> Factor dinámico en función de la línea de paso, número de nivel de velocidad y precisión de transmisión. ....	92
<b>Figura 38.</b> Factor de tamaño de engranajes cónicos para la tensión de flexión. ....	94
<b>Figura 39.</b> Factor de tamaño de engranajes cónicos para la tensión de contacto o resistencia a picaduras. ....	94
<b>Figura 40.</b> Factor de Geometría para tensión de contacto $I_b$ .....	96
<b>Figura 41.</b> Factor de geometría para flexión $Y_b$ .....	96
<b>Figura 42.</b> Módulo de elasticidad de algunos materiales. ....	97
<b>Figura 43.</b> Plano de conjunto.....	99
<b>Figura 44.</b> Diagrama de cuerpo libre.....	100
<b>Figura 45.</b> Diagrama de cargas en el plano z-x. ....	101
<b>Figura 46.</b> Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano z-x.....	102
<b>Figura 47.</b> Diagrama de cargas en el plano y-x. ....	102
<b>Figura 48.</b> Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano y-x. ....	104
<b>Figura 49.</b> Valores para el factor de acabado superficial. ....	107
<b>Figura 50.</b> Factores de confiabilidad para uso en la transmisión ASME ecuación del eje. ....	108
<b>Figura 51.</b> Índice de sensibilidad de muesca frente a radio de muesca para una gama de aceros sometidos a flexión invertida o cargas axiales invertidas. ....	109
<b>Figura 52.</b> Factor de concentración de tensiones para un eje sometido a flexión. ....	109
<b>Figura 53.</b> Detalles del perfil de rosca trapezoidal ISO.....	112
<b>Figura 54.</b> Diámetros de cresta, paso y áreas de tensión de tracción para roscas trapezoidales ISO.....	112
<b>Figura 55.</b> Dimensiones y ángulos de un tornillo de potencia con collar.....	113

<b>Figura 56.</b> Fuerzas que actúan en la elevación de la carga del tornillo de potencia. A) Fuerzas que actúan sobre paralelepípedos; b) las fuerzas que actúan sobre la sección axial; c) fuerzas que actúan sobre el plano tangencial. ....	114
<b>Figura 57.</b> Coeficientes de fricción de pares roscados. ....	116
<b>Figura 58.</b> Coeficientes de fricción del collarín de empuje. ....	117
<b>Figura 59.</b> Geometría del tornillo de potencia útil para calcular el esfuerzo flexionante y cortante transversal en la raíz de la rosca. ....	122
<b>Figura 60.</b> Fuerzas que actúan en la chaveta. ....	125
<b>Figura 61.</b> Dimensiones y selección de las chavetas paralelas planas. ....	125
<b>Figura 62.</b> Sujeciones fijas en el modelo de la estructura principal. ....	131
<b>Figura 63.</b> Colocación de las fuerzas 1 y 2. ....	131
<b>Figura 64.</b> Tensión axial máxima de la máquina de velas. ....	132
<b>Figura 65.</b> Desplazamientos de la estructura. ....	133
<b>Figura 66.</b> Factor de seguridad estructura principal. ....	133
<b>Figura 67.</b> Medición, ubicación y perforación de agujeros para los tubos en el cajón. ...	134
<b>Figura 68.</b> Ubicación de ángulos y agujeros para las tapas del cajón. ....	135
<b>Figura 69.</b> Colocación y suelda de las platinas de refuerzo dentro del cajón. ....	135
<b>Figura 70.</b> Colocación y suelda de los pernos flange 5X10 mm. ....	136
<b>Figura 71.</b> Colocación y suelda platinas sujetadoras a la estructura principal. ....	136
<b>Figura 72.</b> Corte de los tubos de aluminio para el banco de tubos. ....	137
<b>Figura 73.</b> Preparación y lijado de la superficie interior del cajón. ....	137
<b>Figura 74.</b> Recubrimiento interior de paredes laterales y platinas con mezcla de resina y masilla plástica. ....	138
<b>Figura 75.</b> Colocación de los tubos de aluminio en el cajón. ....	139
<b>Figura 76.</b> Suelda adhesiva mezcla de 2 parte A - 1 parte B. ....	139
<b>Figura 77.</b> Limpieza y colocación de la suelda adhesiva en la unión del tubo y el cajón. ....	140
<b>Figura 78.</b> Recubrimiento exterior en la base con mezcla de resina y masilla plástica. ..	140
<b>Figura 79.</b> Colocación de la mezcla de resina y masilla plástica parte interior. ....	141
<b>Figura 80.</b> Limpieza y recubrimiento interior de la tapa superior con mezcla de resina y masilla plástica. ....	142
<b>Figura 81.</b> Colocación de tubos de entrada, salida, respiradero abierto a la atmósfera y sellado de las tapas laterales. ....	142
<b>Figura 82.</b> Estructura principal soldada y pintada. ....	143
<b>Figura 83.</b> Mesa de elevación, perforación y pintado. ....	144

<b>Figura 84.</b> Platina guía expulsores, perforación y pintado. ....	145
<b>Figura 85.</b> Proceso de fundición de la copa del expulsor en aluminio. ....	145
<b>Figura 86.</b> Proceso de preparación de la copa, lijado, perforado y cortado. ....	146
<b>Figura 87.</b> Ensamble de vástago y la copa del expulsor. ....	146
<b>Figura 88.</b> Platinas portapiolas y estructura. ....	147
<b>Figura 89.</b> Chapas para retirar la vela. ....	147
<b>Figura 90.</b> Platinas centradoras de piola y marco. ....	148
<b>Figura 91.</b> Engranajes cónicos rectos fabricados. ....	149
<b>Figura 92.</b> Eje de transmisión de la máquina de velas. ....	149
<b>Figura 93.</b> Soportes de eje. ....	150
<b>Figura 94.</b> Planchas de unión para los engranajes. ....	150
<b>Figura 95.</b> Tornillos de potencia. ....	151
<b>Figura 96.</b> Soportes y rosca de potencia. ....	152
<b>Figura 97.</b> Volante para elevar y bajar las velas. ....	152
<b>Figura 98.</b> Colocación de las roscas de potencia en la mesa de elevación. ....	153
<b>Figura 99.</b> Colocación de las platinas guía expulsores. ....	154
<b>Figura 100.</b> Colocación del soporte principal en tornillo de potencia y piñón. ....	154
<b>Figura 101.</b> Colocación del tornillo de potencia en la mesa de elevación. ....	155
<b>Figura 102.</b> Colocación de los soportes secundarios en la estructura. ....	155
<b>Figura 103.</b> Montaje de la mesa en los soportes secundarios. ....	156
<b>Figura 104.</b> Colocación de las planchas de sujeción de soportes. ....	156
<b>Figura 105.</b> Colocación del eje con engranajes y soporte de eje. ....	157
<b>Figura 106.</b> Colocación del soporte del tornillo de potencia. ....	157
<b>Figura 107.</b> Centrado, acoplado de elementos y ajuste de pernos. ....	158
<b>Figura 108.</b> Colocación del volante en el eje. ....	158
<b>Figura 109.</b> Lubricación de los componentes mecánicos. ....	159
<b>Figura 110.</b> Centrado, acoplado de elementos y ajuste de pernos. ....	159
<b>Figura 111.</b> Colocación de banco de tubos en la estructura. ....	160
<b>Figura 112.</b> Ensamble de platinas portapiola y chapa portavelas. ....	160
<b>Figura 113.</b> Ensamble de bandeja de vaciado. ....	161
<b>Figura 114.</b> Ensamble de expulsores de la vela. ....	161
<b>Figura 115.</b> Colocación de llaves de paso y mangueras. ....	162
<b>Figura 116.</b> Colocación y paso de piolas por cada expulsor y tubo. ....	162
<b>Figura 117.</b> Máquina lista para el funcionamiento. ....	163

<b>Figura 118.</b> Preparación de la máquina. ....	164
<b>Figura 119.</b> Parafina líquida preparada. ....	164
<b>Figura 120.</b> Vertido de la parafina líquida. ....	165
<b>Figura 121.</b> Circulación del agua en la máquina. ....	166
<b>Figura 122.</b> Cambio de estado de la parafina. ....	166
<b>Figura 123.</b> Corte de la parafina superficial y retirada del centrador. ....	167
<b>Figura 124.</b> Extracción y corte de las tiras de parafina que contiene la vela. ....	167
<b>Figura 125.</b> Levantamiento de la vela. ....	168
<b>Figura 126.</b> Extracción y corte de las tiras de parafina que contiene la vela. ....	169
<b>Figura 127.</b> Colocación de ventilador en la parte superior de la máquina. ....	170
<b>Figura 128.</b> Corte de la vela y almacenamiento en cartones. ....	170

## ÍNDICE DE ECUACIONES

EC. 1. Ley de Fourier.....	17
EC. 2. Conducción de calor para pared plana. ....	17
EC. 3. Conducción de calor para un cilindro. ....	17
EC. 4. Transferencia de calor por convección. ....	18
EC. 5. Volumen del cono de la vela.....	47
EC. 6. Volumen del cuello de la vela.....	47
EC. 7. Volumen del cuerpo de la vela.....	47
EC. 8. Volumen total de la vela. ....	48
EC. 9. Temperatura ambiente promedio. ....	49
EC. 10. Teorema de Bernoulli.....	51
EC. 11. Pérdidas de energía. ....	52
EC. 12. Pérdida en la entrada. ....	52
EC. 13. Pérdida por codos.....	53
EC. 14. Pérdida por la tubería. ....	53
EC. 15. Pérdida por válvulas.....	54
EC. 16. Pérdida en la salida. ....	54
EC. 17. Velocidad del sistema $V_c$ .....	56
EC. 18. Rugosidad relativa.....	56
EC. 19. Número de Reynolds del sistema.....	57
EC. 20. Temperatura media. ....	59
EC. 21. Velocidad máxima. ....	59
EC. 22. Número de Reynolds flujo banco de tubos. ....	60
EC. 23. Número de Nusselt.....	60
EC. 24. Coeficiente de transferencia de calor flujo agua. ....	60
EC. 25. Número de tubos. ....	61
EC. 26. Área superficial de transferencia de calor.....	61
EC. 27. Flujo másico.....	61
EC. 28. Temperatura de salida del agua.....	62
EC. 29. Variación de la temperatura media logarítmica. ....	62
EC. 30. Razón de transferencia de calor del banco de tubos. ....	62

<b>EC. 31.</b> Caída de presión.....	64
<b>EC. 32.</b> Número de Reynolds para el aire.....	74
<b>EC. 33.</b> Número de Nusselt para el aire.....	75
<b>EC. 34.</b> Coeficiente de transferencia de calor del aire.....	75
<b>EC. 35.</b> Razón de transferencia de calor del aire y la parafina.....	75
<b>EC. 36.</b> Teorema de Torricelli.....	78
<b>EC. 37.</b> Caudal de la colada.....	78
<b>EC. 38.</b> Área de la base del bebedero.....	79
<b>EC. 39.</b> Tiempo de llenado en el molde.....	79
<b>EC. 40.</b> Tiempo de solidificación.....	80
<b>EC. 41.</b> Constante de moldeo B.....	80
<b>EC. 42.</b> Variación de la temperatura del material.....	81
<b>EC. 43.</b> Fuerza aplicada por una persona.....	82
<b>EC. 44.</b> Torque aplicado manualmente.....	82
<b>EC. 45.</b> Ángulo de cono de paso del engranaje.....	84
<b>EC. 46.</b> Ángulo de cono de paso del piñón.....	85
<b>EC. 47.</b> Relación de engranajes cónicos.....	85
<b>EC. 48.</b> Paso diametral engranajes cónicos.....	85
<b>EC. 49.</b> Paso circular.....	85
<b>EC. 50.</b> Fuerza aplicada en el diente del engrane.....	86
<b>EC. 51.</b> Radio primitivo.....	87
<b>EC. 52.</b> Fuerza tangencial.....	87
<b>EC. 53.</b> Fuerza axial.....	87
<b>EC. 54.</b> Fuerza radial.....	87
<b>EC. 55.</b> Tensión de flexión en el engranaje.....	88
<b>EC. 56.</b> Tensión de contacto en el engranaje.....	88
<b>EC. 57.</b> Relación de transmisión.....	89
<b>EC. 58.</b> Velocidad en la línea de paso.....	90
<b>EC. 59.</b> Relación de velocidades.....	91
<b>EC. 60.</b> Velocidad en la línea de paso máxima.....	91
<b>EC. 61.</b> Factor dinámico.....	92
<b>EC. 62.</b> Factor de distribución de carga.....	93
<b>EC. 63.</b> Módulo de elasticidad efectivo.....	97
<b>EC. 64.</b> Sumatoria de momentos en el punto A, plano z-x.....	101

EC. 65. Sumatoria de momentos en el punto A, plano y-x.....	103
EC. 66. Sumatoria de momentos en el punto E, plano y-x. ....	103
EC. 67. Momento máximo.....	104
EC. 68. Diámetro del eje.....	105
EC. 69. Límite elástico de resistencia del eje.....	106
EC. 70. Resistencia máxima a la tracción del material. ....	106
EC. 71. Factor de acabado superficial.....	106
EC. 72. Factor de tamaño.....	107
EC. 73. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga. ....	108
EC. 74. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga del componente.....	108
EC. 75. Ángulo de avance del tornillo de potencia.....	113
EC. 76. Ángulo $\theta_n$ en función del seno. ....	114
EC. 77. Ángulo $\theta_n$ . ....	114
EC. 78. Sumatoria de fuerzas verticales.....	115
EC. 79. Fuerza $P_n$ para levantar la carga.....	115
EC. 80. Par necesario para elevar la carga en función de $P_n$ .....	115
EC. 81. Par necesario para elevar la carga. ....	115
EC. 82. Fuerza $P_n$ para bajar la carga.....	115
EC. 83. Par necesario para bajar la carga en función de $P_n$ . ....	116
EC. 84. Par necesario para bajar la carga.....	116
EC. 85. Eficiencia tornillo de potencia. ....	117
EC. 86. Fuerza de desmolde de la vela. ....	117
EC. 87. Esfuerzo cortante.....	120
EC. 88. Esfuerzo axial normal nominal del tornillo de potencia. ....	121
EC. 89. Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca.....	121
EC. 91. Esfuerzo de Von Mises en la raíz de la rosca. ....	123
EC. 90. Esfuerzos tridimensionales del tornillo de potencia. ....	123
EC. 92. Esfuerzos principales. ....	123
EC. 93. Esfuerzo de Von Mises. ....	124
EC. 94. Esfuerzo cortante máximo. ....	124
EC. 95. Longitud de la chaveta. ....	126
EC. 96. Fuerza de cizallamiento. ....	126
EC. 97. Esfuerzo cortante para la chaveta.....	126
EC. 99. Longitud mínima de la chaveta en cizalla.....	127

<b>EC. 98.</b> Esfuerzo cortante de diseño. ....	127
<b>EC. 100.</b> Par que provoca la deformación plástica de la chaveta. ....	127
<b>EC. 101.</b> Esfuerzo de aplastamiento. ....	128
<b>EC. 102.</b> Esfuerzo de diseño en aplastamiento. ....	128
<b>EC. 103.</b> Longitud mínima de la chaveta en aplastamiento. ....	128
<b>EC. 104.</b> VAN y TIR. ....	178

## ÍNDICE DE ANEXOS

<b>Anexo 1.</b> Desempeño mecánico de varios tipos de adhesivos .....	190
<b>Anexo 2.</b> Selección del tubo de aluminio de acuerdo al diámetro de la vela.....	190
<b>Anexo 3.</b> Dimensiones de tuberías de acero cédula 40. ....	191
<b>Anexo 4.</b> Resistencia de válvulas y acoplamientos.....	192
<b>Anexo 5.</b> Diagrama de Moody. ....	192
<b>Anexo 6.</b> Propiedades del agua. ....	193
<b>Anexo 7.</b> Propiedades del agua saturada. ....	194
<b>Anexo 8.</b> Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre banco de tubos. .....	195
<b>Anexo 9.</b> Temperaturas del banco de tubos. ....	195
<b>Anexo 10.</b> Propiedades de aire. ....	196
<b>Anexo 11.</b> Plano de matriz expulsor punta de la vela. ....	197
<b>Anexo 12.</b> Punto de fusión del aluminio. ....	198
<b>Anexo 13.</b> Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 1018.....	198
<b>Anexo 14.</b> Datos de los engranajes cónicos rectos.....	199
<b>Anexo 15.</b> Propiedades de los aceros cementados. ....	200
<b>Anexo 16.</b> Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 1020.....	201
<b>Anexo 17.</b> Propiedades mecánicas del acero al carbono ASTM A36.....	202
<b>Anexo 18.</b> Propiedades mecánicas de las resinas de poliéster. ....	203
<b>Anexo 19.</b> Características típicas de rendimiento del adhesivo Scotch Weld 460.....	203
<b>Anexo 20.</b> Propiedades mecánicas del acero AISI 4340 para los tornillos de potencia....	204
<b>Anexo 21.</b> Proforma de máquina de velas para importación. ....	204
<b>Anexo 22.</b> Planos de construcción. ....	205

## CÓDIGO DUBLÍN

Título:	Diseño, construcción y optimización de una máquina de velas para una fábrica artesanal.				
Autor:	<u>Pacheco Mena, Joel Ezequiel</u>				
Palabras clave:	Máquina de velas	Banco de tubos	Diseño de ejes	Engranajes cónicos rectos	Tornillos de potencia
Fecha de publicación:					
Editorial:	Quevedo: UTEQ, 2022.				
Resumen:	<p>Resumen. - El presente proyecto tiene como objetivo el diseño, construcción y optimización de una máquina de velas para una fábrica artesanal Velas Lolita's, cumpliendo con los requerimientos de diseño para reducir los tiempos de elaboración, mejorar la ergonomía de los trabajadores y reducir riesgos. Además de obtener el espacio disponible para la máquina, las consideraciones del propietario y los procesos de elaboración de velas. El diseño del sistema de enfriamiento de velas consta de un banco de tubos, donde se produce la transferencia de calor por convección a través del flujo de agua enfriando la parafina hasta llegar al punto de solidificación, con lo que se obtiene la razón de transferencia de calor producida por el sistema. En el diseño de los elementos mecánicos para la máquina se emplearon los procedimientos de cálculo definidos por AGMA y ASME asegurando el correcto funcionamiento y resistencia de los elementos. Mediante el software SolidWorks se realizó un análisis estático de la estructura de soporte, determinándose que el material ASTM A36 cumple con los requerimientos de resistencia mecánica con una tensión axial máxima de 71.97 MPa y un desplazamiento de 1.14 mm generando un factor de seguridad de 3.5 que resulta aceptable para el diseño. Se realizaron planos y documentación técnica para el proceso constructivo de la máquina con lo cual se procedió con la manufactura de los componentes y ensamblaje del equipo. Finalmente, se realizaron las pruebas de funcionamiento de la máquina de velas obteniéndose una mayor eficiencia en su operación frente al proceso artesanal con un resultado satisfactorio.</p> <p><b>Abstract. - The objective of this project is the design, construction and optimization of a candle machine for a handcraft factory Velas Lolita's, complying with the design requirements to reduce production times, improve the ergonomics of the workers and reduce risks. In addition to obtaining the available space for the machine, the owner's considerations and the candle making processes. The design of the candle cooling system consists of a bank of tubes, where the heat transfer is produced by convection through the water flow cooling the kerosene until it reaches the solidification point, thus obtaining the heat transfer ratio produced by the system. In the design of the mechanical elements for the machine, the calculation procedures defined by AGMA and ASME were used to ensure the correct operation and resistance of the elements. A static analysis of the support structure was performed using SolidWorks software, determining that the ASTM A36 material meets the mechanical strength requirements with a maximum axial stress of 71.97 MPa and a displacement of 1.14 mm, generating a safety factor of 3.5, which is acceptable for the design. Drawings and technical documentation were prepared for the construction process of the machine, which was used to proceed with the manufacture of the components and assembly of the equipment. Finally, the candle machine was tested, obtaining a higher efficiency in its operation compared to the handmade process with a satisfactory result.</b></p>				
Descripción:	214 hojas: dimensiones 290 x 210 mm + CD-ROM 6162				
URI:					

## GLOSARIO DE TÉRMINOS Y FÓRMULAS

TERMINOLOGÍA	DESCRIPCIÓN
$A_1, B_1$	Ajustes de la curva.
$A_{ch}$	Área de la chaveta.
$A_s$	Área superficial de transferencia de calor.
$A_{sp}$	Área superficial de la placa de parafina.
$A_{supc}$	Área superficial de la copa de la vela.
$A_v$	Área de la base del bebedero.
$b_w$	Ancho de cara del diente engranes.
$C_1$	Constante para la velocidad en la línea de paso.
$C_{p \text{ agua}}$	Calor específico del agua.
$C_{pA}$	Calor específico del material aluminio.
$C_{pm}$	Calor específico de la matriz molde.
$d_c$	Diámetro de cresta del tornillo de potencia

$D_{\text{eje}}$	Diámetro del eje.
$D'_{\text{eje}}$	Diámetro del eje asumido.
$D_{\text{ext}_m}$	Diámetro exterior del tubo molde.
$D_G$	Diámetro de paso engranaje.
$D_{\text{in}_\text{agua}}$	Diámetro interior de la tubería.
$D_p$	Diámetro de paso piñón.
$d_p$	Diámetro de paso del tornillo de potencia.
$d_r$	Diámetro de raíz del tornillo de potencia
$E'$	Módulo de elasticidad efectivo.
$E_f$	Eficiencia tornillo de potencia.
$F_a$	Fuerza aplicada por una persona.
$F_{\text{corte}}$	Fuerza de cizallamiento.
$F_d$	Fuerza de desmolde de la vela.
$F_{da}$	Fuerza de desmolde de la vela con lubricación.
$F_{ds}$	Fuerza de desmolde de la vela sin lubricación.

$f_p$	Factor de fricción del banco de tubos.
$f_{T\text{ tub}}$	Factor de fricción de la tubería.
$f_{T\text{ codo}}$	Factor de fricción de codos.
$f_{T\text{ val}}$	Factor de fricción de la válvula.
$h_1$	Pérdida en la entrada.
$h_2$	Pérdida por codos.
$h_3$	Pérdida por la tubería.
$h_4$	Pérdida por válvulas.
$h_5$	Pérdida en la salida.
$h_{\text{agua}}$	Coefficiente de transferencia de calor.
$h_{\text{aire}}$	Coefficiente de transferencia de calor del aire.
$h_{\text{ch}}$	Altura de la chaveta.
$h_{\text{cono}}$	Altura del cono de la vela.
$h_{\text{cuello}}$	Altura del cuello de la vela.
$h_{\text{cuerpo}}$	Altura del cuerpo de la vela.

$h_L$	Pérdidas de energía.
$h_v$	Altura de la parte superior del molde hasta la colada.
$I_b$	Factor de geometría para tensión de contacto.
$I_{inicial}$	Inversión inicial.
$k_a$	Factor de acabado superficial.
$k_{agua}$	Conductividad térmica del agua.
$k_{aire}$	Conductividad térmica del aire.
$k_b$	Factor de tamaño.
$k_c$	Factor de fiabilidad.
$K_{codo}$	Coefficientes de resistencia para codos.
$k_d$	Factor de temperatura.
$k_e$	Factor de ciclo de trabajo.
$k_f$	Factor de concentración de esfuerzo por fatiga.
$K_f$	Factor de concentración del esfuerzo fatiga del componente.

$k_g$	Factor de efectos diversos.
$K_{in}$	Coefficientes de resistencia en la entrada.
$k_m$	Conductividad térmica de la matriz molde.
$K_m$	Factor de distribución de carga.
$K_{mb}$	Coefficiente de montaje de engranes.
$K_o$	Factor de sobrecarga.
$K_{out}$	Coefficiente de resistencia a la salida.
$K_s$	Factor de tamaño.
$K_{sc}$	Factor de tamaño en tensión de contacto.
$K_{st}$	Factor de tamaño en tensión a flexión.
$k_t$	Factor de concentración de tensión geométrica.
$K_v$	Factor dinámico.
$K_{val}$	Coefficiente de resistencia por válvulas.
$K_x$	Factor de coronación.
$K_{xc}$	Factor de coronación en tensión de contacto.

$K_{xt}$	Factor de coronación en tensión a flexión
$L_A$	Calor latente de fusión del material aluminio.
$l_{ch}$	Longitud de la chaveta.
$L_m$	Longitud del tubo molde.
$l_{min_a}$	Longitud mínima de la chaveta en aplastamiento.
$l_{min_c}$	Longitud mínima de la chaveta en cizalla.
$L_{placa}$	Longitud de la placa de parafina.
$L_{tub\_agua}$	Longitud de la tubería del sistema.
$\dot{m}$	Flujo másico.
$\sum M$	Sumatoria de momentos.
$m_a$	Masa que una persona puede manipular.
$m_d$	Masa aplicada para el desmolde.
$m_G$	Relación de engranajes cónicos.
$\dot{m}_i$	Flujo másico densidad entrada del agua.
$M_{Máx}$	Momento máximo.

$N_{ag}$	Velocidad de rotación del engranaje.
$N_{ap}$	Velocidad de rotación del piñón.
$n_{codo}$	Número de codos en el sistema.
$N_G$	Número de dientes del engranaje.
$N_L$	Número de filas.
$N_p$	Número de dientes del piñón.
$N_R$	Número de Reynolds flujo en el sistema.
$n_s$	Factor de seguridad para el eje.
$n_{sc}$	Factor de seguridad para la chaveta.
$N_T$	Número de columnas.
$n_t$	Número de hilos para el tornillo de potencia.
$N_{tubos}$	Número de tubos.
$Nu_{aire}$	Número de Nusselt del aire.
$Nu_D$	Número de Nusselt.
$n_{val}$	Número de válvulas del sistema.

$P_A, P_B$	Presión en el punto A y B.
$p_c$	Paso circular.
$P_L$	Paso longitudinal adimensional.
$P_n$	Fuerza para levantar la carga.
$Pr_s$	Número de Prandtl basado en la temperatura superficial.
$P_T$	Paso transversal adimensional.
$\dot{q}$	Calor transmitido por unidad de tiempo y área.
$\dot{Q}_a$	Razón de transferencia de calor del banco de tubos.
$\dot{Q}_{aire}$	Razón de transferencia de calor del aire y parafina.
$\dot{Q}_{cond,cil}$	Transferencia de calor por conducción para cilindro.
$\dot{Q}_{cond}$	Transferencia de calor por conducción.
$\dot{Q}_{conv}$	Transferencia de calor por convección.
$Q_{v\_al}$	Caudal de la colada.

$Q_v$	Factor de calidad.
$r_{ave}$	Radio primitivo en el punto medio del diente.
$r_c$	Radio del collar.
$r_{cono}$	Radio del cono de la vela.
$r_{cuello}$	Radio del cuello de la vela.
$r_{cuerpo}$	Radio del cuerpo de la vela.
$Re_{aire}$	Número de Reynolds para el aire.
$Re_D$	Número de Reynolds flujo banco de tubos.
$r_g$	Radio de la manivela o volante.
$r_m$	Radio de la muesca.
$r_v$	Radio de la base del bebedero.
$S_L$	Paso longitudinal.
$S_T$	Paso transversal.
$S_y$	Límite elástico para la chaveta
$T_{\infty a}$	Temperatura del ambiente (aire).

$T_A$	Temperatura de fusión / solidificación del aluminio.
$T_a$	Torque aplicado manualmente.
$T_{amb_{prom}}$	Temperatura ambiente promedio.
$T_{ch}$	Par que provoca la deformación plástica de la chaveta.
$T_e$	Temperatura de salida del agua.
$T_{e1}$	Temperatura de salida del agua asumida.
$T_{fA}$	Temperatura de fusión del aluminio.
$T_i$	Temperatura de entrada del fluido externo, agua.
$T_{iem_{llenado}}$	Tiempo de llenado en la matriz molde.
$T_{iem_{sol}}$	Tiempo de solidificación de la colada.
$T_l$	Par necesario para bajar la carga.
$T_m$	Temperatura media.
$T_{m_{alta}}$	Temperatura media alta.
$T_{m_{baja}}$	Temperatura media baja.

$T_{om}$	Temperatura inicial de la matriz molde.
$T_{pc}$	Par del piñón tensión de contacto.
$T_{pt}$	Par del piñón tensión de flexión.
$T_r$	Par necesario para elevar la carga.
$T_{r2}$	Par $T_r$ dividida entre dos.
$T_s$	Temperatura interior de la superficie del tubo, parafina.
$T_{sp}$	Temperatura de superficie de la placa de parafina.
$T_{vertido}$	Temperatura de vertido de la colada.
$V_A, V_B$	Velocidad en el punto A y B.
$V_{aire}$	Velocidad del aire impulsado por ventilador.
$v_c$	Velocidad del flujo en el sistema.
$V_{cono}$	Volumen del cono de la vela.
$V_{cuello}$	Volumen del cuello de la vela.
$V_{cuerpo}$	Volumen del cuerpo de la vela.

$V_{\text{máx}}$	Velocidad máxima en el bando de tubos.
$V_{t,\text{máx}}$	Velocidad máxima en la línea de paso.
$V_t$	Velocidad en la línea de paso.
$V_{\text{total vela}}$	Volumen total de la vela.
$V_v$	Velocidad de vertido de la colada.
$W_a$	Fuerza axial.
$W_r$	Fuerza radial.
$W_t$	Fuerza tangencial
$W_{tp}$	Carga aplicada al tornillo de potencia.
$Y_b$	Factor de geometría para flexión.
$Z_A, Z_B$	Altura en el punto A y B.
$\alpha_G$	Ángulo de cono de paso del engranaje.
$\alpha_p$	Ángulo de cono de paso del piñón.
$\epsilon_{\text{rel}}$	Rugosidad relativa.
$\theta_n$	Ángulo creado por la fuerza $P_n$ .
$\mu_{\text{agua}}$	Viscosidad dinámica del agua.

$\mu_c$	Coeficiente de fricción del collar.
$\nu_{\text{agua}}$	Viscosidad cinemática del agua.
$\nu_{\text{aire}}$	Viscosidad cinemática del aire.
$\rho_A$	Densidad del metal al fundir (aluminio).
$\rho_{\text{agua}}$	Densidad del agua.
$\rho_i$	Densidad del agua temperatura inicial.
$\rho_m$	Densidad del material de la matriz molde.
$\sigma'$	Esfuerzo de Von Mises.
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Esfuerzos principales.
$\sigma_{\text{aplas}}$	Esfuerzo de aplastamiento.
$\sigma_b$	Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca.
$\sigma_c$	Tensión de contacto en engranajes.
$\sigma_d$	Esfuerzo de diseño en aplastamiento.
$\sigma_e$	Límite elástico de resistencia del eje.
$\sigma'_e$	Límite de resistencia de la muestra de ensayo.

$\sigma_t$	Tensión de flexión en engranajes.
$\sigma_{uts}$	Resistencia máxima a la tracción del material.
$\sigma_y$	Esfuerzo a la fluencia para el eje.
$\tau_{1/3}$	Esfuerzo cortante principal.
$\tau_{corte}$	Esfuerzo cortante para la chaveta.
$\tau_d$	Esfuerzo cortante de diseño.
$\tau_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo cortante máximo.
$\emptyset$	Ángulo de presión
$\Delta T_s$	Variación de temperatura del material aluminio.
a, b	Valores para el factor de acabado superficial.
B	Constante de moldeo.
c	Coefficiente de fricción del flujo de la colada.
E	Módulo de elasticidad.
F	Carga $W_{tp}$ dividida entre dos.

G	Gravedad.
I	Interés
l	Avance.
m	Módulo de los engranes.
M	Momento.
ñ	Número de años
p	Paso.
P	Fuerza necesaria para elevar la carga.
Pd	Paso diametral engranajes cónicos.
Pr	Número de Prandtl.
q	Sensibilidad de la muesca.
R	Reacción.
Ut	Utilidad anual
Vol	Volumen de la copa de la vela.
W	Fuerza aplicada en el diente del engrane.
w	Ancho de la chaveta.

$\alpha$	Ángulo de avance.
$\beta$	Ángulo de rosca.
$\gamma$	Peso específico
$\Delta T_{ln}$	Variación de la temperatura media logarítmica.
$\Delta P$	Vacilación de la presión o caída de presión.
$\varepsilon$	Rugosidad.
$M$	Coefficiente de fricción entre las roscas.
$N$	Relación de Poisson.
$\Sigma$	Esfuerzo axial normal nominal del tornillo de potencia.
$T$	Esfuerzo cortante.
$X$	Factor de corrección.

# INTRODUCCIÓN

En la actualidad existen fábricas que se dedican a la producción de velas, velones y productos similares a base de parafina, que son utilizadas por la sociedad en representación del respeto, la alegría y demás formas para las personas. En la elaboración de las velas se utilizan procesos que son realizados de manera manual y requiere del esfuerzo físico anteponiéndose a riesgos laborales, resultando ser que pocas empresas emplean máquinas para la fabricación de velas ya que son adquiridas por importación de otras partes del mundo.

Se han desarrollado grandes avances tecnológicos para las industrias implementando mecanismos que son calculados y analizados a través de métodos y criterios de diseño, además de tecnologías de análisis asistido por computadora para poder optimizar los tiempos de producción y obtener mayor cantidad del producto. Generando una opción para que las empresas puedan empezar a invertir en maquinaria y así estar a la vanguardia del mercado.

En el presente proyecto se realiza el diseño y construcción de una máquina de velas para una fábrica artesanal Velas Lolita's, mejorando y optimizando los procesos de fabricación de velas, aumentando la productividad frente a la elaboración tradicional donde se ejecuta el procedimiento de manera manual.

Se realizó un modelado en el software SolidWorks empleando los parámetros más importantes para el dimensionamiento de la máquina, que son: el número de velas a fabricar, espacio de instalación, geometría de la vela, métodos de elaboración y requerimientos del cliente.

Para determinar la transferencia de calor generada se realizó el cálculo y dimensionamiento del banco de tubos que es el sistema de enfriamiento de las velas a través de flujo de agua a temperatura ambiente, se adicionó un ventilador que ayuda a disipar el calor en la parte superior del banco de tubos que es donde la parafina se encuentra superficialmente.

Los elementos mecánicos críticos de la máquina se calculan por medio de normas y criterios de diseño mecánico como AGMA, código ASME para ejes de transmisión, y literatura de diseño de máquinas, determinando los esfuerzos que interactúan en el funcionamiento de cada elemento que forma parte de la máquina. En SolidWorks se realizó un análisis estático de la estructura de soporte de la máquina de velas, permitiendo comprender el comportamiento del material ante las condiciones de carga que se generan.

Con el programa SolidWorks se dimensiona la estructura principal de soporte de todos los elementos, permitiendo realizar un análisis estático y observar el comportamiento del material con las cargas y condiciones agregadas a la estructura, además de diseñar cada uno de los componentes que forman parte de la máquina. En el programa también se elaboraron los planos de construcción para la máquina de velas obteniendo la información para el proceso de construcción.

Para comprobar el funcionamiento de la máquina de velas se realizaron las pruebas piloto que determinan la eficiencia en la elaboración de velas mediante maquinaria, reduciendo el tiempo y aumentando la producción al doble de un proceso tradicional artesanal.

# **CAPÍTULO I**

## **CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN**

## **1.1. Problema de Investigación.**

### **1.1.1. Planteamiento del problema.**

Las velas son producidas en grandes cantidades por máquinas que realizan los procedimientos para obtener una vela de excelente calidad, estas reemplazan a los procesos artesanales utilizados por las personas, porque son más eficientes y ergonómicas. Generalmente son construidas por los países desarrollados que tienen una manufactura accesible.

Velas Lolita's es una empresa de fabricación de velas artesanales en la ciudad de Santo Domingo, con más de 20 años de experiencia en el área para elaborar diversos modelos en parafina, donde se utilizan moldes para poder dar forma a la vela. Este método utilizado es convencional presentando dificultad en el cumplimiento de la demanda y tiempo de producción de las velas, además de producir posturas forzadas de los trabajadores que inciden en su salud, siendo factores preocupantes para el propietario.

En el país no existen empresas que manufacturen o construyan máquinas para la elaboración de velas, mientras que las importaciones de otros países son complejas y de alto valor para las pequeñas y medianas empresas.

#### **1.1.1.1. Diagnóstico.**

Una de las principales causas del bajo índice de fabricación de velas es debido al método artesanal utilizado para su elaboración, Las empresas dedicadas a esta actividad realizan de forma manual una gran parte del proceso de producción, debido a esto la empresa dedicada a este tipo de trabajos tiene inconvenientes como:

- El taller no posee la maquinaria para la elaboración de velas.
- Los costos en el proceso de importación de maquinaria extranjera son muy altos.
- En épocas de alta demanda del producto el personal trabaja en jornadas dobles.
- El área de trabajo es mayor a la que ocuparía una máquina de velas.
- Cuando la demanda de la producción aumenta se tiende a contratar personal y capacitarlo, pero lo que se podría destacar es que esto tomaría tiempo.

### **1.1.1.2. Pronóstico.**

La falta de maquinaria en la producción de velas genera demanda de los productos y afecta directamente a los ingresos económicos de la empresa Velas Lolita's. Con la construcción de la máquina para la elaboración de velas se podría aumentar la productividad, ofreciendo a sus clientes un mayor número de unidades del producto. Esta adquisición representa una forma accesible y nueva que se incorpora al proceso de fabricación para impulsar la producción, la distribución y la comercialización.

### **1.1.2. Formulación del problema.**

En la fábrica de velas el proceso de elaboración se realiza de manera artesanal lo cual impide el aumento de la producción ante la demanda del producto, esto requiere más tiempo, mayor área de trabajo y contratar personal adicional.

Existen máquinas que son construidas en países como la China e India donde la importación de este tipo de maquinaria tienen altos costos en el transporte y los impuestos para ingresar al país, lo cual dificulta importar una máquina de velas.

### **1.1.3. Sistematización del problema.**

- ¿Con la construcción de una máquina de velas se podrá aumentar la producción y reducir los tiempos de fabricación, sin cambiar la calidad de la vela?
- ¿Cuál es la situación actual de los factores internos y externos de la microempresa?
- ¿Cuáles son los procesos que deben ser reemplazados por la máquina en la microempresa?

## **1.2. Objetivos.**

### **1.2.1. Objetivo General.**

Construir una máquina de velas para una fábrica artesanal.

### **1.2.2. Objetivos Específicos.**

- Elaborar un modelado en software CAD de la máquina de velas.
- Calcular la transferencia calor generada por la máquina de velas.
- Realizar cálculos de elementos mecánicos críticos de la máquina de velas.
- Comprobar la eficiencia de la máquina de velas con pruebas piloto.

### **1.3. Justificación.**

En el Ecuador existen varios emprendimientos de personas que aún no se han tecnificado y siguen con los procesos tradicionales como el caso de la fábrica de Velas Lolita's que ofrece al mercado sus productos de calidad, pero no satisface la demanda de los productos a tiempo, ya que utiliza moldes de chapa y tubo PVC para la de elaboración de las velas, esto genera tiempo, malas posturas, quemaduras y demás irregularidades que se presentan a diario. Estos procesos pueden optimizarse y mejorarse con la implementación de maquinaria.

El presente documento se desarrolla porque en la fábrica de Velas Lolita's aplican la elaboración de manera artesanal y no han tenido desarrollo por parte de sistemas mecánicos comparados con otras industrias de velas, y la producción no aumenta considerando que el mercado de distribución y consumo es amplio a nivel nacional. Por ello debe tener la oportunidad de mejorar los sistemas de elaboración a través de dispositivos mecánicos y eléctricos.

Se debe conocer el funcionamiento térmico y mecánico ya que resulta fundamental e importante para el estudio y diseño de los componentes que conforman la máquina lográndose un sistema compacto donde se mejoren los procesos de elaboración de velas.

Con la implementación de la máquina para elaborar velas, se permitirá reemplazar los procesos artesanales en la fabricación de las velas manteniendo los estándares de calidad, diseño y durabilidad que ofrece la fábrica de Velas Lolita's a sus clientes. Adicionalmente se plantea cubrir la demanda de producto que la fábrica tiene en el mercado, mejorando el tiempo de fabricación de las velas, además de alcanzar un mercado más amplio para sus productos.

## **CAPÍTULO II**

# **FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN**

## 2.1. Velas.

Antiguamente las velas eran utilizadas por las personas para alumbrar la noche, en oraciones y ceremonias, reemplazando a las antorchas y lámparas de aceite por ofrecer una mayor durabilidad Normalmente se fabrican con el cebo o grasa de animal y cera hecha por las abejas que utilizaban los egipcios [1].

La parafina es un residuo que se produce por la destilación del aceite crudo, se introdujo en el año de 1850 y todavía es ampliamente utilizada para la elaboración de velas. Existen otros experimentos que se produjeron en el siglo XIX creando velas de materiales como: esperma de ballena, el ácido esteárico y cera microcristalina [1].

**Figura 1.** Paquetes y colores de Velas Lolita's.



**Fuente:** AUTOR.

### 2.1.1. La parafina.

La parafina es un compuesto de hidrocarburos parafínicos que se forma a través de cadenas lineales o ramificaciones de compuestos orgánicos que están saturados. Característicamente se utiliza el término ceras de parafina para mezclas de algunos grupos de hidrocarburos, generalmente parafinas y cicloalcanos, que normalmente se encuentran en sólido a temperatura ambiente [2].

Se emplea considerablemente en empresas industriales dedicadas a la fabricación y procesamiento de cauchos, velas, productos de limpieza, fósforos, textiles, aglomerados de madera y procesos donde se necesiten parafinas derivadas del petróleo, este presenta un estado sólido a temperatura ambiente, la parafina se encuentra en forma de masa es incolora, no tienen sabor ni olor y se siente livianamente grasosa al tacto [2].

El punto de fusión de las parafinas es diferente, según como indique su grado de dureza que influirá en la calidad de la vela que se fabrique, la parafina es una mezcla de sustancias con varios puntos de fusión y no tiene el valor exacto de un compuesto puro. Si el punto de fusión es más bajo, su textura será más blanda y elástica, y la apariencia transparente y brillante, cuando el punto de fusión es alto en la fabricación de velas resulta más dura y rústica, su apariencia será blanca y opaca, y aumentará el tiempo de quemado [3].

**Figura 2.** Bloques de parafina.



**Fuente:** AUTOR.

## **2.1.2. Tipos de parafinas.**

### **2.1.2.1. Parafina liviana.**

Es una composición química que la hace ser un tipo de cera rígida de color blanco, utilizado como aditivo para la parafina en los procesos de elaboración de velas aumenta la dureza, resalta colores y reduce los procesos de deformación. No se debe utilizar más del 10 % de estearina que su cantidad de parafina utilizada [4].

### **2.1.2.2. Parafina media.**

Es un elemento residual que tiene alta viscosidad, para poder transportarlo o utilizarlo es necesario calentarlo, se utiliza en las industrias como carburante 83 %, las centrales de gas y las hidroeléctricas 9 %, también las plantas de calefacción y el transporte 7 % [3].

### 2.1.2.3. Estearina.

Es una composición química que la hace ser un tipo de cera rígida de color blanco, utilizado como aditivo para la parafina en los procesos de elaboración de velas aumenta la dureza, resalta colores y reduce los procesos de deformación. No se debe utilizar más del 10 % de estearina que su cantidad de parafina utilizada [4].

### 2.1.3. Contracción de la parafina.

Cuando la parafina se encuentra en estado líquido por la acción del calor que se aplica al ser derretida en la fabricación de velas o velones, este aumenta su volumen en un 10 % de su estado inicial o sólido. En el proceso de enfriamiento de la parafina vuelve a solidificarse poco a poco y aparece un agujero en la parte central, la cual se la conoce como rechupe o contracción recuperando su volumen inicial [4].

**Figura 3.** Contracción de la parafina.



**Fuente:** AUTOR.

### 2.1.4. Propiedades físicas de la parafina.

Las ceras parafínicas son sólidos blancos o ligeramente amarillentas compuestas de una mezcla de hidrocarburos con gran peso molecular, el alcano saturado tiene un peso molecular en un rango de  $350 \frac{\text{gr}}{\text{mol}}$  a  $420 \frac{\text{gr}}{\text{mol}}$  y el punto de fusión es de  $45 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $48 \text{ }^\circ\text{C}$ , no se disuelven en agua o alcohol solo cuando se calientan. Las características físicas de la parafina se muestran en la Tabla 1 [4].

**Tabla 1.** Propiedades físicas de la parafina.

<b>Propiedades físicas de la parafina</b>	<b>Valor</b>
Densidad sólida $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	818
Densidad líquida $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	760
Viscosidad cinemática $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$	$3.2 \times 10^{-3}$
Viscosidad dinámica $\frac{\text{kg}}{\text{m s}}$	$2.43 \times 10^{-3}$
Punto de fusión °C	45
Peso específico $\frac{\text{N}}{\text{m}^3}$	80.164
Calor específico sólido $\frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$	2.95
Calor específico líquido $\frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}$	2.51
Conductividad térmica $\frac{\text{W}}{\text{m } ^\circ\text{C}}$	0.24
Punto de ebullición °C	300
Coefficiente de expansión térmica $^\circ\text{C}^{-1}$	20

**Fuente:** PULIDO RUIZ, 2008 [3].

## 2.2. La fabricación de las velas.

En el siglo XIX el inventor Joseph Morgan desarrolla la forma de industrialización de las velas, con la creación de una máquina que permitía la producción continua de velas a través de un cilindro y un pistón movable para expulsar la vela cuando esté lista [3].

En la actualidad existen procesos de fabricación artesanal de velas a través del vertimiento de la parafina en moldes que tienen la forma de la vela que se desea fabricar. Realizar este proceso continuamente es muy complicado, se requiere varias secuencias de trabajo como:

- Calentamiento de la materia prima sólida a líquida.
- Adicionar colorante para su color y demás químicos para resaltar su apariencia.
- Preparación del molde con la mecha.
- Preparar grandes recipientes con agua al clima para sumergir los moldes.

- Colocación de la vela líquida en los moldes sumergidos.
- Esperar a la solidificación de la vela.
- Retirar o expulsarla vela de los moldes.

Estos procesos son poco eficientes y debe contar con gran intervención humana para su operación. En algunos países como Alemania y Estados Unidos, existen fábricas completamente automatizadas para la elaboración de velas [4].

### **2.2.1. Mecha de algodón o pabilo.**

Existen gran variedad de tamaños en los hilos de algodón trenzado o retorcido, se presentan en un tubo y es enrollado hasta alcanzar un peso aproximado. Para la elaboración de velas, la elección a utilizar es según el tamaño de vela que se elabora [3].

**Figura 4.** Mechales de algodón.



**Fuente:** AUTOR.

### **2.2.2. Colorantes.**

Para la fabricación de velas de todos los colores posibles se agrega colorantes a la grasa cuando la parafina alcanza su punto de fusión y pueda mezclarse con las partículas del colorante. La condición para la aplicación es de 2 a 3 gramos de colorante para 1 kg de parafina. El colorante se debe aplicar lentamente a una temperatura máxima de 65 °C a 70 °C, mezclando continuamente para lograr una correcta homogeneización [5].

**Figura 5.** Colorantes.



**Fuente:** AUTOR.

### **2.2.3. Enfriamiento de la vela.**

Cuando la parafina se encuentra a la temperatura óptima en estado líquido, se remueve la fuente de calor necesaria para fundirse y comienza los procesos de elaboración de las velas, el tiempo que se utiliza para realizar la vela debe ser reducido implementando o utilizando el agua a temperatura ambiente como refrigerante para que la vela se enfríe en el menor tiempo posible. Donde se genera un proceso de intercambio de calor por convección entre en agua fría y la parafina caliente dentro del molde. Existen varios procesos para enfriar la parafina cuando se encuentran en los moldes como:

#### **2.2.3.1. Enfriamiento por convección natural (aire).**

En este proceso se coloca la parafina líquida en los moldes y se deja enfriar por el flujo de aire natural hasta que se solidifique, en este caso no se utiliza por ser muy extenso el tiempo de solidificación.

#### **2.2.3.2. Enfriamiento por convección forzada (aire).**

Los moldes que contienen la parafina son enfriados por un flujo de aire que es generado a través de un soplador o un ventilador, este proceso es más eficiente que el proceso de convección natural.

### **2.2.3.3. Enfriamiento por convección con (agua).**

Proceso el cual el agua tiene circulación y es retroalimentada a través de una bomba, el molde es sumergido la parte exterior manteniendo la parafina colocada fuera del contacto con el agua por ser otro elemento.

## **2.3. Diseño mecánico.**

La ingeniería mecánica se relaciona con la transformación de la energía, la cual se genera y se procesa con el suministro de las fuentes de donde se extrae, además de herramientas de transportación y técnicas de manejo o automatización, las bases en conocimientos y capacidades son inmensas, entre ellos está la mecánica de fluidos y de sólidos, procesos de manufactura, teorías electricidad, transferencia de masa y momento. El diseño mecánico es una rama de la ingeniería que consiste en elaborar elementos, figuras de diferentes tamaños, mediante procesos de formado con dimensiones adecuadas y exactas, para poder ser fabricadas y ensambladas en máquinas, estructuras, herramientas, permitiendo satisfacer la necesidad que se desee [6], [7].

### **2.3.1. Fases del proceso de diseño.**

En un proceso de diseño se debe tener en cuenta cuáles son sus fases. El inicio de la fase del proceso de diseño es la identificación de una necesidad, además definir cuál es el problema por estudiarse. Involucra la síntesis o definición de un diseño conceptual en los que se deben plantear varias formas de solución, con investigación y cuantificación en términos de medida establecidas, conforme el desarrollo progresa. Seguido de una etapa de análisis, resulta fundamental para evaluar si la ejecución de proceso es factible [6], [8].

La optimización está relacionada de forma íntima e iterativa en el análisis. En el proceso de evaluación es importante interaccionar nuevamente con las etapas anteriores por ser una fase importante, es la prueba final de un diseño exitoso y se desea descubrir si satisface las necesidades. Por último, la presentación y exposición de los resultados es el paso final y vital del proceso de diseño [8].

**Figura 6.** Fases del proceso de diseño.



**Fuente:** BUDYNAS Y NISBETT, 2012 [6].

### 2.3.2. Consideraciones del diseño mecánico.

Existen varias características considerables que intervienen en partes o elementos diseñados que es el resultado del diseño mecánico. Cuando se usa la palabra diseño implica directamente de manera inmediata la utilización de los conocimientos para establecer que consideraciones son importantes con respecto al diseño [9].

**Tabla 2.** Principales categorías de las consideraciones del diseño.

<b>Consideraciones tradicionales</b>	<b>Consideraciones Modernas</b>	<b>Consideraciones Diversas</b>
Materiales		
Geometría	Seguridad	Confiabilidad y
Condiciones de Operación		facilidad de
Costo		mantenimiento
Disponibilidad	Ecología	
Posibilidad de producción		Ergonomía y
Vida del Componente	Calidad de vida	Estética

**Fuente:** JUVINALL Y MARSHEK, 2013 [10].

## **2.4. Software CAD.**

Los softwares CAD (diseño asistido por computadora) se utilizan para modelar diseños en 2D y 3D, realizando análisis y simulaciones para ver el comportamiento del diseño con condiciones requeridas permitiendo ajustar y mejorar sus funciones, también se puede obtener planos técnicos y detallados. Es una herramienta que en la actualidad todo diseñador debe tener para realizar sus diseños y creaciones [9].

## **2.5. Selección de materiales.**

Un diseño puede abarcar muchos materiales para la construcción de un equipo o máquina, debe disponer una información sólida sobre las características y propiedades de los materiales, también las herramientas para abarcar y descifrar la información detallada [11]. Así se procede a la selección de los materiales evitando posibles fallos y problemas de funcionamiento [7].

## **2.6. Definición de transferencia de calor.**

La transferencia de calor es el intercambio de energía entre superficies con diferentes de temperaturas, por lo tanto, esta se produce siempre y cuando exista un gradiente térmico o cuando dos sistemas entran en contacto, el proceso dura hasta que las dos temperaturas, lleguen a un equilibrio térmico [12], [13].

### **2.6.1. Tipos de transferencia de calor.**

Dentro de la transferencia de calor se denota que el calor se transfiere por tres mecanismos distintos que son: conducción, convección y radiación [14].

#### **2.6.1.1. Conducción**

Es la transferencia de energía que tiene lugar mediante un soporte físico ya sea sólido o líquido de manera que la energía interna de las zonas de mayor temperatura se desplaza hacia las de menor temperatura [13], [14].

La expresión general de la ley de transmisión de calor por conducción o Ley de Fourier se describe considerando la transmisión de calor en las tres direcciones del espacio. Si el medio es isótropo (sólido) [15].

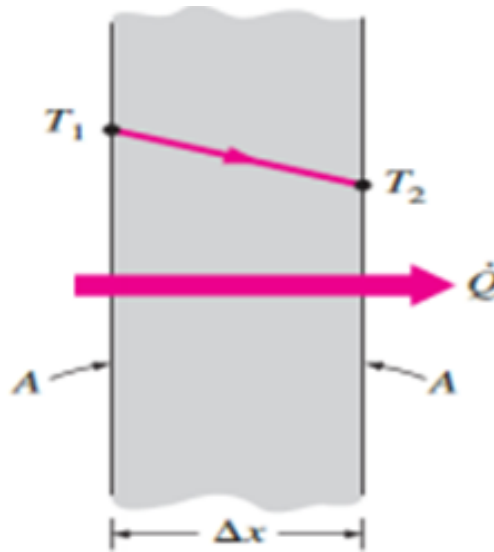
$$\dot{q} = -k\nabla T \quad \text{EC. 1. Ley de Fourier.}$$

Si el flujo es estable y unidimensional, la ecuación que interpreta la transferencia de calor por medio de pared plana es:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = -kA \frac{dT}{dx} \quad \text{EC. 2. Conducción de calor para pared plana.}$$

En la Figura 7 se muestra la transferencia de calor por conducción para una pared plana.

**Figura 7.** Transferencia de calor por conducción.



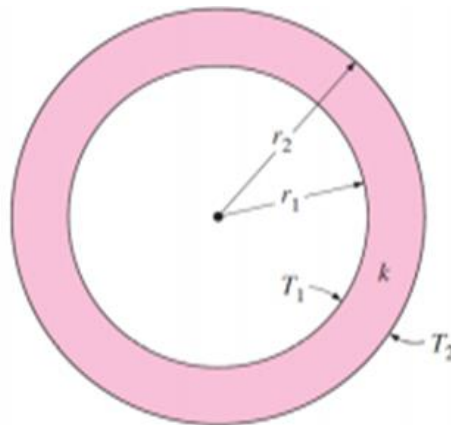
**Fuente:** ÇENGEL YUNUS, 2007 [14].

Para la conducción de calor a través de paredes de un cilindro se utiliza la Ecuación 3:

$$\dot{Q}_{\text{cond,cil}} = 2\pi Lk \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad \text{EC. 3. Conducción de calor para un cilindro.}$$

En la Figura 8 se muestra la configuración geométrica de transferencia de calor en un cilindro.

**Figura 8.** Transferencia de calor en un cilindro.



**Fuente:** ÇENGEL YUNUS, 2007 [14].

### 2.6.1.2. Convección

El calor se transmite por convección cuando en una fase fluida se produce una mezcla de elementos macroscópicos, que al ser de diferente temperatura provocará una transmisión de elementos con mayor contenido en energía interna a zonas con elementos de menor contenido [12].

En general, cuando el fluido se pone en contacto con un sólido de temperatura muy diferente surge una transmisión de calor que no responde a la expresión cinética de la conductividad y que depende de las características de la dinámica del fluido, por lo cual se genera una transmisión por convección [14].

La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo, la convección forzada aparece cuando el flujo es causado por medios externos, por medio de ventilador, bomba, vientos atmosféricos, y convección libre o también llamada natural se produce cuando el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido [12], [14].

Estos casos de convección se analizan bajo la ley de enfriamiento de Newton como se muestra en la Ecuación 4.

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_s(T_s - T_{\infty})$$

**EC. 4.** Transferencia de calor por convección.

### **2.6.1.3. Radiación.**

La radiación térmica es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita. La radiación puede provenir de líquidos y gases. Por lo tanto, la radiación es un fenómeno que consiste en la propagación en el espacio de la energía, bien sea en partículas subatómicas o bien en ondas electromagnéticas [16].

Si la radiación se efectúa a través del vacío no se transforma en calor ni en ninguna otra forma de energía. Sin embargo, al llegar a un medio material la radiación puede ser transmitida, reflejada o absorbida, transformándose esta última en calor, o actúa como energía capaz de activar reacciones fotoquímicas [17], [16].

### **2.6.2. Aplicaciones de transferencia de calor.**

La transferencia de calor es una aplicación de la termodinámica donde desempeña una función muy importante en la conservación, elaboración de alimentos y productos como las velas al conseguir ambientes fríos o calientes mediante la transferencia de calor. Para conseguir este proceso se hace el uso de dispositivos intercambiadores de calor, conectados y combinados de manera que se pueda obtener la temperatura adecuada [12].

### **2.6.3. Intercambiadores de calor.**

Un intercambiador de calor es un equipo en el cual dos fluidos intercambian calor con el objeto de calentar o enfriar uno de ellos (llamado fluido de proceso) utilizando el otro (fluido de servicio) como foco de calor o de frío. Si las circunstancias lo permiten, lo más conveniente para ahorrar energía es que ambos fluidos sean de proceso [18].

## **2.7. Propiedades térmicas de los materiales.**

Existen varios tipos de materiales que se utilizan según sus propiedades en este caso las térmicas, cuando existen cambios de temperatura y se diseñan procesos en los cuales los elementos se calientan para transferir calor rápidamente. En los materiales metálicos los electrones transfieren el calor que se produce y tienen que ser disipados de manera eficiente para que los procesos funcionen de manera correcta [19].

En la Tabla 3 se muestran los calores específicos de los materiales más comunes<sup>1</sup>.

**Tabla 3.** Calor específico de materiales a 300 K.

<b>Material</b>	<b>Calor específico</b> [ $\frac{\text{cal}}{\text{gK}}$ ]	<b>Material</b>	<b>Calor específico</b> [ $\frac{\text{cal}}{\text{gK}}$ ]
Al	0,215	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,200
Cu	0,092	Diamante	0,124
B	0,245	SiC	0,250
Fe	0,106	Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	0,170
Pb	0,038	SiO <sub>2</sub> (sílice)	0,265
Mg	0,243	Polietileno de alta densidad	0,440
Ni	0,106	Polietileno de baja densidad	0,550
Si	0,168	Nylon 6,6	0,400
Ti	0,125	Poliestireno	0,280
W	0,032	Agua	1,000
Zn	0,093	Nitrógeno	0,249

**Fuente:** ASKELAND, FULAY Y WRIGHT, 2012 [19].

### 2.7.1. Conductividad térmica.

Se conoce que diferentes materiales almacenan calor en diferente forma y el calor específico  $C_p$  es una medida que un material tiene y se define como la capacidad para almacenar energía térmica.

La conductividad térmica  $k$  es una medida de la rapidez a la que se transfiere el calor en un material, la conductividad se relaciona con el calor  $\dot{Q}$  transmitido por una determinada área  $A$  en el plano por segundo cuando existe un gradiente de temperatura  $\frac{\Delta T}{\Delta x}$  [19].

<sup>1</sup> En la primera columna se muestran los materiales metálicos, mientras que en la segunda los materiales cerámicos, polímeros y otros.

En la Tabla 4 se muestran los valores de la conductividad térmica de los materiales más comunes<sup>2</sup>.

**Tabla 4.** Conductividad térmica de los materiales a temperatura ambiente.

Material	Conductividad térmica $\left[\frac{W}{m K}\right]$	Material	Conductividad térmica $\left[\frac{W}{m K}\right]$
Ag	430	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	16-40
Al	238	C (Diamante)	2000
Cu	400	C (Grafito)	335
Fe	79	Arcilla refractaria	0,26
Mg	100	Carburo de silicio	Hasta 270
Ni	90	AlN	Hasta 270
Si	150	Si <sub>3</sub> N <sub>4</sub>	Hasta 150
Ti	22	Vidrio de cal y sosa	0,96-1,7
W	171	Sílice vítrea	1.4
Zn	117	Vidrio Vycor™	12,5
Zr	23	XrO <sub>2</sub>	4,2
Acero 1020	100	Nylon 6,6	0,25
Aleación de Al 3003	280	Polietileno	0,33
Acero inox. 304	30	Poliimida	0,21
Cementita	50	Poliestireno	0,13
Ferrita	75	Espuma poliestireno	0,029
Fundición de Fe gris	79,5	Teflón	0,25
Latón amarillo	221		

FUENTE: ASKELAND, FULAY Y WRIGHT, 2012 [19].

## 2.8. Aleaciones no ferrosas.

Las aleaciones no ferrosas son materiales que no incluyen elementos como el hierro, pero pueden contener aleaciones con otros elementos metálicos. En varias aplicaciones es muy importante considerar el factor peso de los materiales donde se relaciona la resistencia

<sup>2</sup> En la primera columna se muestra los metales puros y aleaciones, mientras que en la segunda los materiales cerámicos y polímeros.

del material y el peso para obtener la resistencia específica. La Tabla 5 muestra los valores de las densidades, resistencia a la tensión y resistencia específica de algunos elementos metálicos [19].

**Tabla 5.** Valores de resistencia específica de metales.

Metal	Densidad		Resistencia	Resistencia	Costo
	$\left[\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}\right]$	$\left[\frac{\text{lb}}{\text{pulg}^3}\right]$	a la tensión [psi]	específica [pulg]	por libra [\$]
Aluminio	2.70	0.097	83000	$8.6 \times 10^5$	0.60
Berilio	1.85	0.067	55000	$8.2 \times 10^5$	350
Cobre	8.93	0.322	150000	$4.7 \times 10^5$	0.71
Plomo	11.36	0.410	10000	$0.2 \times 10^5$	0.45
Magnesio	1.74	0.063	55000	$8.7 \times 10^5$	1.50
Níquel	8.90	0.321	180000	$5.6 \times 10^5$	4.10
Titanio	4.51	0.163	160000	$9.8 \times 10^5$	4.00
Tungsteno	19.25	0.695	150000	$2.2 \times 10^5$	4.00
Zinc	7.13	0.257	75000	$2.9 \times 10^5$	0.40
Aceros	7.87	0.284	200000	$7.0 \times 10^5$	0.10

FUENTE: ASKELAND, FULAY Y WRIGHT, 2012 [19].

### 2.8.1. Aleaciones de aluminio.

El aluminio es un metal que destaca por sus propiedades físicas, comportamiento no ferrífico, capacidad de resistencia a la corrosión y oxidación, tiene una densidad de  $2.70 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$  que es un tercio la densidad del acero, tiene alta conductividad térmica y eléctrica, un módulo de elasticidad de  $10 \times 10^6$  psi (70 GPa), aunque las aleaciones de aluminio tengan propiedades menores que el acero la relación entre resistencia y peso es magnífica [19].

Este material es uno de los más importantes para la industria y sus usos son variables, las aleaciones de aluminio pueden alcanzar valores de resistencia hasta 30 veces más que el aluminio puro [19], [20]. En la Tabla 6 se puede observar los valores de mecanismos de endurecimiento en aluminio y sus aleaciones [19].

**Tabla 6.** Valores de resistencia del aluminio y aleaciones.

<b>Material</b>	<b>Resistencia a la tensión [psi]</b>	<b>Resistencia a la fluencia [psi]</b>	<b>% de elongación</b>	<b>Relación de las resistencias entre aleaciones y metal puro</b>
Al puro	6500	2500	60	1
Al comercialmente puro (al menos 99% puro)	13000	5000	45	2,0
Aleación de Al endurecida por solución sólida	16000	6000	35	2,4
Al trabajado en frío	24000	22000	15	8,8
Aleación de Al endurecida por dispersión	42000	22000	35	8,8
Aleación de Al endurecida por envejecimiento	83000	73000	11	29,2

**FUENTE:** ASKELAND, FULAY Y WRIGHT, 2012 [19].

### 2.8.2. Galvanizado.

Es un tipo de protección contra la corrosión para el hierro y los aceros a través de procedimientos como la inmersión en caliente, sumergiendo a los productos o materiales a galvanizar en un baño de zinc a una temperatura de 450 °C. Esto se logra en una línea de producción automatizada con procesos como, la limpieza de la lámina, calentado de la lámina y finalmente un baño de zinc para que se forme la aleación. ver Figura 9 [21].

**Figura 9.** Lámina galvanizada.



**Fuente:** ANDI, 2013 [21].

## **2.9. Fenómeno de corrosión.**

La corrosión es la secuencia de deterioro de los materiales metálicos tanto puros como aleaciones mediante reacciones como son: la corrosión química y electroquímica. En el caso de deterioro de los materiales como los polímeros y cerámicos se usa la palabra degradación. Los materiales metálicos son extraídos de minas y procesamiento de minerales y se encuentran en estado natural, con el tiempo ocurre el fenómeno de la corrosión debido a que los materiales tratan de volver a su estado de origen natural [22].

### **2.9.1. Tipos de corrosión.**

Existen varios tipos de corrosión donde depende la naturaleza del material y las condiciones medioambientales donde se encuentre el material, la clasificación de la corrosión tiene cuatro categorías generales: corrosión generalizada, localizada, por picaduras y cavitación [22].

#### **2.9.1.1. Corrosión generalizada.**

También llamada corrosión uniforme, sucede en toda la superficie de material y su forma es homogénea, provocando una mayor pérdida de material, pero es fácil de controlar y detectar, comúnmente se puede observar en los materiales de la industria de construcción [22].

#### **2.9.1.2. Corrosión localizada.**

Es más difícil de detectar porque solo aparecen en zonas o en puntos específicos del material, puede ser por la naturaleza del material o su geometría y las condiciones medioambientales que se encuentre. Estas corrosiones son la galvánica y por fisuras [22].

##### **2.9.1.2.1. Corrosión galvánica.**

Este proceso se presenta cuando se forma una unión eléctrica o física entre materiales metálicos de distinta naturaleza, cuando se presenta el electrolito, genera una celda electroquímica, y el material que tenga menos potencial electroquímico [22].

### **2.9.1.2.2. Corrosión por fisuras.**

Es un proceso que se asemeja a la galvánica, porque ocurre en zonas pequeñas de difícil acceso, donde la acumulación del oxígeno es menor que en otras partes del sistema, generando la actuación del ánodo para proceder a corroer las fisuras.

### **2.9.1.3. Corrosión por picaduras.**

También se le conoce como pitting se muestran en materiales pasivados por sus caracteres geométricos en su forma, donde se acumulan los agentes oxidantes y también existe el incremento del pH, la capa pasivada se ve afectada por el deterioro. La corrosión accede y se desarrolla en todas estas zonas puntuales [22].

### **2.9.1.4. Corrosión por cavitación.**

Este tipo de corrosión generalmente aparece cuando se transportan líquidos por diferentes sistemas que son realizados con materiales pasivados. Cuando el sistema es sometido a cambios de presión, el flujo se convierte en turbulento formando burbujas de aire las cuales chocan con el material del sistema e implosionan, generando deterioro la capa de pasivado y permitiendo desarrollar la corrosión [22].

## **2.10. Tipos de uniones.**

Según la sociedad americana de soldadura (AWS) clasifica los procesos de uniones en tres clases principales, las cuales son:

- Soldadura.
- Uniones con adhesivos.
- Sujeción mecánica.

También existen tres categorías de procesos de soldadura y se clasifican en:

- Por fusión.
- Estado sólido.
- Soldadura fuerte y blanda.

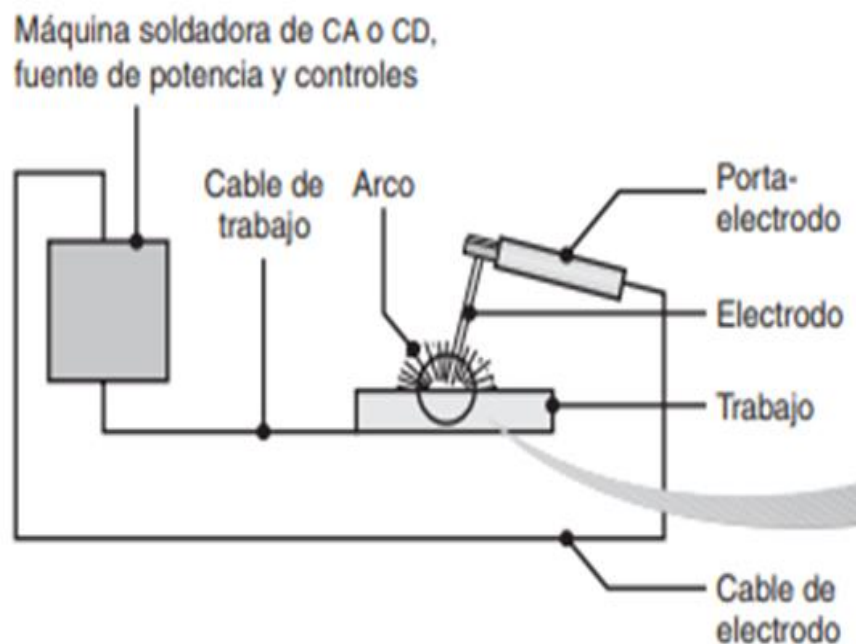
### 2.10.1. Soldadura por fusión.

La soldadura por fusión más empleada es la eléctrica, comúnmente se utiliza la (SMAW) de arco con electrodo revestido que es un tipo de soldadura básica. Existen otros tipos de sueldas que mejoran el proceso como las GMAW o GTAW que también utilizan arco eléctrico, pero en este caso el campo protector lo realiza un gas inerte (Ar, He) que es expulsado por la boquilla al momento del contacto de los metales [23].

### 2.10.2. Soldadura SMAW.

La soldadura de arco con electrodo revestido genera un arco eléctrico al acercar la punta del electrodo con recubrimiento hacia el metal de trabajo hasta tocarlo y generar la chispa rápidamente de retira para poder mantener el arco activado y seguir con el proceso de soldadura, los electrodos utilizados en esta máquina tienen diferentes recubrimientos y los electrodos son enumerados para poder obtener la información sobre la resistencia a la tracción, posiciones de soldadura y la composición química del revestimiento [23], como se muestra en la Figura 10.

**Figura 10.** Proceso de soldadura por arco metálico protegido.



**Fuente:** KALPAKJIAN, SEROPE, 2008 [23]

### 2.10.3. Uniones con adhesivo.

El adhesivo polimérico se ha utilizado mucho en la actualidad para poder unir componentes que se utilizan en aplicaciones estructurales, semiestructurales y en las no estructurales, ya que ofrecen ventajas únicas para algunos procesos de ensamble, además de investigar y desarrollar nuevos adhesivos que aseguren resultados favorables en durabilidad y seguridad y son incluso aceptables ambientalmente [6].

Generalmente las estructuras ensambladas complejas emplean varios tipos de materiales que no son posibles de juntar con las técnicas convencionales de unión, por ello los adhesivos también se utilizan juntamente con soldaduras y sujetadores mecánicos obteniendo mejores beneficios como: En capacidad de sellado, tiempo de ensamblaje, reducción de peso, número mínimo de partes, mejoramiento de la corrosión y resistencia a la fatiga, esto se combina para brindar al diseñador opciones de mejorar el ensamblaje.

#### 2.10.3.1. Tipos de adhesivos.

Existen diversos tipos de adhesivos para diferentes aplicaciones, se componen según química, la forma del adhesivo, por su tipo y la capacidad para soportar cargas. En la Tabla 7 se especifican los adhesivos que existen actualmente:

**Tabla 7.** Tipos de adhesivos para varias aplicaciones.

<b>Según su química</b>	<b>Por su forma</b>	<b>Por su tipo</b>	<b>Por su capacidad de soporte carga</b>
Poliuretanos	Película	Fusión caliente reactiva	Estructural
Poliimidas	Bolitas	Fusión caliente	Semiestructural
	Líquido	Termoestable	
Epóxicos	Pasta	Sensible a la presión	No estructural
	cinta	De contacto	

**Fuente:** BUDYNAS Y NISBETT, 2012 [6].

Los adhesivos soportan esfuerzos significativos para los cuales se utilizan en aplicaciones estructurales. En varios usos de ingeniería, semiestructurales donde menos crítica se a la falla, no estructurales usado como estética y revestimiento, en el Anexo 1 se puede observar el desempeño mecánico de varios tipos de adhesivos [6].

#### **2.10.3.2. Masilla plástica Mustang y Resina poliéster.**

Es utilizada para rellenar superficies metálicas que contienen irregularidades, contiene una excelente adherencia, rápido secado y alta resistencia al impacto. La masilla está compuesta por resina de poliéster insaturado juntamente con estireno y pigmentos de carga. El secado de esta masilla se produce con la mezcla de un endurecedor de peróxido de benzoilo de color rojo, una vez mezcladas homogéneamente se tiene un tiempo aproximado de secado de unos 15 a 20 minutos [24].

Las resinas de poliéster son sustancias que se encuentran en estado líquido con una caracterización única ya que pueden pasar del estado líquido a sólido, que se genera por una acción química al agregar un agente externo (catalizador). Este proceso se llama curado o endurecimiento, en este proceso se genera una reacción exotérmica que desprende calor con el transcurso del tiempo [25].

Existen varios tipos de resinas poliéster las más comunes son dos, las isoftálicas tiene buen desempeño mecánico resistente al agua y las ortoftálicas utilizadas generalmente en ambientes no agresivos [26].

#### **2.10.3.3. Adhesivo epoxi Scotch Weld 460.**

Son adhesivos epoxi de dos partes de alto rendimiento que ofrecen una excelente adhesión superficial, resistencia al cizallamiento, y niveles muy altos de durabilidad. Una vez endurecido es resistente al impacto, el tiempo límite cuando se mezclan los dos componentes es de 60 minutos para que empiecen a reaccionar y endurecer. [27].

### **2.11. Fundición.**

La fundición es un proceso de transformación de materiales como los metales para formar piezas útiles, las primeras fundiciones se realizaron hace 4000 años a.C. para la

fabricación de flechas de cobre, ornamentos y otros objetos. En la actualidad es posible fundir una gran variedad de productos y formas complejas como monobloques de motores, piezas en aluminio, cobre, acero, bronce y demás materiales, existen varios procesos para realizar las fundiciones [23].

En la Tabla 8 se muestran los procesos y equipos más utilizados para la fundición de metales.

**Tabla 8.** Procesos y equipos para la fundición de metales.

<b>Procesos de fundición de metal</b>		
<b>De molde desechable</b>	<b>De molde permanente</b>	<b>De crecimiento de monocristales</b>
Arena	Hueca	Monocristales para
Cáscara	A presión	microelectrónica
Modelo desechable	Centrífuga	Alabes monocristalinos
Yeso	Por dado	para turbinas
Cerámica	impresor	De solidificación
Revestimiento	Semisólida	direccional

**FUENTE:** KALPAKJIAN, SEROPE, 2008 [23].

Para la fundición existen varios factores que son muy importantes de considerar, como el flujo de metal fundido al entrar a todas las cavidades del molde, la solidificación y enfriamiento del metal en el molde son afectados por propiedades metalúrgicas y térmicas del metal y la influencia del tipo de material del molde que altera la velocidad de enfriamiento del metal, todo esto puede generar defectos en las fundiciones realizadas [23].

### **2.11.1. Defectos en fundiciones.**

Cuando se realizan fundiciones pueden surgir varios defectos que dependen de varios factores, y afectan en la apariencia de la pieza mientras que otros pueden ser defectos interiores que altera la integridad estructural. Existe una nomenclatura de siete categorías básicas de defectos en la fundición que elaboró el comité internacional de asociaciones técnicas de fundición [23].

- Proyecciones metálicas.
- Cavidades.
- Discontinuidades.
- Superficie defectuosa.
- Fundición incompleta.
- Dimensiones o formas incorrectas.
- Inclusiones.

## **2.12. Ejes.**

Se denomina eje a un elemento de sección circular con una longitud mayor a su diámetro, se utilizan mucho en el diseño de máquinas, son utilizados para alojar elementos giratorios como poleas, engranajes, piñones, levas, coronas, etc. Los ejes se dividen en dos clases pueden ser fijos o móviles.

- Eje fijo es aquel que se mantiene estático es decir no gira y no transmite par de potencia ya que solo es una guía para engranajes locos, ruedas, rodillos y poleas.
- Eje móvil es un elemento que gira a través del movimiento de un elemento que está conectado a un par de potencia.

### **2.12.1. Diseño de ejes.**

La mayoría de los ejes son fabricados de barras sólidas para obtener mayor resistencia y soportar los esfuerzos del par de torsión, en este caso cuando el eje es de mayor dimensión aumenta los costos y también el peso por el material de eje, por eso se fabrican ejes huecos aligerando su peso y también reducir su costo.

Es muy importante considerar el peso en el diseño de ejes, tiene que estar correctamente distribuido y poseer un balance estable. Se debe emplear materiales que Faciliten la transmisión de cargas y un elevado módulo de elasticidad, para que no existan deflexiones en el material [7].

Los ejes son fabricados en acero de bajo carbono, laminado en caliente o estirado en frío. En los aceros AISI 1020-1050 no está garantizado en aumento de la resistencia a través del tratamiento térmico. Se recomienda iniciar el cálculo de diseño con aceros de bajo o medio carbono que son de un costo accesible para obtener los resultados y las consideraciones de la resistencia del material. Si estas consideraciones no son óptimas ante la deflexión, se debe utilizar un material que tenga mayor resistencia para asegurar el correcto funcionamiento del eje de transmisión [6].

## **2.13. Engranajes.**

Es un mecanismo para transmitir potencia mecánica circular entre varios elementos y varias partes de una máquina. Los engranajes se encuentran elaborados por dos ruedas distintas, una de mayor diámetro que se denomina corona y la otra de menor diámetro llamada piñón. Los engranajes realizan la transmisión de movimiento de una fuente de energía donde el engranaje motriz o principal transporta el movimiento hasta otro punto donde recibe el engranaje conducido [28].

### **2.13.1. Tipos de engranes.**

Existen varios tipos de engranes que se han desarrollado según la necesidad, los cuales se elaboran a través de las relaciones de la forma básica de un engranaje recto.

#### **2.13.1.1. Engranajes rectos.**

Es el engranaje más simple de todos por tener los dientes paralelos a su eje de rotación, el cual transmite el movimiento de un eje paralelo a otro [6].

#### **2.13.1.2. Engranajes helicoidales.**

Son aquellos que tienen dientes en una posición inclinada a su eje de rotación, cumplen la misma función que los engranes rectos, solo que estos al ser utilizados son menos ruidosos por la desviación gradual que tienen, también la inclinación del diente genera cargas empuje y pares de flexión [6].

### 2.13.1.3. Engranajes cónicos.

Estos engranes tienen superficies cónicas, los cuales son utilizados para transmitir el movimiento de intersección entre ejes, generalmente son engranes cónicos de dientes rectos [6].

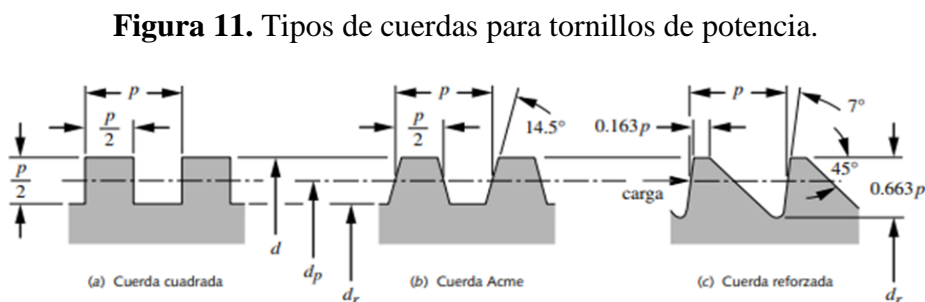
## 2.14. Tornillos de potencia.

También conocidos como tornillos de avance son los que convierten el movimiento giratorio en movimiento lineal, obtienen grandes ventajas mecánicas ya que pueden mover grandes cargas, para estos casos se necesita un perfil de cuerdas muy fuertes, existen varios perfiles estandarizados para varias aplicaciones [29].

### 2.14.1. Cuerdas cuadradas, ACME y reforzadas.

La Figura 11 muestra tres tipos de cuerdas que son utilizadas para los tornillos de potencia, la cuerda cuadrada de la Figura 11a brinda mayor eficiencia, resistencia y elimina componentes radiales de fuerza que se ejerce entre el tornillo y la tuerca, la desventaja que tiene es en la fabricación por la perpendicularidad de la cara se torna difícil realizar los cortes.

La cuerda Acme de la Figura 11b incluye un ángulo de  $29^\circ$  se puede utilizar una tuerca dividida que se ajuste radicalmente contra el tornillo para evitar el desgaste, es ventajosa ya que se puede fabricar debido al ángulo que lo distingue. Esta cuerda se utiliza para tornillos de potencia que transportan cargas en las dos direcciones. La cuerda reforzada de la Figura 11c se usa para obtener mayor resistencia en la raíz, es mucho más resistente que la rosca cuadrada o Acme [29].



**Figura 11.** Tipos de cuerdas para tornillos de potencia.

**Fuente:** NORTON, 2011 [29].

## 2.15. Marco referencial.

En la investigación de Molina Cárdenas [30], que formula una propuesta para el sistema justo a tiempo en la fábrica de velas "Luz de América" de la ciudad de Guayaquil, ya que en el Ecuador existe una gran demanda de productos fabricados con parafina por los consumidores, esto lleva a las empresas artesanales que se dedican a la fabricación de los productos como velas, velones, cirios, etc. a la necesidad de aumentar sus niveles de producción.

Además, presenta una explicación detallada de los procesos de elaboración de las velas y velones en moldes y máquinas con sus debidos procesos de fabricación para cada producto a través de diagramas de flujo. Los procesos utilizados son el derretimiento, de la materia prima (parafina) en un tanque con la ayuda de gas licuado de petróleo (GLP) hasta la temperatura de fusión de la parafina, donde se agregan aditivos para mejorar la calidad de la vela y los colorantes (según el color que se requiera).

El siguiente paso es colocar la parafina en un recipiente para llevarlo a ser vertido a la máquina de matrices. Se deja un exceso por encima de la máquina por la contracción que sufre la parafina al solidificarse, la parafina que encuentran en la matriz comienza a intercambiar calor con el agua que circula por la máquina para su enfriamiento, el proceso de solidificación dura de 15 a 20 minutos, para luego comenzar a retirar el exceso sobrante de la parte superior con una espátula. El proceso final consiste en levantar las velas (expulsar de la matriz) a través de un sistema mecánico, luego de eso se reinicia el ciclo de elaboración de las velas.

En el proyecto de investigación de Aragón [13], se determina la cantidad de parafina que se necesita para elaborar un velón con sus dimensiones y características. En el sistema de enfriamiento se extrae el calor con el flujo de aire forzado que fluye por la estructura de los moldes fabricadas en material de acero. Para poder enfriar el velón de dimensiones diámetro igual a 8 cm y una altura de 9.5 cm, el tiempo estimado para que la parafina se solidifique es de 49 minutos.

También diseñan el sistema de extracción, el cual consta de un tornillo de potencia calculando la fuerza necesaria para la extracción de un velón en el molde con su vástago,

en el equipo de ensayo de compresión aplicando la carga, determinan empleando una fuerza de 5.5 kN, además de la velocidad de la carga que es  $1.5 \frac{m}{s}$  y la deformación que es 1.25 mm. Con estos datos diseñan el tornillo de potencia que transmite el par de torsión  $T= 16.05 \text{ kNmm}$  y la fuerza que es aplicada a la manivela por el operador para extraer la vela  $F= 11 \text{ kgf}$ .

En la evaluación de los resultados el proceso de enfriamiento y solidificación de la vela a temperatura ambiente es de 4 horas, este tiempo se puede reducir al circular aire con un soplador de aire el cual da un tiempo de 2 horas. Este tiempo depende mucho de la temperatura que se encuentre la parafina líquida antes de ser vertida a los moldes, y es necesario buscar la temperatura adecuada para cierta cantidad de velones que se desea elaborar.

En el estudio de Tovar Salazar [4] se analizan los tiempos de enfriamiento de la parafina a  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  para la elaboración de velones en moldes de PVC a temperatura ambiente con un tiempo de enfriamiento de 257 minutos, llevando la parafina a una temperatura de  $37 \text{ }^\circ\text{C}$ . Del mismo modo utiliza un molde de acero inoxidable a temperatura ambiente, esta vez en tiempo de enfriamiento es menor 186 minutos y temperatura de la parafina de  $36 \text{ }^\circ\text{C}$ . La siguiente prueba consta del proceso de enfriamiento a través de un ventilador hacia el molde de acero inoxidable, reduciendo el tiempo hasta los 100 minutos y temperatura de la parafina  $32 \text{ }^\circ\text{C}$ . La última prueba realizada es con el molde de acero inoxidable y refrigeración por agua, se realiza la recirculación del agua para poder enfriar la parafina reduciendo el tiempo a 60 minutos y temperatura de la parafina de  $32 \text{ }^\circ\text{C}$ .

En los ensayos realizados por los autores mencionados anteriormente, se determina que el medio de enfriamiento óptimo es el de refrigeración por agua en recirculación, ya que tiene mejor disipación de calor al contacto con la parte del molde donde interiormente se encuentra la parafina. Cabe destacar el diámetro del molde del velón es de 80 mm y de altura 451 mm, por lo que el tiempo de solidificación varía según el volumen de parafina.

Para el sistema de refrigeración por recirculación de agua, se calcula el dimensionamiento del tanque donde se ubican los moldes con medidas de 90 cm x 496 cm x 754 cm determinándose un volumen general de  $V= 0.309 \text{ m}^3$ . Tomando en cuenta el volumen de

los 30 moldes de los velones  $V_{\text{velones}} = 0.0678 \text{ m}^3$ , se realiza la resta entre volumen general y el volumen de los moldes dando como resultado  $V = 0.241 \text{ m}^3$  de agua.

El diseño del sistema de elevación utilizado en la máquina de velones es utilizado para perforar y retirar los velones de manera que puedan ser manipulados por el operario. Se emplean 60 ejes verticales que se encuentran centrados manteniendo la forma de la parte superior del velón, también se encarga de mantener el tamaño del velón permitiendo que la parafina llene el molde. Una vez solidificada la parafina y los velones se encuentren sólidos se extraen con un sistema de elevación de la mesa acoplada por un tornillo sin fin que es accionado por un motor eléctrico de  $\frac{1}{2}$  HP. Esta clase de velones son empabilados o puesta mecha cuando salen de la máquina.

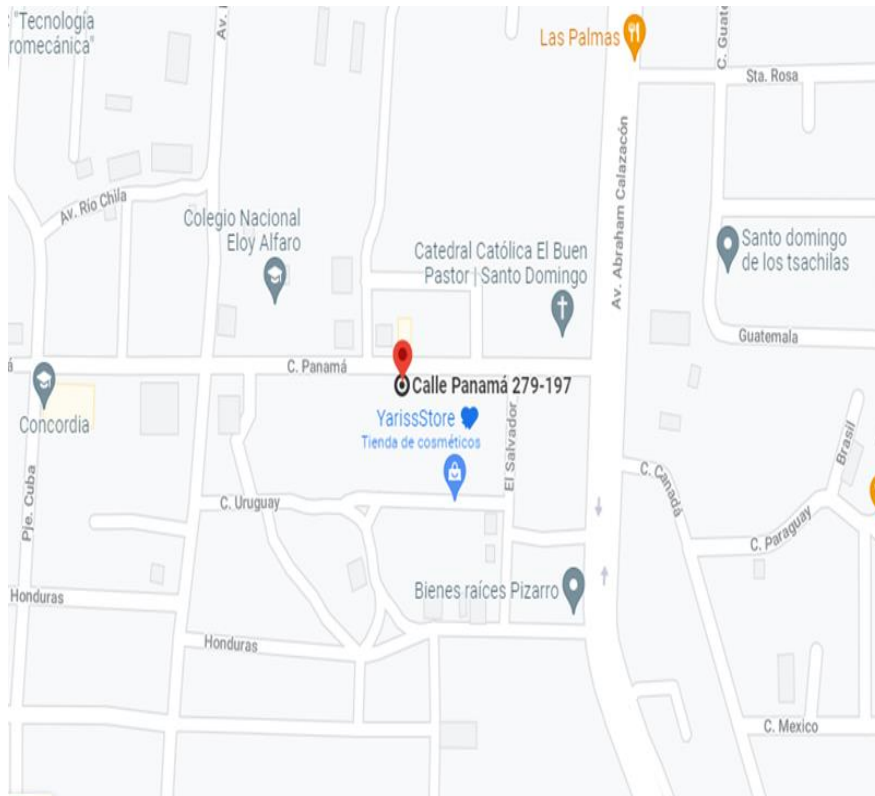
## **CAPÍTULO III**

# **METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN**

### 3.1. Localización.

El presente proyecto de investigación se realiza en la microempresa Velas Lolita's, ubicada en la provincia de Santo Domingo de los Tsáchilas, cantón Santo Domingo, parroquia Bombolí, cooperativa Las Palmas. En las calles Panamá y El Salvador.

**Figura 12.** Ubicación geográfica Velas Lolita's.



**Fuente:** GOOGLE MAPS.

### 3.2. Tipo de investigación.

#### 3.2.1. Investigación bibliográfica.

Con la información recopilada se puede obtener un conocimiento sólido de la investigación, facilitando la toma de decisiones para un diseño estructurado para la máquina de velas, además de ser una fuente rica de información de diversos proyectos y artículos científicos sobre la elaboración de velas, sistemas de intercambio de calor, sistemas de tornillos de potencia, y de engranajes, que son necesarios para poder adquirir conocimientos y ponerlos en práctica.

### **3.2.2. Investigación aplicada.**

La aplicación de conocimientos sobre la elaboración de velas permite generar ideas para la realización de una nueva forma de procesar la parafina y poder obtener su transformación a velas mediante la ingeniería.

### **3.2.3. Investigación experimental.**

El tema de investigación es el diseño construcción y optimización de una máquina de velas que generalmente tiene dos sistemas que son térmicos y mecánicos, en los cuales deben emplear parámetros de control adecuados para su correcto funcionamiento, de manera que se obtengan altos niveles de eficiencia en los procesos de elaboración de la vela, y no alteren la calidad y presentación que la representa.

## **3.3. Métodos de investigación.**

### **3.3.1. Método de observación.**

Este método se utilizó para poder observar e identificar las necesidades que presenta la microempresa en la elaboración de sus productos, concluyendo en la necesidad de aumentar la producción y optimizar el tiempo que se requiere para elaborar las velas. También permitió obtener información para analizar y seleccionar los componentes adecuados para la construcción de la máquina, garantizando la funcionalidad.

### **3.3.1. Método deductivo.**

Con la implementación de este método se puede analizar los funcionamientos de las partes involucradas para la fabricación de las velas como partes mecánicas, estructurales y de transferencia de calor, utilizando las dimensiones necesarias para este tipo de máquinas, comprender la importancia de los intercambiadores de calor implementados en las industrias para agilizar los procesos de elaboración de velas.

### **3.3.1. Método experimental.**

El método experimental se utiliza para la comprobación de los datos que se obtienen a través del cálculo analítico y resultados finales del proyecto, donde se elabora un diseño de la parte térmica y mecánica juntamente con los planos de la máquina en software SolidWorks.

### **3.4. Fuentes de recopilación de información.**

Las fuentes que permitieron obtener información para este proyecto de investigación se detallan a continuación.

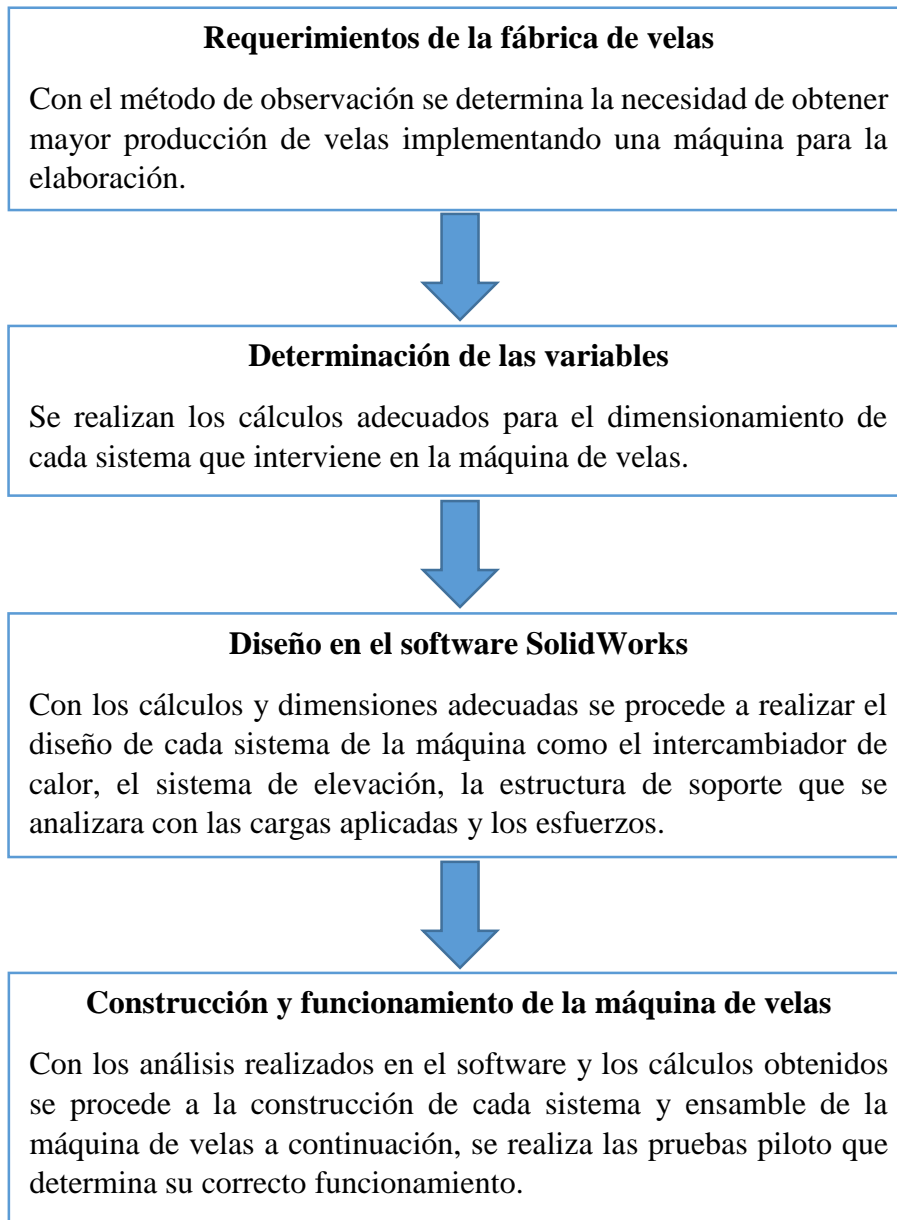
**Fuente Primaria:** Con la observación directa en el proceso de elaboración de las velas y una conversación con el propietario de la microempresa se obtuvo información sobre el problema principal que es la demanda del producto que más se comercializa.

**Fuente secundaria:** Diversos documentos como libros, proyectos de investigación, artículos científicos, revistas y catálogos.

### **3.5. Diseño de la investigación.**

En el desarrollo de este proyecto se explican los pasos para realizar la investigación, desde la recopilación de información, los parámetros en el lugar de implementación, y la realización de las pruebas de funcionamiento de la máquina de velas.

**Figura 13.** Plan metodológico.



**Elaborado por:** AUTOR.

### **3.6. Instrumentos de investigación.**

Para esta investigación se utilizaron instrumentos como la observación directa aplicada para determinar las características de la vela, sus dimensiones y peso con la ayuda de una balanza gramera y calibrador pie de rey. El software para los análisis del modelo de la máquina de velas permitió analizar el comportamiento mecánico de los elementos estructurales con sus cargas y esfuerzos.

### **3.7. Tratamiento de datos.**

Los softwares utilizados en el tratamiento de datos para la elaboración de este proyecto son:

- Microsoft Word 2016.
- Microsoft Excel.
- MDSolids.
- SolidWorks 2020.

### **3.8. Recursos humanos y materiales.**

#### **3.8.1. Recursos humanos.**

- Director de tesis: Ing. Rodger Benjamín Salazar Loor.
- Autor: Joel Ezequiel Pacheco Mena.
- Propietario: Sr. Simón Eduardo Mena.
- Personal de la microempresa: Sr. Andrés López.

#### **3.8.2. Recursos materiales.**

- Laptop.
- Pendrives.
- Calculadora.
- Impresora.
- Hojas A4.
- Cuadernos.
- Esferos.
- Libros.
- Catálogos.

### **3.8.2.1. Materiales para el diseño y construcción.**

- Calibrador.
- Compás.
- Flexómetro.
- Escuadras.
- Nivel.
- Martillo.
- Moladora.
- Disco de corte y pulido.
- Taladro.
- Brocas.
- Plancha de acero.
- Ángulo de acero.
- Plancha de acero galvanizado.
- Dobladora.
- Tubos de aluminio.
- Soldadora eléctrica.
- Electrodo E6011.
- Pernos.
- Torno.
- Ejes de transmisión.

## **CAPÍTULO IV**

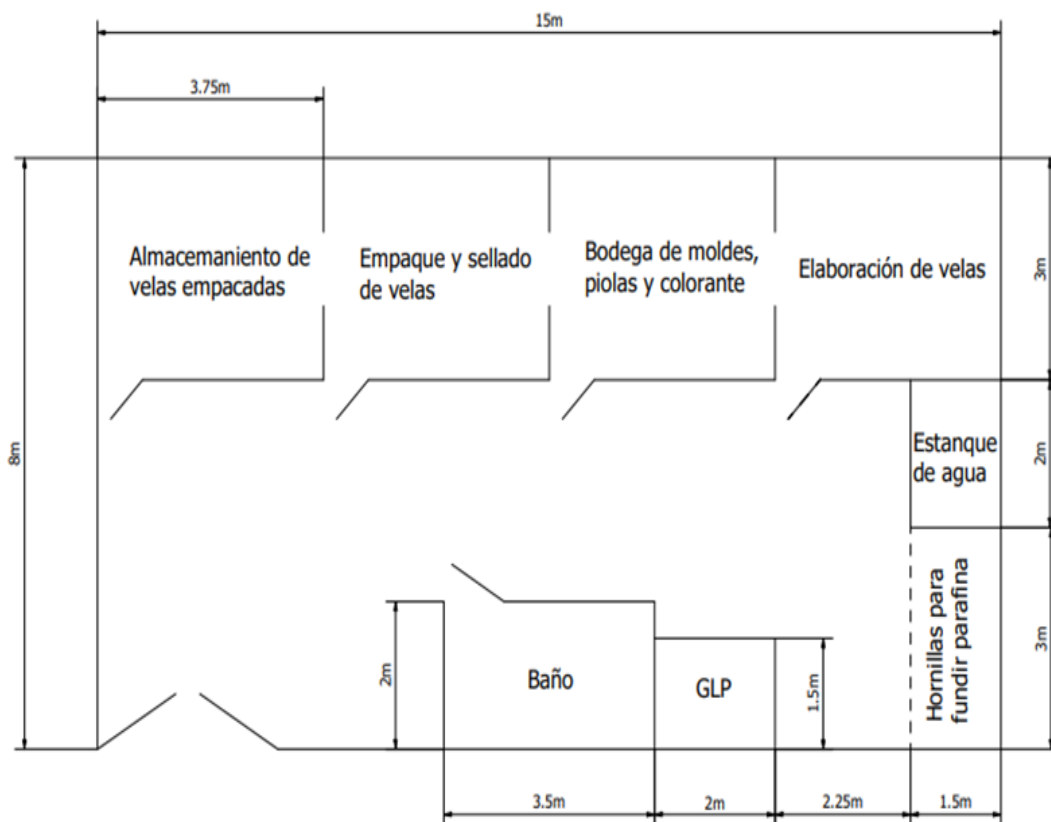
### **RESULTADOS Y DISCUSIÓN**

## 4.1. Generalidades.

La fábrica artesanal de velas consta con un área de trabajo de 120 m<sup>2</sup> y se distribuyen las diferentes áreas como:

- Área de preparación de la parafina.
- Área de elaboración de velas.
- Bodega de moldes, pabilos, colorantes y velas realizadas a granel.
- Área de empaqueo y sellado.
- Bodega de almacenamiento de velas empacadas.
- Estanque de agua.
- Baño.
- Área de gas licuado de petróleo (GLP).

**Figura 14.** Dimensiones de cada área de trabajo de la fábrica de velas.



Elaborado por: AUTOR.

### **4.1.1. Especificaciones de dimensionamiento.**

Para la elaboración de la máquina se consideran los requerimientos del dueño, requiere que la máquina tenga de 150 a 200 tubos para la elaboración de las velas, también manifiesta que la distancia no debe sobrepasar los 1.5 m de largo, 80 m de ancho y una altura máxima de 1.2 m, también se debe considerar la cantidad estimada de velas que se elaboran diariamente en los moldes, en este caso se elaboran entre 600 a 700 velas diarias con 10 moldes de 10 velas cada uno, este proceso se realiza de 6 a 8 veces al día.

El diseño de la máquina de velas está basado en el modelo WCM-SA/C21 de maquinaria de la empresa Manek [31], que exporta equipos para las pequeñas y medianas industrias. Mediante lo cual se recopilieron datos incluyendo la elaboración artesanal de velas en moldes para aumentar la producción durante el proceso de fabricación, con lo que se podría solucionar el problema de la demanda del producto y obtener buenos resultados.

## **4.2. Componentes empleados.**

### **4.2.1. Moldes de las velas.**

La fábrica de velas consta con varios tipos de moldes para la elaboración de sus productos como, velones, cirios y velas. Para el cual se prepara el molde con una rejilla centradora de la piola que se utiliza como mecha.

Este molde es la parte principal de la elaboración de las velas además del procedimiento para la elaboración que tienen que ser implementados en la construcción de la máquina.

**Figura 15.** Moldes para elaboración de velas artesanales.



**Fuente:** AUTOR.

#### 4.2.1. Parafina utilizada.

La fábrica de velas utiliza parafina semirrefinada 58/60 distribuidos por la empresa Disan Ecuador a nivel nacional, el producto es inoloro, color blanquecino y es sólido, se presenta en planchas rectangulares dentro de sacos de 50 kg.

**Tabla 9.** Especificaciones técnicas de la parafina.

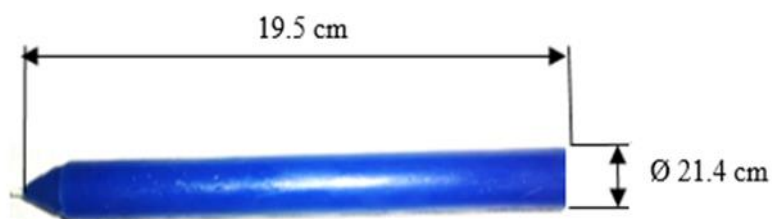
Parámetros	Especificación
Punto de fusión °C	58 – 60
Contenido en aceite %	0.8 máx
Calor latente de solidificación $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	244
Conductividad térmica de la parafina $\frac{\text{W}}{\text{mK}}$	0.24
Coefficiente de expansión $\text{K}^{-1}$	0.00075
Viscosidad dinámica $\frac{\text{kg}}{\text{m s}}$	$2.4 \times 10^{-3}$
Densidad estado líquido $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	760
Densidad en estado sólido $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	810

**Fuente:** ARAGÓN LINARES, 2019 [13].

#### 4.2. Cálculo del volumen de la vela.

Para calcular el volumen exacto de la vela que se fabrica se toma como referencia la Figura 16 que es una muestra del producto, con la ayuda de un calibrador pie de rey se obtiene un diámetro 21.4 mm y una longitud máxima de 19.5 mm que son los datos utilizados para el cálculo.

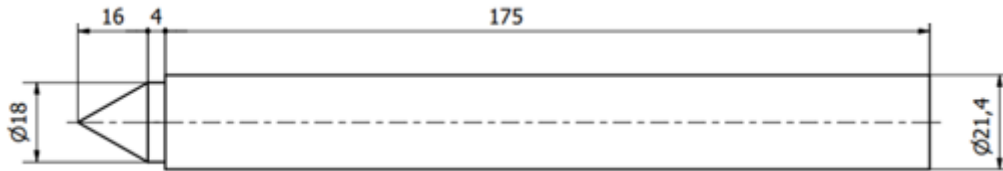
**Figura 16.** Dimensiones básicas de la vela.



**Fuente:** AUTOR.

La vela está dividida en 3 partes que son el cono, el cuello y el cuerpo, cada parte es una figura geométrica, se calcula el volumen como se muestra en la Figura 17 donde se obtiene las medidas de cada sección.

**Figura 17.** Geometría de la vela.



**Fuente:** AUTOR.

#### 4.2.1. Cálculo del volumen del cono.

$$V_{\text{cono}} = \frac{1}{3} \pi * r_{\text{cono}}^2 * h_{\text{cono}}$$

**EC. 5.** Volumen del cono de la vela.

$$V_{\text{cono}} = \frac{1}{3} \pi * (9 \text{ mm})^2 * 16 \text{ mm}$$

$$V_{\text{cono}} = 1357.17 \text{ mm}^3$$

#### 4.2.1. Cálculo del volumen del cuello de la vela.

$$V_{\text{cuello}} = \pi * r_{\text{cuello}}^2 * h_{\text{cuello}}$$

**EC. 6.** Volumen del cuello de la vela.

$$V_{\text{cuello}} = \pi * (9 \text{ mm})^2 * 4 \text{ mm}$$

$$V_{\text{cuello}} = 1017.87 \text{ mm}^3$$

#### 4.2.1. Cálculo del volumen del cuerpo de la vela.

$$V_{\text{cuerpo}} = \pi * r_{\text{cuerpo}}^2 * h_{\text{cuerpo}}$$

**EC. 7.** Volumen del cuerpo de la vela.

$$V_{\text{cuerpo}} = \pi * (10.7 \text{ mm})^2 * 175 \text{ mm}$$

$$V_{\text{cuerpo}} = 62944.16 \text{ mm}^3$$

### 4.2.1. Volumen total de la vela.

EC. 8. Volumen total de la vela.

$$V_{\text{total vela}} = V_{\text{cono}} + V_{\text{cuello}} + V_{\text{cuerpo}}$$

$$V_{\text{total vela}} = 1357.17 \text{ mm}^3 + 1017.87 \text{ mm}^3 + 62944.16 \text{ mm}^3$$

$$V_{\text{total vela}} = 65319.2 \text{ mm}^3 = 65.3192 \text{ cm}^3$$

### 4.3. Parte térmica del sistema.

#### 4.3.1. Material de los tubos.

En la selección del material para los tubos se analizan cada una de las propiedades y características de cada material, como las propiedades mecánicas, propiedades físicas y su composición química.

Se necesita un material que sea buen conductor para que la transferencia de calor de la parafina líquida pueda ser transferida al medio de enfriamiento correspondiente, resistente a las cargas que se puede aplicar en el sistema de elevación de las velas y liviano para obtener un peso moderado considerado con toda la estructura de la máquina. A continuación, se realiza comparación de los materiales en la Tabla 10.

**Tabla 10.** Material de selección para los tubos.

Material	Densidad [ $\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$ ]	Calor específico [ $\frac{\text{cal}}{\text{g} * \text{K}}$ ]	Conduc. térmica [ $\frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}}$ ]	Resistencia a la tensión [psi]	Resistencia específica [pulg]	Costo por libra
Aluminio	2.70	0.215	238	83000	$8.6 * 10^5$	0.60
Cobre	8.93	0.092	400	150000	$4.7 * 10^5$	0.71
Magnesio	1.74	0.243	100	55000	$8.7 * 10^5$	1.50
Latón amarillo	8.7	0.10	221	28000	$8.9 * 10^5$	1.10

Fuente: ASKELAND, 2012 [19].

Las comparaciones entre el aluminio, cobre, magnesio y latón, que son materiales con una buena conductividad térmica entre ellos el cobre con una buena resistencia a la tensión, su precio es un poco elevado al igual que los demás materiales, a excepción de aluminio que tiene una conductividad térmica de  $238 \frac{W}{mK}$  una densidad aceptable porque el material es liviano, tiene buena resistencia y sobre todo es económico. Con todos estos datos recopilados se determina que el material para los tubos de las velas es de aluminio.

Existen una gran variedad de tubos de aluminio la selección de tubo depende del diámetro de la vela que es de 21,4 mm, entonces se requiere un tubo de una pulgada exterior con espesor de 2 mm especificaciones del tubo en el Anexo 2. Los tubos serán distribuidos en consideración como los moldes que se utilizan en el proceso artesanal.

#### **4.3.2. Sistema de enfriamiento de velas.**

El sistema de enfriamiento se utiliza para poder extraer el calor de un elemento, en este caso de la parafina en estado líquido que se encuentra en los moldes se realiza con el flujo de agua alrededor de los tubos. La energía térmica de la parafina se va reduciendo hasta llegar al punto de solidificación de la parafina.

La temperatura del agua dependiendo del lugar donde se encuentre y las condiciones climáticas, varían en todos los meses del año. Para obtener un valor considerado de la temperatura ambiente de la ciudad de Santo Domingo de los Colorados, según la Figura 18 obtenida de Weather Atlas, se tiene datos de las temperatura media alta y temperatura media baja en cada mes del año. La temperatura ambiente promedio es:

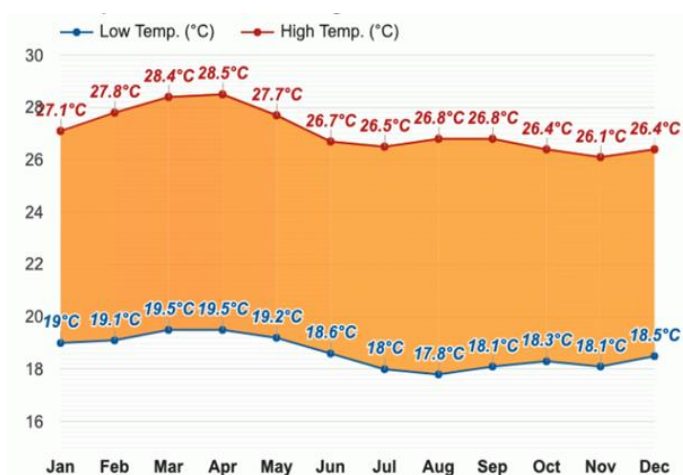
$$T_{amb_{prom}} = \frac{T_{m_{alta}} + T_{m_{baja}}}{2}$$

**EC. 9.** Temperatura ambiente promedio.

$$T_{amb_{prom}} = \frac{27.1 \text{ } ^\circ\text{C} + 18.64 \text{ } ^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_{amb_{prom}} = 22.87 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**Figura 18.** Temperatura mensual en la ciudad de Santo Domingo.



**Fuente:** WEATHER ATLAS [31].

### 4.3.3. Comprobación de la temperatura ambiente.

La temperatura ambiente en un estanque de agua de 1.12 m<sup>3</sup> en la ciudad de Santo Domingo de los Colorados, a las 12 horas del mediodía se obtiene a través de un termómetro digital indica el valor de 22.7 °C.

**Figura 19.** Comprobación de la temperatura del agua.

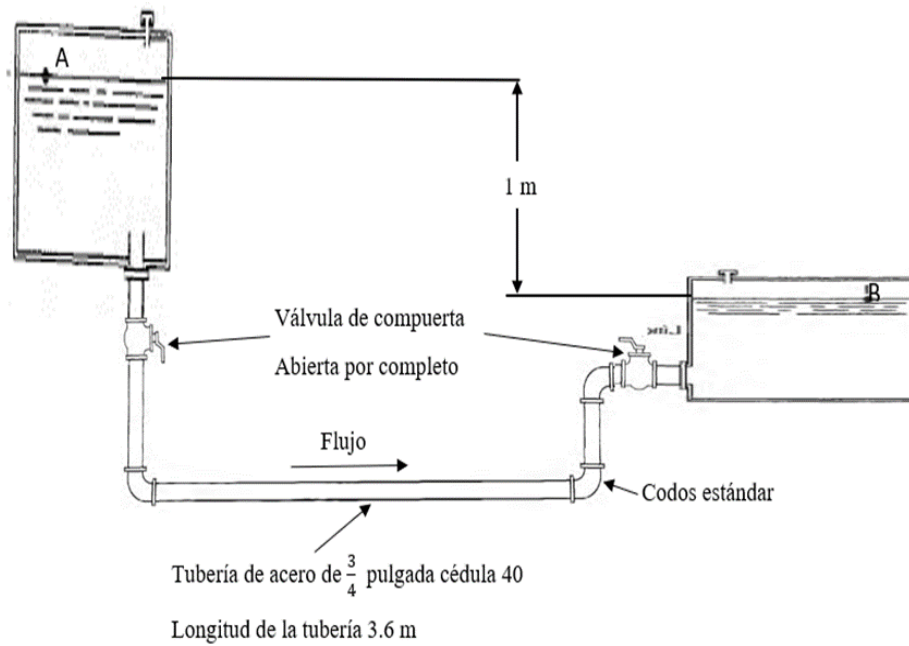


**Fuente:** AUTOR.

### 4.3.4. Sistema de tubería en serie.

El agua es utilizada como medio de enfriamiento en el proceso de intercambio de calor, fluye por la gravedad, el estanque del punto A se encuentra ubicado a una determinada altura. Seguido del sistema de accesorios y tuberías hasta el punto B. En la Figura 20, se muestra la dirección del flujo del agua.

**Figura 20.** Sistema de tubería para el enfriamiento de las velas.



**Elaborado por: AUTOR.**

#### 4.3.4.1. Cálculo de la velocidad del flujo por la tubería.

Utilizando la ecuación general de la energía se calcula la velocidad de flujo.

$$\frac{P_A}{\gamma} + Z_A + \frac{v_A^2}{2g} - h_L = \frac{P_B}{\gamma} + Z_B + \frac{v_B^2}{2g}$$

**EC. 10.** Teorema de Bernoulli.

Como los estanques se encuentran libres a la atmósfera se puede decir que:

$$P_A = P_B = 0$$

$$v_A = v_B = 0$$

$$\frac{P_A}{\gamma} + Z_A + \frac{v_A^2}{2g} - h_L = \frac{P_B}{\gamma} + Z_B + \frac{v_B^2}{2g}$$

$$Z_A - h_L = Z_B$$

$$h_L = Z_A - Z_B = 1\text{ m}$$

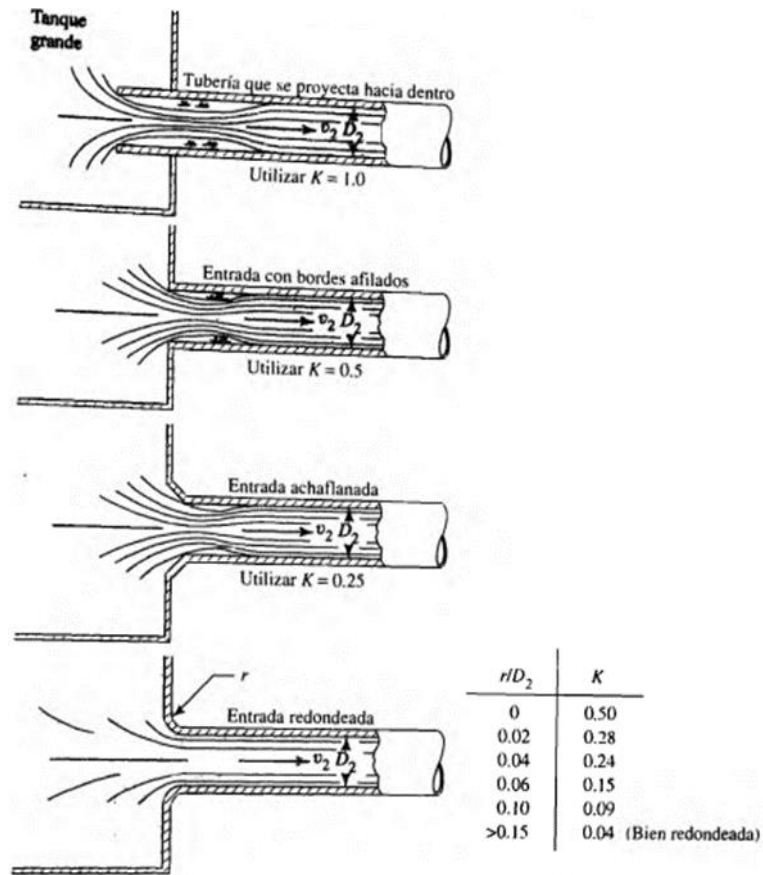
#### 4.3.4.2. Pérdidas de energía en el sistema.

$$h_L = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5$$

**EC. 11.** Pérdidas de energía.

- **Pérdidas en la entrada:** El coeficiente de resistencia se selecciona a partir de la Figura 21, donde muestra las diferentes configuraciones para cada tanque, para este cálculo se toma como tubería que se proyecta hacia adentro.

**Figura 21.** Coeficientes de resistencia en la entrada.



**Fuente:** MOTT,2006 [32].

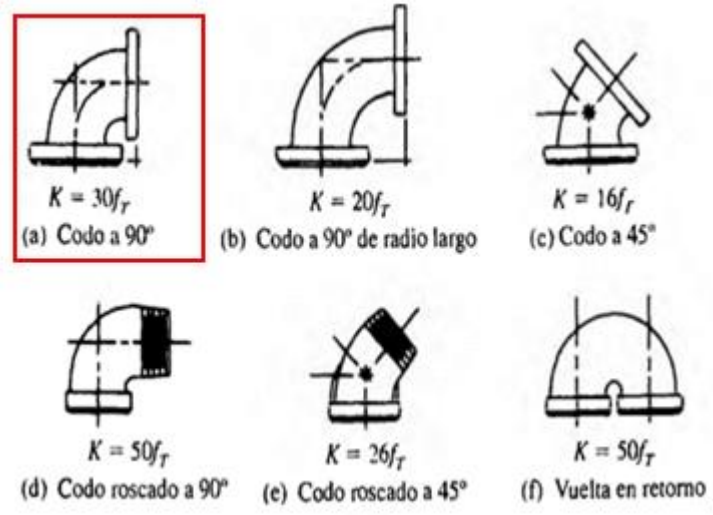
$$h_1 = K_{in} \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

**EC. 12.** Pérdida en la entrada.

$$h_1 = 1.0 \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

- **Pérdida por codos:** El coeficiente de resistencia para codos se muestra en la Figura 22, tomando como referencia codo estándar a 90°, el valor de K es igual a 30 multiplicado por el factor de fricción de codo  $f_T$  y el número de codos en el sistema en este caso son 3 codos como muestra en la Figura 20.

**Figura 22.** Coeficientes de resistencia para codos.



**Fuente:** MOTT,2006 [32].

$$h_2 = n_{\text{codo}} K_{\text{codo}} \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

**EC. 13.** Pérdida por codos.

$$h_2 = 3(30) f_{T\text{codo}} \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

- **Pérdida por la tubería:** La tubería se selecciona a través del Anexo 3 que muestra los valores del diámetro interior  $D_{\text{in\_agua}}$  para  $\frac{3}{4}$  de pulgada a utilizar en la ecuación y la longitud  $L_{\text{tub\_agua}}$  se encuentra establecida en el sistema, multiplicado por el factor de fricción.

$$h_3 = f_{T\text{ tub}} \frac{L_{\text{tub\_agua}}}{D_{\text{in\_agua}}} \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

**EC. 14.** Pérdida por la tubería.

$$h_3 = f_{T\text{ tub}} \frac{3.6 \text{ m}}{0.0209 \text{ m}} \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

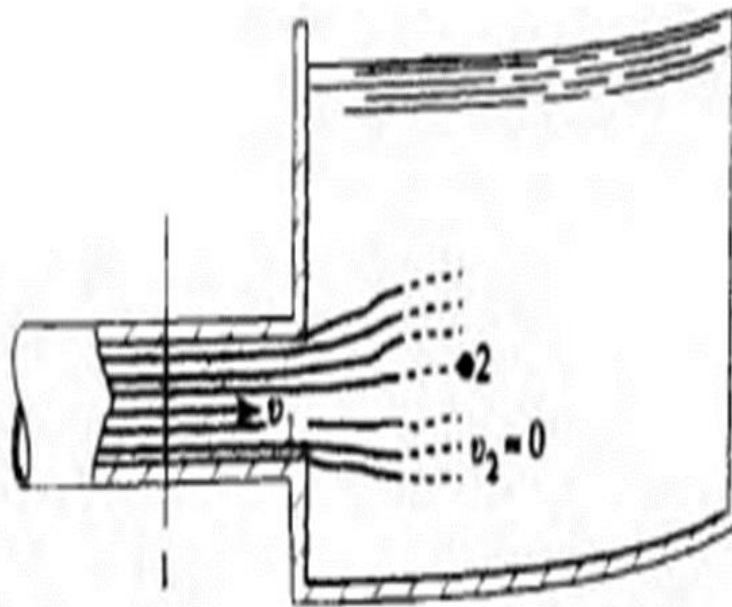
- **Pérdidas por las válvulas:** Para las válvulas el coeficiente de resistencia se obtiene con el Anexo 4, multiplicando por el número de válvulas en el sistema de flujo.

$$h_4 = n_{\text{val}} K_{\text{val}} \left( \frac{v_C^2}{2g} \right) \quad \text{EC. 15. Pérdida por válvulas.}$$

$$h_4 = 2(8) f_{\text{Tval}} \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

- **Pérdida en la salida:** Conforme el agua pasa de la tubería al tanque como se muestra en la Figura 23. La velocidad disminuye hasta casi cero, el fluido ya no tiene la energía cinética porque se disipa, entonces el factor se puede expresar como  $K_{\text{out}} = 1$  para la pérdida en la salida.

**Figura 23.** Pérdida en la salida cuando el fluido pasa de la tubería al tanque.



**Fuente:** MOTT,2006 [32].

$$h_5 = K_{\text{out}} \left( \frac{v_C^2}{2g} \right) \quad \text{EC. 16. Pérdida en la salida.}$$

$$h_5 = 1.0 \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

Calculando con la Ecuación 11, sumando todas las pérdidas de energía en el sistema.

$$h_L = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5$$

$$h_L = 1.0 \left( \frac{v_C^2}{2g} \right) + 3(30)f_{T\text{codo}} \left( \frac{v_C^2}{2g} \right) + f_{T\text{tub}} \frac{3.6 \text{ m}}{0.0209 \text{ m}} \left( \frac{v_C^2}{2g} \right) + 2(8)f_{T\text{val}} \left( \frac{v_C^2}{2g} \right) + 1.0 \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

$$h_L = (1 + 90f_{T\text{codo}} + 172.24f_{T\text{tub}} + 16f_{T\text{val}} + 1) \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

El factor de fricción de los accesorios  $f_T$  se determina a través de la Tabla 11, tomando el tamaño nominal de la tubería utilizada en el sistema.

**Tabla 11.** Factor de fricción para tubería de acero comercial nueva y limpia

Tamaño nominal de la tubería [pulg]	Factor de fricción [ $f_T$ ]	Tamaño nominal de la tubería [pulg]	Factor de fricción [ $f_T$ ]
$\frac{1}{2}$	0.027	$3\frac{1}{2}, 4$	0.017
$\frac{3}{4}$	0.025	5	0.016
1	0.023	6	0.015
$1\frac{1}{4}$	0.022	8 – 10	0.014
$1\frac{1}{2}$	0.021	12 – 16	0.013
2	0.019	18 – 24	0.012
$2\frac{1}{2}, 3$	0.018		

**Fuente:** R. MOTT,2006 [32]

$$h_L = (1 + 90(0.025) + 172.24f_{\text{tub}} + 16(0.025) + 1) \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

$$h_L = (1 + 2.25 + 172.24 f_{T\text{ tub}} + 0.4 + 1) \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

$$h_L = (4.65 + 172.24 f_{T\text{ tub}}) \left( \frac{v_C^2}{2g} \right)$$

**Despejando la  $v_C$ .**

$$v_C = \sqrt{\frac{2g(Z_A - Z_B)}{(4.65 + 172.24 f_{T \text{ tub}})}}$$

**EC. 17.** Velocidad del sistema  $v_C$ .

$$v_C = \sqrt{\frac{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (1 \text{ m})}{(4.65 + 172.24 f_{T \text{ tub}})}}$$

Calculando la rugosidad relativa. La rugosidad  $\epsilon$  se puede determinar con la Tabla 12, basado en el material acero comercial o soldado.

$$\epsilon_{\text{rel}} = \frac{D_{\text{in\_agua}}}{\epsilon}$$

**EC. 18.** Rugosidad relativa.

$$\epsilon_{\text{rel}} = \frac{0.0209 \text{ m}}{4.6 * 10^{-5} \text{ m}} = 454.357$$

**Tabla 12.** Valores de diseño de la rugosidad.

<b>Material</b>	<b>Rugosidad <math>\epsilon</math> [m]</b>
Vidrio	liso
Plástico	$3.0 * 10^{-7}$
Tubo extruido: cobre, latón y acero	$1.5 * 10^{-6}$
Acero comercial o soldado	$4.6 * 10^{-5}$
Hierro galvanizado	$1.5 * 10^{-4}$
Hierro dúctil, recubierto	$1.2 * 10^{-4}$
Hierro dúctil, no recubierto	$2.4 * 10^{-4}$
Concreto, bien fabricado	$1.2 * 10^{-4}$

**Fuente:** R. MOTT,2006 [32]

#### 4.3.4.3. Número de Reynolds.

El número de Reynolds se calcula con la viscosidad cinemática Anexo 6, el fluido es agua a 22.7 °C ver Figura 19, el cual se interpola para la temperatura indicada, ver Tabla 13.

**Tabla 13.** Interpolación para la temperatura de 22.7 °C.

Temperatura °C	Viscosidad cinemática $\nu$ $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]$
20	$1.02 * 10^{-6}$
22.7	$9.519 * 10^{-7}$
25	$8.94 * 10^{-7}$

**Fuente:** R. MOTT,2006 [32]

$$N_R = \frac{v_c * D_{in\_agua}}{\nu_{agua}}$$

**EC. 19.** Número de Reynolds del sistema.

$$N_R = \frac{1.487 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0209 \text{ m}}{9.519 * 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$N_R = 32648.7$$

Para poder determinar la velocidad del flujo en el sistema, se aplica un proceso iterativo donde se asume un valor en el factor de fricción para determinar una velocidad y calcular el número de Reynolds y con la rugosidad relativa en el diagrama de Moody Anexo 5, estableciendo la relación correcta entre estos valores, los datos tomados como el factor de fricción  $f_{tub} = 0.0245$ .

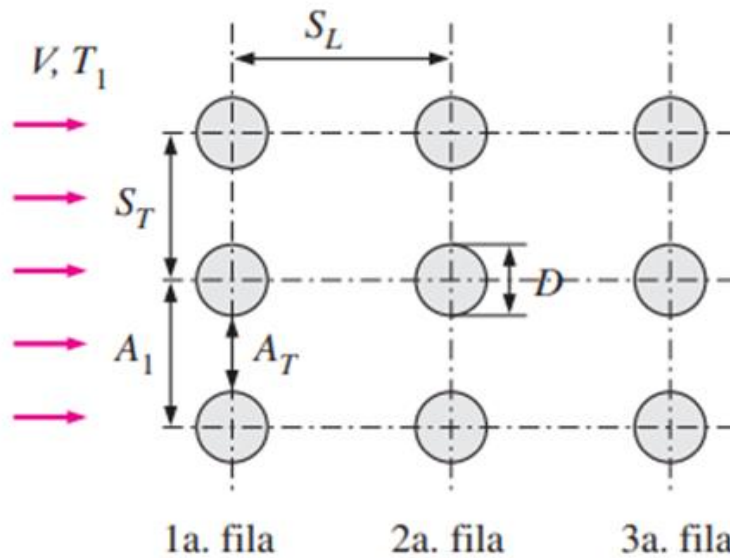
$$v_c = \sqrt{\frac{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (1 \text{ m})}{(4.65 + 172.24 (0.0245))}}$$

$$v_c = 1.487 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

#### 4.3.5. Flujo y temperaturas a través de banco de tubos.

Suelen ser configurados de dos maneras alineados o escalonados, en este caso como los moldes de las velas son alineados se toma esta configuración para la colocación de los tubos de aluminio, ver Figura 24. La temperatura de superficie del tubo va decayendo hasta llegar al equilibrio térmico con el agua a continuación se analizan varios resultados.

**Figura 24.** Arreglo de tubos alineados.



**Fuente:** ÇENGEL, 2007 [14].

Las dimensiones establecidas por el propietario de la fábrica de velas, el banco de tubos debe ser de dimensiones, para un ancho de 40 cm y 127 cm de largo, la distribución de los tubos se realiza acorde a los moldes utilizados en la fabricación artesanal, el diámetro exterior de tubo molde  $D_{\text{ext}_m} = 25.4\text{mm}$  especificado en el Anexo 2 con una longitud del tubo molde  $L_m = 20\text{cm}$ ,  $N_L = 29$  filas y  $N_T = 6$  columnas separadas por las distancias que son el paso longitudinal  $S_L = 40.2\text{ mm}$  y el paso transversal  $S_T = 53.4\text{ mm}$ .

#### 4.3.5.1. Cálculo para la temperatura de superficie del tubo $T_s = 80\text{ °C}$ .

Las temperaturas para este sistema son, temperatura de entrada del fluido externo en este caso es agua,  $T_i = 22.7\text{ °C}$  y la temperatura de la superficie del tubo fluido interior es parafina líquida  $T_s = 80\text{ °C}$  la velocidad de entrada del agua se obtiene a través de la Ecuación 17 con un valor de  $v_c = 1.487\frac{\text{m}}{\text{s}}$ .

##### 4.3.5.1.1. Cálculo de la temperatura media en el sistema.

Como se desconoce la temperatura de salida del agua  $T_{e1}$  por consiguiente se asume una temperatura aproximada de  $30\text{ °C}$ . Este valor es una consideración, si no se aproximan con el cálculo realizado se tendrá que recalcular.

$$T_m = \frac{T_{e1} + T_i}{2}$$

**EC. 20.** Temperatura media.

$$T_m = \frac{30\text{ °C} + 22.7\text{ °C}}{2}$$

$$T_m = 26.35\text{ °C}$$

Con el valor de la Temperatura media se procede a obtener las propiedades de agua saturada que se describen en la Tabla 14 que se obtienen a través del proceso de interpolación del Anexo 7.

**Tabla 14.** Propiedades del agua a 26.35 °C.

$[\rho]$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	$[C_p]$ $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}}\right]$	$[k]$ $\left[\frac{\text{W}}{\text{kg K}}\right]$	$[\mu]$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}}\right]$	$[\text{Pr}]$	$[\rho_i]$ = $\rho@T_i$	$[\text{Pr}_s]$ = $\text{Pr}@T_s$
996.73	4179.46	0.60916	$0.865889 * 10^{-3}$	5.9456	997.46	2.22

**Fuente:** ÇENGEL, 2007 [14].

#### 4.3.5.1.2. Cálculo de la velocidad máxima.

Conforme el agua entra al banco de tubos el área de flujo se reduce entre cada tubo, provocando un aumento en la velocidad del agua y esta se calcula con la Ecuación 21.

$$v_{\text{máx}} = \frac{S_T}{S_T - D_{\text{ext},m}} * v_C$$

**EC. 21.** Velocidad máxima.

$$v_{\text{máx}} = \frac{0.0534\text{ m}}{0.0534\text{ m} - 0.0254\text{ m}} * 1.487\frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_{\text{máx}} = 2.8359\frac{\text{m}}{\text{s}}$$

#### 4.3.5.1.3. Cálculo de número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{\rho_{\text{agua}} * v_{\text{máx}} * D_{\text{ext\_m}}}{\mu_{\text{agua}}}$$

$$Re_D = \frac{996.73 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 2.8359 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0254 \text{ m}}{0.865889 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}}$$

$$Re_D = 82916.30$$

**EC. 22.** Número de Reynolds flujo banco de tubos.

#### 4.3.5.1.4. Cálculo de número de Nusselt.

A partir del número de Reynolds con el Anexo 8, se determina la fórmula para calcular Nusselt con la disposición de los tubos.

$$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

$$Nu_D = 0.27 (82916.30)^{0.63} (5.9456)^{0.36} \left( \frac{5.9456}{2.22} \right)^{0.25}$$

$$Nu_D = 823.717$$

**EC. 23.** Número de Nusselt.

#### 4.3.5.1.5. Cálculo de coeficiente de transferencia de calor.

$$h_{\text{agua}} = \frac{Nu_D * k_{\text{agua}}}{D_{\text{ext\_m}}}$$

$$h_{\text{agua}} = \frac{823.717 * 0.60916 \frac{\text{W}}{\text{m K}}}{0.0254 \text{ m}}$$

$$h_{\text{agua}} = 19509.769 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

**EC. 24.** Coeficiente de transferencia de calor flujo agua.

#### 4.3.5.1.6. Número total de tubos.

El número de tubos está basado en el dimensionamiento de banco especificado en el apartado 4.3.5, multiplicando el número de filas por el número de columnas.

$$N_{\text{tubos}} = N_L * N_T$$

**EC. 25.** Número de tubos.

$$N_{\text{tubos}} = 29 * 6$$

$$N_{\text{tubos}} = 174$$

#### 4.3.5.1.7. Cálculo de área superficial de transferencia de calor.

El área superficial se encuentra dada por la superficie que cubre toda la parte exterior de los tubos moldes que se encuentran en el banco.

$$A_s = N_{\text{tubos}} \pi D_{\text{ext}_m} L_m$$

**EC. 26.** Área superficial de transferencia de calor.

$$A_s = 174 * \pi * 0.0254 \text{ m} * 0.2 \text{ m}$$

$$A_s = 2.77 \text{ m}^2$$

#### 4.3.5.1.8. Cálculo de flujo másico o gasto de masa del agua.

Para el flujo másico se evalúa con la densidad del agua a temperatura de admisión  $\rho@T_i$  del sistema especificada en la Tabla 14.

$$\dot{m} = \dot{m}_i = \rho_i v_C (N_T S_T L_m)$$

**EC. 27.** Flujo másico

$$\dot{m}_i = 997.46 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1.487 \frac{\text{m}}{\text{s}} * (6 * 0.0534 \text{ m} * 0.2 \text{ m})$$

$$\dot{m}_i = 95.0449 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

#### 4.3.5.1.9. Cálculo de la temperatura de salida del fluido agua.

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h_{\text{agua}}}{\dot{m}_i C_{p \text{ agua}}}\right)$$

**EC. 28.** Temperatura de salida del agua.

$$T_e = 80 \text{ °C} - (80 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C}) \exp\left(-\frac{2.77 \text{ m}^2 * 19509.769 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}}{95.0449 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4179.6 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}}\right)$$

$$T_e = 29.988 \text{ °C} \approx T_{e1} = 30 \text{ °C}$$

La temperatura de salida asumida en el cálculo es aceptable. Comprobando la temperatura del agua en la salida del banco de tubos de la máquina de velas nos muestra un valor de 29.1 °C. Este valor no es igual al calculado por la temperatura de la parafina que se encuentra a 78.8 °C y la temperatura ambiente de entrada del agua 22.3 °C, ver Anexo 9.

#### 4.3.5.1.10. Cálculo de la variación de la temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{\text{ln}} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln\left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}\right)}$$

**EC. 29.** Variación de la temperatura media logarítmica.

$$\Delta T_{\text{ln}} = \frac{(80 \text{ °C} - 29.988 \text{ °C}) - (80 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C})}{\ln\left(\frac{80 \text{ °C} - 29.988 \text{ °C}}{80 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C}}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{ln}} = 53.57 \text{ °C}$$

#### 4.3.5.1.11. Cálculo de la razón de transferencia de calor.

$$\dot{Q}_a = A_s h_{\text{agua}} \Delta T_{\text{ln}}$$

**EC. 30.** Razón de transferencia de calor del banco de tubos.

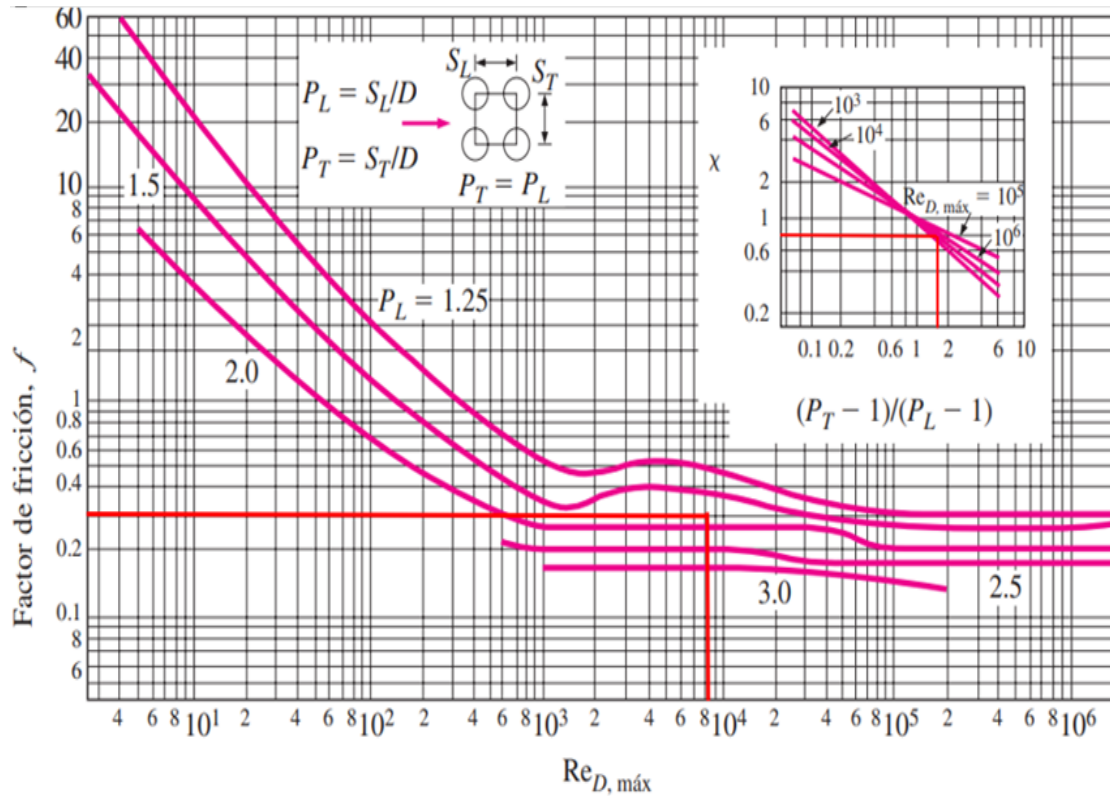
$$\dot{Q}_a = 2.77 \text{ m}^2 * 19509.769 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} * 53.57 \text{ °C}$$

$$\dot{Q}_a = 2895033.16 \text{ W}$$

#### 4.3.5.1.12. Cálculo de la caída de presión a través de banco de tubos.

Para calcular la caída de presión se determina el coeficiente de fricción y el factor de corrección en la Figura 25 correspondiente al número de Reynolds calculado anteriormente, con la disposición de los tubos alineados.

**Figura 25.** Factor de fricción  $f_p$  y factor de corrección  $\chi$  para bancos de tubos alineados.



Fuente: ÇENGEL, 2007 [14].

**Tabla 15.** Valores para determinar el factor de fricción y de corrección.

$f_p$		$\chi$
$P_L = \frac{S_L}{D_{\text{ext}_m}}$	$P_T = \frac{S_T}{D_{\text{ext}_m}}$	$\frac{(P_T - 1)}{(P_L - 1)}$
$P_L = \frac{0.0412 \text{ m}}{0.0254 \text{ m}}$	$P_T = \frac{0.0534 \text{ m}}{0.0254 \text{ m}}$	$\frac{(2.10 - 1)}{(1.622 - 1)}$
$P_L = 1.622$	$P_T = 2.10$	1.768

Elaborado por: AUTOR.

El factor de fricción para un numero de Reynolds  $Re_D = 82916.30$  y  $P_L = 1.622$  es de  $f_p = 0.3$ .

El factor de corrección para un  $Re_D = 10^4$  y  $\frac{(P_T-1)}{(P_L-1)} = 1.768$  es de  $\chi = 0.8$

$$\Delta P = N_L f_p \chi \frac{\rho_{\text{agua}} v_{\text{máx}}^2}{2}$$

**EC. 31.** Caída de presión.

$$\Delta P = 29 * 0.3 * 0.8 * \frac{996.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * \left(2.8359 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2} \left(\frac{1\text{N}}{1\text{kg} * \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}\right)$$

$$\Delta P = 27897.78 \text{ Pa}$$

Los siguientes cálculos se realizan porque la transferencia de calor de la parafina líquida no es constante y su temperatura decae en el transcurso del tiempo. Se repite el proceso del apartado 4.3.5.1 para las siguientes temperaturas de 70°C, 55°C, 40°C y 25 °C.

#### 4.3.5.2. Cálculo para la temperatura de superficie del tubo $T_s = 70$ °C.

Asumir  $T_{e1} = 28.5$  °C

$$T_m = \frac{28.5 \text{ °C} + 22.7 \text{ °C}}{2}$$

$$T_m = 25.6 \text{ °C}$$

En la Tabla 16 se muestran las propiedades del agua obtenidas a través del proceso de interpolación del Anexo 7.

**Tabla 16.** Propiedades del agua a 25.6 °C.

$[\rho]$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	$[C_p]$ $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}}\right]$	$[k]$ $\left[\frac{\text{W}}{\text{kg K}}\right]$	$[\mu]$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}}\right]$	$[Pr]$	$[\rho_i]$ = $\rho@T_i$	$[Pr_s]$ = $Pr@T_s$
996.88	4179.76	0.60796	$0.879839 * 10^{-3}$	6.05359	997.46	2.55

Fuente: ÇENGEL, 2007 [14].

### Cálculo de número de Reynolds.

$$\text{Re}_D = \frac{\rho_{\text{agua}} * v_{\text{máx}} * D_{\text{ext}_m}}{\mu_{\text{agua}}}$$
$$\text{Re}_D = \frac{996.88 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 2.8359 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0254 \text{ m}}{0.879839 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}}$$
$$\text{Re}_D = 81613.93$$

### Cálculo de número de Nusselt.

$$\text{Nu}_D = 0.27 \text{Re}_D^{0.63} \text{Pr}^{0.36} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{0.25}$$
$$\text{Nu}_D = 0.27 (81613.93)^{0.63} (6.05359)^{0.36} \left( \frac{6.05359}{2.55} \right)^{0.25}$$
$$\text{Nu}_D = 796.467$$

### Cálculo de coeficiente de transferencia de calor.

$$h_{\text{agua}} = \frac{\text{Nu}_D * k_{\text{agua}}}{D_{\text{ext}_m}}$$
$$h_{\text{agua}} = \frac{796.467 * 0.60796 \frac{\text{W}}{\text{kg K}}}{0.0254 \text{ m}}$$
$$h_{\text{agua}} = 19063.782 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

### Cálculo de la temperatura de salida del fluido agua.

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp \left( - \frac{A_s h_{\text{agua}}}{\dot{m}_i C_{p \text{ agua}}} \right)$$
$$T_e = 70 \text{ °C} - (70 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C}) \exp \left( - \frac{2.77 \text{ m}^2 * 19063.782 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}}{95.0449 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4179.76 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}} \right)$$
$$T_e = 28.587 \text{ °C} \approx 28.5 \text{ °C}$$

**Cálculo de la variación de la temperatura media logarítmica.**

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln\left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}\right)}$$

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(70\text{ °C} - 28.587\text{ °C}) - (70\text{ °C} - 22.7\text{ °C})}{\ln\left(\frac{70\text{ °C} - 28.587\text{ °C}}{70\text{ °C} - 22.7\text{ °C}}\right)}$$

$$\Delta T_{\ln} = 44.29\text{ °C}$$

**Cálculo de la razón de transferencia de calor.**

$$\dot{Q}_a = A_s h_{\text{agua}} \Delta T_{\ln}$$

$$\dot{Q}_a = 2.77\text{ m}^2 * 19063.782 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} * 44.29\text{ °C}$$

$$\dot{Q}_a = 2338807.686\text{ W}$$

**4.3.5.3. Cálculo para la temperatura de superficie del tubo  $T_s = 55\text{ °C}$ .**

Asumir  $T_{e1} = 26.5\text{ °C}$

$$T_m = \frac{26.5\text{ °C} + 22.7\text{ °C}}{2}$$

$$T_m = 24.6\text{ °C}$$

En la Tabla 17 se muestran las propiedades del agua obtenidas a través del proceso de interpolación del Anexo 7.

**Tabla 17.** Propiedades del agua a  $24.6\text{ °C}$ .

$[\rho]$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	$[C_p]$ $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}}\right]$	$[k]$ $\left[\frac{\text{W}}{\text{kg K}}\right]$	$[\mu]$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}}\right]$	$[\text{Pr}]$	$[\rho_i]$ = $\rho@T_i$	$[\text{Pr}_s]$ = $\text{Pr}@T_s$
997.08	4180.16	0.606279	$0.899987 * 10^{-3}$	6.20959	997.46	3.25

**Fuente:** ÇENGEL, 2007 [14].

### Cálculo de número de Reynolds.

$$Re_D = \frac{\rho_{\text{agua}} * v_{\text{máx}} * D_{\text{ext\_m}}}{\mu_{\text{agua}}}$$

$$Re_D = \frac{997.08 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 2.8359 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0254 \text{ m}}{0.899987 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}}$$

$$Re_D = 79802.849$$

### Cálculo de número de Nusselt.

$$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

$$Nu_D = 0.27 (79802.849)^{0.63} (6.20959)^{0.36} \left( \frac{6.20959}{3.25} \right)^{0.25}$$

$$Nu_D = 750.64$$

### Cálculo de coeficiente de transferencia de calor.

$$h_{\text{agua}} = \frac{Nu_D * k_{\text{agua}}}{D_{\text{ext\_m}}}$$

$$h_{\text{agua}} = \frac{750.64 * 0.606279 \frac{\text{W}}{\text{kg K}}}{0.0254 \text{ m}}$$

$$h_{\text{agua}} = 17917.215 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

### Cálculo de la temperatura de salida del fluido agua.

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp \left( - \frac{A_s h_{\text{agua}}}{\dot{m}_i C_{p \text{ agua}}} \right)$$

$$T_e = 55 \text{ °C} - (55 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C}) \exp \left( - \frac{2.77 \text{ m}^2 * 17917.215 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}}{95.0449 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4180.16 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}} \right)$$

$$T_e = 26.49 \text{ °C} \approx 26.5 \text{ °C}$$

**Cálculo de la variación de la temperatura media logarítmica.**

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln \left( \frac{T_s - T_e}{T_s - T_i} \right)}$$

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(55 \text{ °C} - 26.49 \text{ °C}) - (55 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C})}{\ln \left( \frac{55 \text{ °C} - 26.49 \text{ °C}}{55 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C}} \right)}$$

$$\Delta T_{\ln} = 30.365 \text{ °C}$$

**Cálculo de la razón de transferencia de calor.**

$$\dot{Q}_a = A_s h_{\text{agua}} \Delta T_{\ln}$$

$$\dot{Q}_a = 2.77 \text{ m}^2 * 17917.215 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} * 30.365 \text{ °C}$$

$$\dot{Q}_a = 1507035.767 \text{ W}$$

**4.3.5.4. Cálculo para la temperatura de superficie del tubo  $T_s = 40 \text{ °C}$ .**

Asumir  $T_{e1} = 24.7 \text{ °C}$

$$T_m = \frac{24.7 \text{ °C} + 22.7 \text{ °C}}{2}$$

$$T_m = 23.7 \text{ °C}$$

En la Tabla 18 se muestran las propiedades del agua obtenidas a través del proceso de interpolación del Anexo 7.

**Tabla 18.** Propiedades del agua a 23.7 °C.

$[\rho]$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	$[C_p]$ $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg K}}\right]$	$[k]$ $\left[\frac{\text{W}}{\text{kg K}}\right]$	$[\mu]$ $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m s}}\right]$	$[\text{Pr}]$	$[\rho_i]$ = $\rho@T_i$	$[\text{Pr}_s]$ = $\text{Pr}@T_s$
997.26	4180.52	0.60466	$0.91986 * 10^{-3}$	6.3662	997.46	4.32

**Fuente:** ÇENGEL, 2007 [14].

**Cálculo de número de Reynolds.**

$$\text{Re}_D = \frac{\rho_{\text{agua}} * v_{\text{máx}} * D_{\text{ext}_m}}{\mu_{\text{agua}}}$$

$$\text{Re}_D = \frac{997.26 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 2.8359 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0254 \text{ m}}{0.91986 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}}$$

$$\text{Re}_D = 78092.85$$

**Cálculo de número de Nusselt.**

$$\text{Nu}_D = 0.27 \text{Re}_D^{0.63} \text{Pr}^{0.36} \left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s}\right)^{0.25}$$

$$\text{Nu}_D = 0.27(78092.85)^{0.63} (6.3662)^{0.36} \left(\frac{6.3662}{4.32}\right)^{0.25}$$

$$\text{Nu}_D = 700.17$$

**Cálculo de coeficiente de transferencia de calor.**

$$h_{\text{agua}} = \frac{\text{Nu}_D * k_{\text{agua}}}{D_{\text{ext}_m}}$$

$$h_{\text{agua}} = \frac{700.17 * 0.60466 \frac{\text{W}}{\text{kg K}}}{0.0254 \text{ m}}$$

$$h_{\text{agua}} = 16667.905 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

**Cálculo de la temperatura de salida del fluido agua.**

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h_{\text{agua}}}{\dot{m}_i C_{p \text{ agua}}}\right)$$

$$T_e = 40 \text{ °C} - (40 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C}) \exp\left(-\frac{2.77 \text{ m}^2 * 16667.905 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}}{95.0449 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4180.52 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}}\right)$$

$$T_e = 24.597 \text{ °C} \approx 24.7 \text{ °C}$$

**Cálculo de la variación de la temperatura media logarítmica.**

$$\Delta T_{\text{ln}} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln\left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{ln}} = \frac{(40 \text{ °C} - 24.597 \text{ °C}) - (40 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C})}{\ln\left(\frac{40 \text{ °C} - 24.597 \text{ °C}}{40 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C}}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{ln}} = 16.33 \text{ °C}$$

**Cálculo de la razón de transferencia de calor.**

$$\dot{Q}_a = A_s h_{\text{agua}} \Delta T_{\text{ln}}$$

$$\dot{Q}_a = 2.77 \text{ m}^2 * 16667.905 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} * 16.33 \text{ °C}$$

$$\dot{Q}_a = 753957.68 \text{ W}$$

#### 4.3.5.5. Cálculo para la temperatura de superficie del tubo $T_s = 25\text{ °C}$ .

Asumir  $T_{e1} = 23\text{ °C}$

$$T_m = \frac{23\text{ °C} + 22.7\text{ °C}}{2} = 22.85\text{ °C}$$

En la Tabla 19 se muestran las propiedades del agua obtenidas a través del proceso de interpolación del Anexo 7.

**Tabla 19.** Propiedades del agua a  $22.85\text{ °C}$ .

$[\rho] \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	$[C_p] \left[ \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \right]$	$[k] \left[ \frac{\text{W}}{\text{kg K}} \right]$	$[\mu] \left[ \frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right]$	$[\text{Pr}]$	$[\rho_i]$ $= \rho@T_i$	$[\text{Pr}_s]$ $= \text{Pr}@T_s$
997.43	4180.86	0.60329	$0.93873 * 10^{-3}$	6.514	997.46	6.14

**Fuente:** ÇENGEL, 2007 [14].

#### Cálculo de número de Reynolds.

$$\text{Re}_D = \frac{\rho_{\text{agua}} * v_{\text{máx}} * D_{\text{ext}_m}}{\mu_{\text{agua}}}$$

$$\text{Re}_D = \frac{997.43 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 2.8359 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0254 \text{ m}}{0.93873 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}}$$

$$\text{Re}_D = 76536.105$$

#### Cálculo de número de Nusselt.

$$\text{Nu}_D = 0.27 \text{Re}_D^{0.63} \text{Pr}^{0.36} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{0.25}$$

$$\text{Nu}_D = 0.27 (76536.105)^{0.63} (6.514)^{0.36} \left( \frac{6.514}{6.14} \right)^{0.25}$$

$$\text{Nu}_D = 642.10$$

**Cálculo de coeficiente de transferencia de calor.**

$$h_{\text{agua}} = \frac{\text{Nu}_D * k_{\text{agua}}}{D_{\text{ext}_m}}$$

$$h_{\text{agua}} = \frac{642.10 * 0.60329 \frac{\text{W}}{\text{kg K}}}{0.0254 \text{ m}}$$

$$h_{\text{agua}} = 15250.886 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

**Cálculo de la temperatura de salida del fluido agua.**

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp\left(-\frac{A_s h_{\text{agua}}}{\dot{m}_i C_{p \text{ agua}}}\right)$$

$$T_e = 25 \text{ °C} - (25 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C}) \exp\left(-\frac{2.77 \text{ m}^2 * 15250.886 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}}{95.0449 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4180.86 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}}\right)$$

$$T_e = 22.932 \text{ °C} \approx 23 \text{ °C}$$

**Cálculo de la variación de la temperatura media logarítmica.**

$$\Delta T_{\text{ln}} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln\left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{ln}} = \frac{(25 \text{ °C} - 22.932 \text{ °C}) - (25 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C})}{\ln\left(\frac{25 \text{ °C} - 22.932 \text{ °C}}{25 \text{ °C} - 22.7 \text{ °C}}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{ln}} = 2.1819 \text{ °C}$$

**Cálculo de la razón de transferencia de calor.**

$$\dot{Q}_a = A_s h_{\text{agua}} \Delta T_{\text{ln}}$$

$$\dot{Q}_a = 2.77 \text{ m}^2 * 15250.886 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} * 2.1819^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_a = 92174.26 \text{ W}$$

#### 4.3.5.6. Descenso de la razón de transferencia de calor.

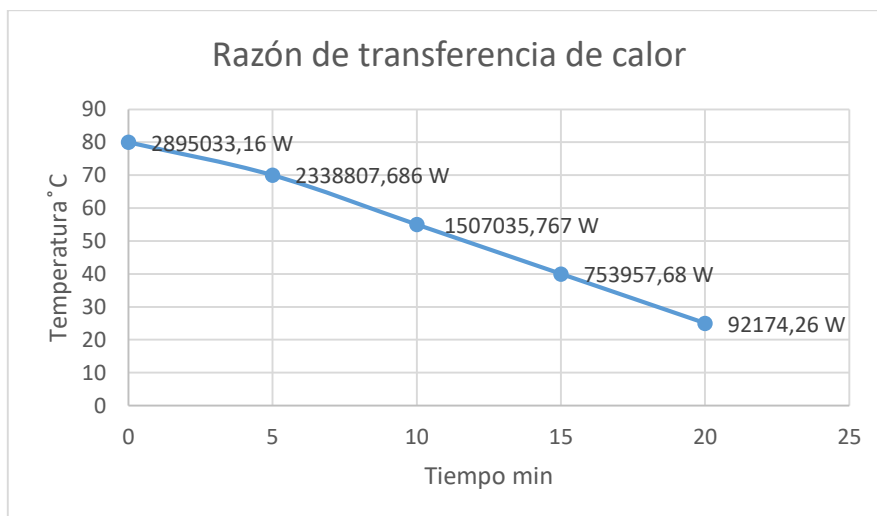
La parafina que se encuentra en la parte interior del tubo molde decae su temperatura al no ser estable, donde se obtiene la razón de transferencia de calor hacia el fluido agua. Este valor de  $\dot{Q}_a$  se reduce conforme la temperatura baja hasta llegar al equilibrio térmico, ver Tabla 20 y Figura 26.

**Tabla 20.** Descenso de la razón de transferencia de calor y temperatura.

Tiempo min	Temperatura °C	Razón de transferencia de calor $\dot{Q}_a$
0	80	2895033.16 W
5	70	2338807.686 W
10	55	1507035.767 W
15	40	753957.68 W
20	25	92174.26 W

**Elaborado por:** AUTOR.

**Figura 26.** Caída de la razón de transferencia de calor.



**Fuente:** EXCEL .

**Elaborado por:** AUTOR.

### 4.3.6. Colocación de un ventilador para enfriar la superficie superior del banco de tubos.

Tomando como referencia la temperatura de superficie del banco de tubos que es de 80 °C y la temperatura ambiente del aire es 22.7 °C. Se agrega un ventilador con una potencia de 160W y 1000 rpm la cual genera una velocidad de  $10 \frac{m}{s}$  y se ubica en la parte superior al banco de tubos, este sistema es implementado para poder disipar el calor generado por la parafina que se vierte en el banco de tubos quedando la superficie con una capa de parafina líquida de 1.3 m \* 0.35 m, el cual se enfriará y se solidificará con el transcurso del tiempo.

#### 4.3.6.1. Cálculo de la razón de transferencia de calor de la parafina hacia el aire.

Para conocer la razón de transferencia de calor generada de la parafina líquida hacia el aire en la Tabla 21 se puede observar las propiedades de aire a 22.7 °C que se obtiene a través del proceso de interpolación de los valores del Anexo 10.

**Tabla 21.** Propiedades del aire a 22.7 °C.

Densidad [ $\rho$ ]	Calor específico [ $C_p$ ]	Conductividad térmica [k]	Viscosidad cinemática [ $\nu$ ]	Número de Prandtl [Pr]
1.1932 $\frac{kg}{m^3}$	1007 $\frac{J}{kg K}$	0.025339 $\frac{W}{kg K}$	$1.5408 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}$	0.7296

**Fuente:** ÇENGEL, 2007 [14].

Se calcula el número de Reynolds con la velocidad del ventilador y las propiedades del aire con la siguiente ecuación.

$$Re_{aire} = \frac{V_{aire} * L_{placa}}{\nu_{aire}}$$

$$Re_{aire} = \frac{10 \frac{m}{s} * 1.3 m}{1.5408 * 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re_{aire} = 843717.5$$

**EC. 32.** Número de Reynolds para el aire.

Para el cálculo del número de Nusselt el rango de Reynolds debe ajustarse a los parámetros para la fórmula, así como el número de Prandtl.

$$0.6 \leq Pr_{\text{aire}} \leq 60$$

$$5 * 10^5 \leq Re_{\text{aire}} \leq 10^7$$

### Cálculo del número de Nusselt

$$Nu_{\text{aire}} = 0.37 * Re_{\text{aire}}^{0.8} * Pr_{\text{aire}}^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{\text{aire}} = 0.37 * (843717.5)^{0.8} * (0.7296)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu_{\text{aire}} = 18345.13$$

**EC. 33.** Número de Nusselt para el aire.

### Cálculo del coeficiente de transferencia de calor.

$$h_{\text{aire}} = \frac{Nu_{\text{aire}} * k_{\text{aire}}}{L_{\text{placa}}}$$

$$h_{\text{aire}} = \frac{18345.13 * 0.025339 \frac{\text{W}}{\text{kg K}}}{1.3 \text{ m}}$$

$$h_{\text{aire}} = 357.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}$$

**EC. 34.** Coeficiente de transferencia de calor del aire.

### Cálculo de la razón de transferencia de calor del aire y la parafina.

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = h_{\text{aire}} * A_{\text{sp}} * (T_{\text{sp}} - T_{\infty a})$$

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = 357.57 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} * 0.455 \text{ m} * (80 \text{ }^\circ\text{C} - 22.7 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = 9322.38 \text{ W}$$

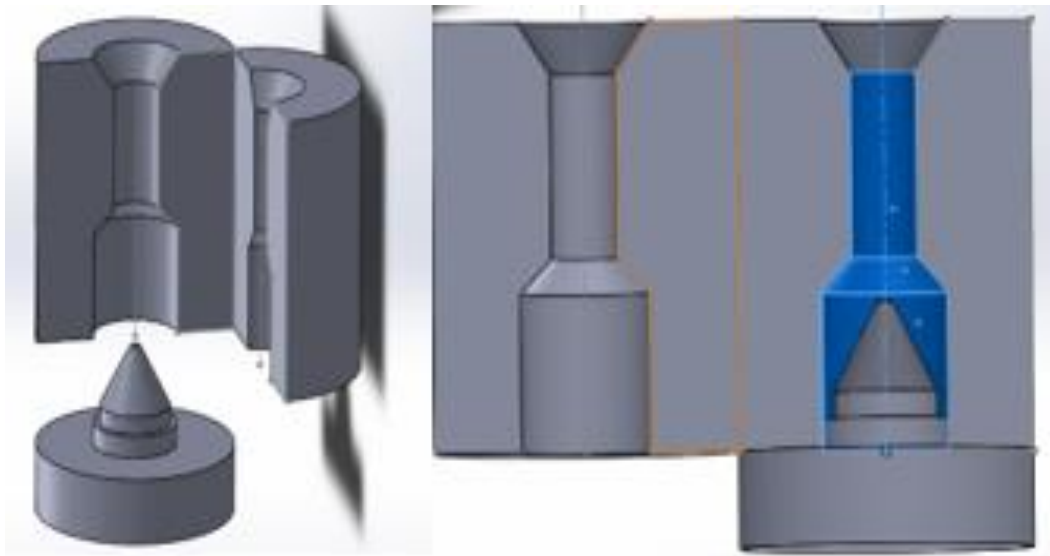
**EC. 35.** Razón de transferencia de calor del aire y la parafina.

#### 4.4. Parte mecánica.

##### 4.4.1. Diseño de la matriz para expulsar de la vela.

Para el diseño de la matriz del molde de la punta de vela se toma en consideración las dimensiones de la Figura 17, el cual se utiliza para la fabricación de la matriz y modelado en SolidWorks, ver Figura 27.

**Figura 27.** Matriz molde de punta de la vela.



**Fuente:** SOLIDWOKS 2020 .

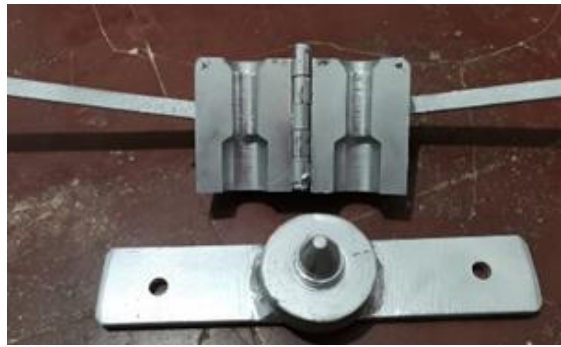
**Elaborado por:** AUTOR.

##### 4.4.1.1. Método de fundición en molde permanente.

El método empleado para la fundición es de molde permanente también llamada fundición en molde duro fabricado en acero de transmisión AISI 1018 de 2 pulgadas de diámetro, en torno convencional, las medidas y dimensiones de la matriz se especifican en el plano del Anexo 11.

Fabricada la matriz se procede a adecuar y colocar las piezas correctamente con un sistema de bisagra y dos varillas para poder abrir y cerrar la matriz al igual que la matriz con forma de la punta de la vela se coloca una platina para asegurarla, ver Figura 28.

**Figura 28.** Matriz molde permanente adecuada con sistemas para la fundición.



**Fuente:** AUTOR.

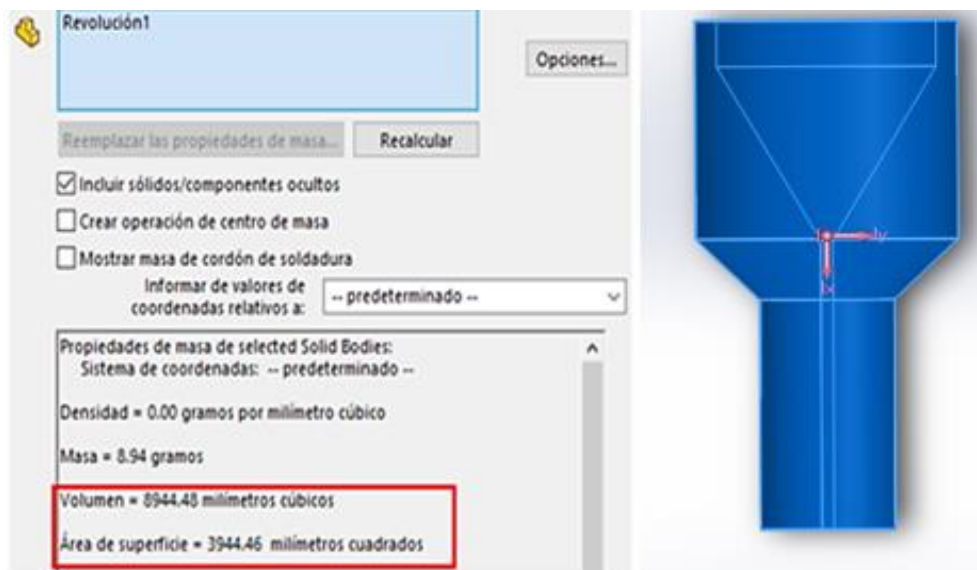
#### 4.4.1.2. Material utilizado para fabricación del expulsor punta de la vela.

El metal utilizado para este elemento es el aluminio por presentar las características óptimas de transferencia de calor y alta resistencia. El aluminio se solidifica a  $660\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ver Anexo 12 ya que también en el tiempo de solidificación el metal sufre una contracción

#### 4.4.1.3. Datos de la pieza a fundir.

Al diseñar la pieza a fundir en el programa SolidWorks, se obtienen los datos importantes para el cálculo del expulsor como el volumen y el área superficial, ver Figura 29.

**Figura 29.** Volumen y área superficial del expulsor.



**Fuente:** SOLIDWOKS 2020 .

**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.4.1.4. Modelación del llenado del molde.

Según Kalpakjian [23], si el área de la copa de la sección transversal es mucho mayor que la del fondo del bebedero, entonces la velocidad del metal fundido en la parte superior del bebedero es igual a cero y las pérdidas por fricción se debe a una disipación viscosa, entonces la fricción  $c$  es igual a la unidad y se encuentra siempre entre 0 y 1,  $h_v$  es la altura de la parte superior del molde hasta la colada. Para un flujo sin fricción  $c = 1$  se considera una función de la distancia en vertical, aproximándose a una función lineal, entonces la velocidad de vertido de la colada de metal fundido se obtiene a través de la fórmula de Torricelli.

$$v_v = c \sqrt{2gh_v}$$

**EC. 36.** Teorema de Torricelli.

##### 4.4.1.4.1. Cálculo de la velocidad de vertido de la colada.

$$v_v = 1 \sqrt{2(9.81 \frac{m}{s^2})(0.006m)}$$

$$v_v = 0.343 \frac{m}{s}$$

Para que la velocidad de vertido sea adecuada y circule con flujo laminar para no genere turbulencia y generen defectos en la pieza debe de estar en un rango de  $0.25 \frac{m}{s}$  y  $0.50 \frac{m}{s}$  si la velocidad se encuentra sobrepasando  $1 \frac{m}{s}$ , es probable que la pieza salga defectuosa [33].

##### 4.4.1.4.2. Tiempo de llenado del molde.

Para determinar el tiempo de llenado se calcula el caudal del fluido que se va a verter en el molde con la fórmula de la continuidad de la masa.

$$Q_{v\_al} = A_v * v_v$$

**EC. 37.** Caudal de la colada.

#### 4.4.1.4.3. Cálculo área de la sección transversal o área de la base del bebedero.

El área de la base de bebedero se determina con el radio del vástago del expulsor en este caso se toma el radio como 6 mm especificado en el plano del Anexo 11.

$$A_v = \pi(r_v)^2$$

**EC. 38.** Área de la base del bebedero.

$$A_v = \pi(0.6 \text{ cm})^2$$

$$A_v = 1.130973 \text{ cm}^2$$

#### 4.4.1.4.4. Cálculo del caudal del fluido que se vierte en el molde.

$$Q_{v,al} = A_v * v_v$$

$$Q_{v,al} = 1.130973 \text{ cm}^2 * 34.3 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$$

$$Q_{v,al} = 38.79237 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

#### 4.4.1.4.5. Cálculo del tiempo de llenado en el molde.

Para determinar el tiempo de llenado de la matriz del molde se necesita el volumen de la pieza a fundir especificado en la Figura 29.

**EC. 39.** Tiempo de llenado en el molde.

$$\text{Tiem}_{\text{llenado}} = \frac{\text{Vol}}{Q_{v,al}}$$

$$\text{Tiem}_{\text{llenado}} = \frac{8.94448 \text{ cm}^3}{38.79237 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}}$$

$$\text{Tiem}_{\text{llenado}} = 0.23057 \text{ s}$$

#### 4.4.1.4.6. Tiempo de solidificación del aluminio.

El tiempo de solidificación se determina en función del volumen de la pieza fundida y de su área superficial, se la conoce como la regla de Chvorinov.

$$\text{Tiem}_{\text{sol}} = B \left( \frac{\text{Vol}}{A_{\text{supc}}} \right)^n$$

**EC. 40.** Tiempo de solidificación.

Donde B es una constante que incluye las propiedades físicas del material del molde, las propiedades del metal a fundir y la temperatura. El valor de n se encuentra entre 1.5 y 2 por lo general se considera 2 [23].

##### 4.4.1.4.6.1. Determinación de la constante B.

Para determinar la constante del moldeo depende de las propiedades del molde y también de las propiedades del metal que se va a colar que en este caso es aluminio.

$$B = \left[ \frac{\rho_A * L_A}{(T_A - T_{om})} \right]^2 \left[ \frac{\pi}{4 * k_m * \rho_m * C_{p_m}} \right] \left[ 1 + \left( \frac{C_{p_A} * \Delta T_s}{L_A} \right)^2 \right]$$

**EC. 41.** Constante de moldeo B.

##### 4.4.1.4.6.2. Datos empleados en el cálculo de la constante B.

Los datos escritos en la Tabla 22 muestran las propiedades del aluminio y del acero AISI 1018 que son obtenidas del Anexo 12 y 13.

**Tabla 22.** Propiedades del aluminio y acero AISI 1018.

Material	Densidad $\left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	Calor específico $\left[ \frac{\text{J}}{\text{kg} * \text{K}} \right]$	Conductividad térmica $\left[ \frac{\text{W}}{\text{m} * \text{K}} \right]$	Calor latente de fusión del material $\left[ \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$	Temperatura a fusión [K]
Acero AISI 1018	7900	450	25-93	-	-
Aluminio	2700	900	222	322000 - 394000	933

Elaborado por: AUTOR.

### Temperatura inicial en el molde.

para realizar una fundición en molde permanente, los moldes se sujetan con elementos mecánicos y se debe calentar entre 150 °C (423 K) y 200 °C (473 K), para poder facilitar el flujo de la colada de metal y reducir el daño térmico provocado hacia las matrices debido a los altos gradientes de temperatura [23].

Para la variación de temperatura del material, la temperatura óptima del metal fundido debe de estar alrededor de los 800 °C (1073 K), sobrepasando la temperatura de fusión del aluminio que es 660°C (933 K), ver Anexo 12 [35].

$$\Delta T_s = (T_{\text{vertido}} - T_{fA})$$

$$\Delta T_s = 1073 \text{ K} - 933 \text{ K}$$

$$\Delta T_s = 140 \text{ K}$$

**EC. 42.** Variación de la temperatura del material.

#### 4.4.1.4.6.3. Cálculo de la constante B.

$$B = \left[ \frac{2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 394000 \frac{\text{J}}{\text{kg}}}{(933\text{K} - 473\text{K})} \right]^2 \left[ \frac{\pi}{4 * 93 \frac{\text{W}}{\text{mK}} * 7900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 450 \frac{\text{J}}{\text{kgK}}} \right] \left[ 1 + \left( \frac{900 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} * 140\text{K}}{394000 \frac{\text{J}}{\text{kg}}} \right)^2 \right]$$
$$B = 14004.24 \frac{\text{S}}{\text{m}^2}$$

#### 4.4.1.4.7. Cálculo del tiempo de solidificación del Aluminio.

Retomando la fórmula de la Ecuación 40, los datos del volumen y el área de superficie de la pieza a fundir se encuentran en la Figura 29.

$$\text{Tiem}_{\text{sol}} = B \left( \frac{\text{Vol}}{A_{\text{sup}}} \right)^n$$

$$\text{Tiem}_{\text{sol}} = B \left( \frac{8.94448 * 10^{-6} \text{ m}^3}{0.00394446 \text{ m}^2} \right)^2$$

$$\text{Tiem}_{\text{sol}} = B * 5.142045982 * 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\text{Tiem}_{\text{sol}} = 14004.24 \left( \frac{\text{s}}{\text{m}^2} \right) * 5.142045982 * 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\text{Tiem}_{\text{sol}} = 0.0720 \text{ s}$$

#### 4.4.2. Torque aplicado manualmente.

Según estudios realizados en Madrid se realizaron pruebas para calcular la fuerza de la mano para población adulta mayores de 19 años la fuerza mayor en la mano derecha del hombre es de 27.5 kg y de 16.7 kg para mujeres [36].

De la misma manera el ministerio de trabajo de Chile, en el artículo 211H del código de trabajo menciona que el peso máximo que un trabajador puede manipular sin ayudas mecánicas es de 25 kg [37].

Entonces se puede calcular la fuerza con la fórmula.

$$F_a = m_a * g$$

$$F_a = 25 \text{ kg} * 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_a = 245.175$$

**EC. 43.** Fuerza aplicada por una persona.

Tomando en cuenta los datos de la fuerza que se puede aplicar, se calcula el torque aplicado hacia un volante o manivela de radio  $r_g = 0.15 \text{ m}$  que será la que transmite el par y se la determina con la siguiente fórmula.

$$T_a = F_a * r_g$$

$$T_a = 245.175 \text{ N} * 0.15\text{m}$$

$$T_a = 36.7749 \text{ Nm}$$

**EC. 44.** Torque aplicado manualmente.

### 4.4.3. Cálculo de engranajes cónicos.

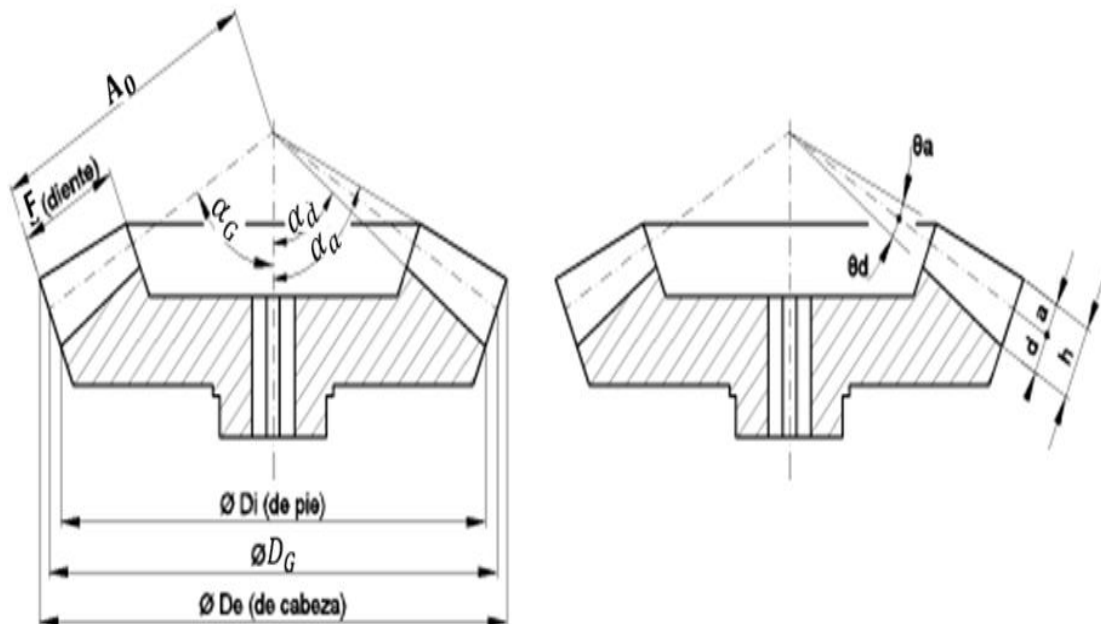
Para el cálculo de los engranajes, se necesitan dos pares de engranajes cónicos para elevar la mesa que expulsa y regresa al tamaño ideal de la vela, para continuar el proceso de fabricación. Unos conjuntos de decisiones para el diseño de engranajes cónicos son:

- Factor de diseño.
- Función.
- Sistema de dientes.
- Número de dientes.
- Paso y ancho de la cara.
- Material de engranaje.
- Material del piñón.

#### 4.4.3.1. Geometría en engranajes cónicos.

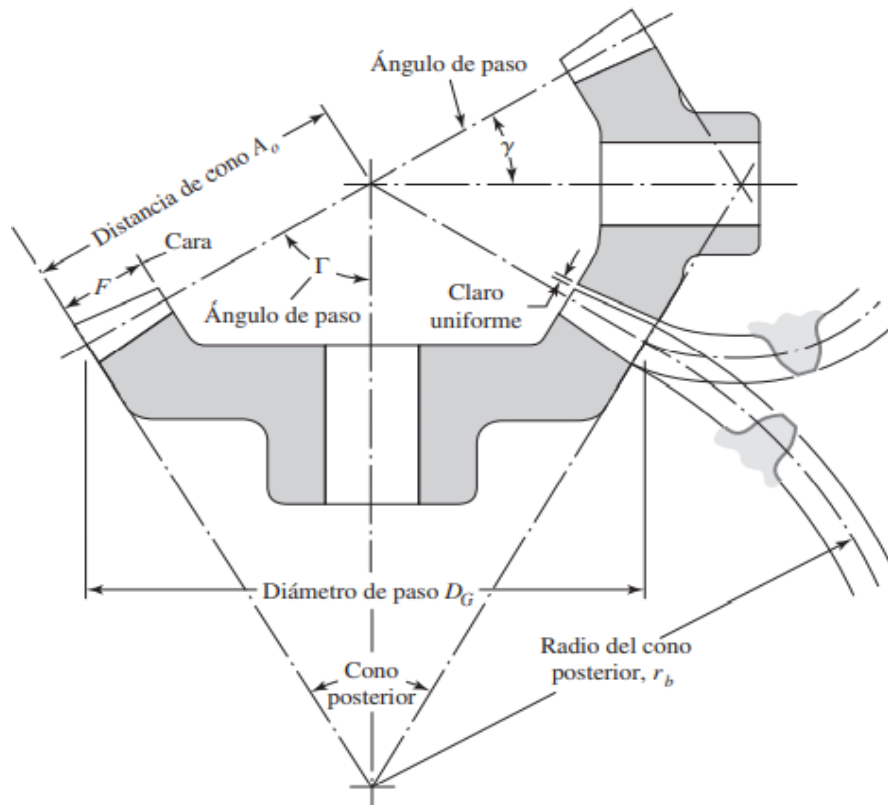
En la Figura 30 y 31 se muestran la geometría para engranajes cónicos rectos.

**Figura 30.** Elementos característicos de un engranaje cónico.



Fuente: KLINGELNBERG, 2016 [38].

**Figura 31.** Nomenclatura de engranajes cónicos.



**Fuente:** BUDYNAS Y NISBETT, 2012 [6].

El ángulo de la superficie del cono de paso depende de la relación del número de dientes asignado a los engranajes para poder entrelazarse, para este diseño y cálculo se toma engranajes cónicos con un ángulo entre ejes a 90°, el número de dientes del engranaje es de 20 y el del piñón es de 12. Las demás especificaciones para los engranajes se encuentran en el Anexo 14.

#### 4.4.3.1.1. Ángulo del cono de paso del engranaje.

$$\alpha_G = \tan^{-1} \left( \frac{N_G}{N_p} \right)$$

$$\alpha_G = \tan^{-1} \left( \frac{20}{12} \right)$$

$$\alpha_G = 59.036^\circ$$

**EC. 45.** Ángulo de cono de paso del engranaje.

#### 4.4.3.1.2. Ángulo del cono de paso para el piñón.

Como el ángulo entre ejes es  $90^\circ$  en este caso se resta el valor de  $\alpha_G$  para obtener  $\alpha_p$ .

$$\alpha_p = 90^\circ - 59.036^\circ$$

$$\alpha_p = 30.9637^\circ$$

**EC. 46.** Ángulo de cono de paso del piñón.

#### 4.4.3.1.3. Relación de engranajes cónicos.

Esta relación se expresa en función del número de dientes de cada engrane.

$$m_G = \frac{N_G}{N_P}$$

$$m_G = \frac{20}{12} = 0.6 = \frac{3}{5} : 1$$

**EC. 47.** Relación de engranajes cónicos.

#### 4.4.3.1.4. Paso diametral es recíproco al módulo.

$$Pd = \frac{N_G}{D_G}$$

$$Pd = \frac{20 \text{ dientes}}{3.937 \text{ pulg}} = 5.08 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$$

**EC. 48.** Paso diametral engranajes cónicos.

#### 4.4.3.1.5 Paso circular.

$$p_c = \frac{\pi D_G}{N_G} = \pi m$$

$$m = \frac{100 \text{ mm}}{20} = 5 \text{ mm}$$

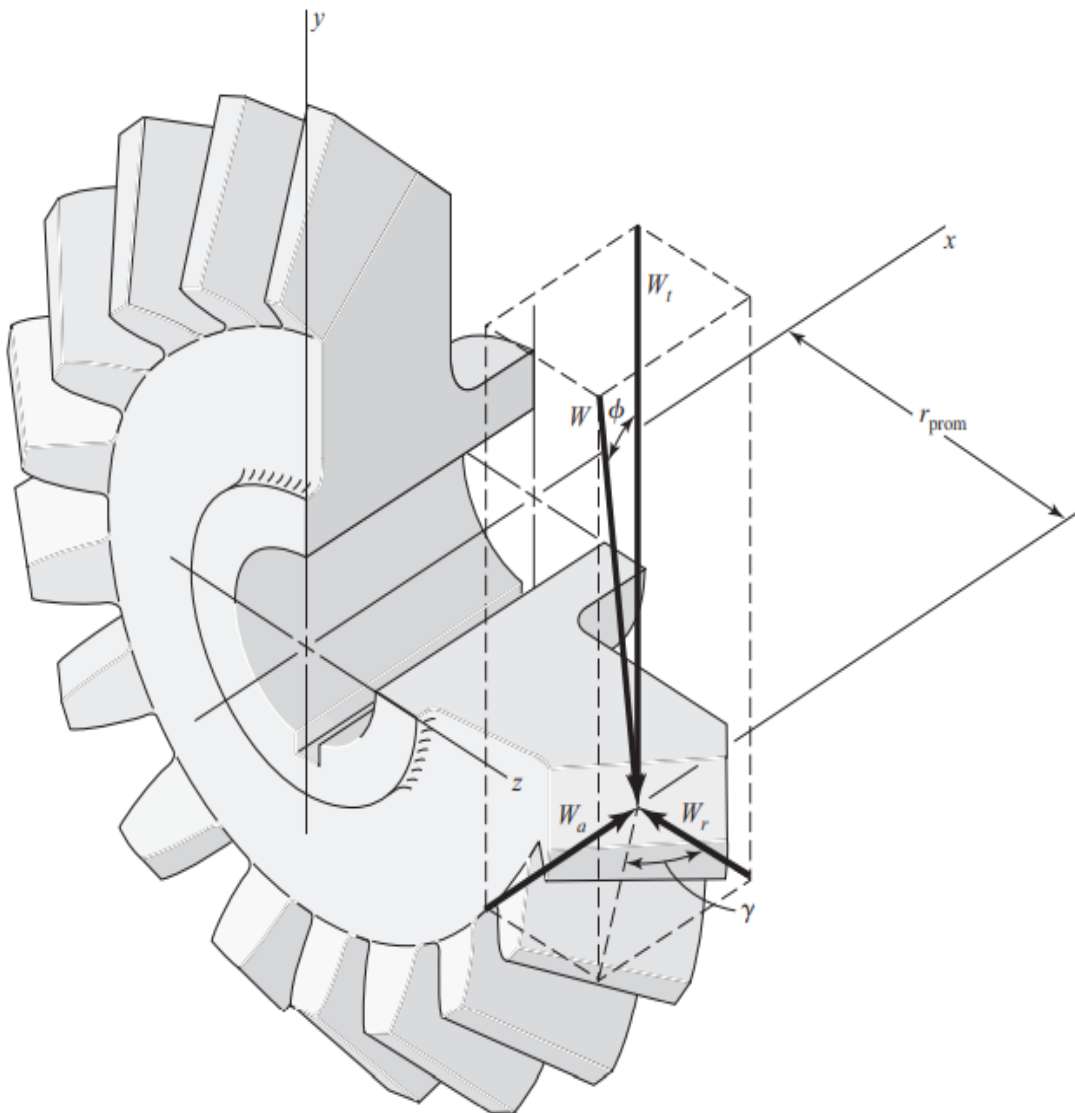
$$p_c = 15.70 \text{ mm}$$

**EC. 49.** Paso circular.

#### 4.4.3.2. Fuerzas en engranajes cónicos.

En la Figura 32 se observa la fuerza  $W$  que actúa sobre un diente de un engranaje cónico recto, la cual tiene tres componentes como: la fuerza tangencial  $W_t$ , fuerza radial  $W_r$ , y fuerza axial  $W_a$ . Para calcular de forma estática cada una de estas fuerzas se toma en cuenta en punto medio en el diente del engranaje.

**Figura 32.** Fuerzas que actúan en los dientes de un engranaje cónico.



**Fuente:** BUDYNAS Y NISBETT, 2012 [6].

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi} = \frac{T_a}{r_{ave} \cos \phi}$$

**EC. 50.** Fuerza aplicada en el diente del engrane.

#### 4.4.3.2.1. Radio primitivo en el punto medio del diente.

$$r_{ave} = \frac{D_G}{2} - \left(\frac{b_w}{2}\right) \sin \alpha_G$$

**EC. 51.** Radio primitivo.

$$r_{ave} = \frac{100 \text{ mm}}{2} - \left(\frac{29 \text{ mm}}{2}\right) \sin 59.036^\circ$$

$$r_{ave} = 37.566 \text{ mm}$$

$$W = \frac{36.7749 \text{ Nm}}{0.037566 \text{ m} * \cos 20^\circ}$$

$$W = 1041.76 \text{ N}$$

#### 4.4.3.2.2. Fuerza tangencial.

$$W_t = W * \cos \phi$$

**EC. 52.** Fuerza tangencial.

$$W_t = 1041.76 * \cos 20^\circ$$

$$W_t = 978.94 \text{ N}$$

#### 4.4.3.2.3. Fuerza axial.

$$W_a = W_t \tan \phi \sin \alpha_G$$

**EC. 53.** Fuerza axial.

$$W_a = 978.94 \text{ N} * \tan 20^\circ * \sin 59.036^\circ$$

$$W_a = 305.52 \text{ N}$$

#### 4.4.3.2.4. Fuerza radial.

$$W_r = W_t \tan \phi \cos \alpha_G$$

**EC. 54.** Fuerza radial.

$$W_r = 978.94 * \tan 20^\circ * \cos 59.036^\circ$$

$$W_r = 183.32 \text{ N}$$

#### 4.4.3.3. Enfoque de diseño AGMA para engranajes cónicos.

La American Gear Manufacturers Association 2010b (AGMA), indica el procedimiento para el diseño de engranajes cónicos para calcular la tensión de flexión y tensión de contacto ejercidas en el engranaje.

$$\sigma_t = \frac{2T_{pt}}{mb_w D_p} \frac{K_o K_v K_s K_m}{K_x Y_b}$$

**EC. 55.** Tensión de flexión en el engranaje.

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{T_{pc} E'}{\pi b_w D_p^2 I_b}} K_o K_v K_m K_s K_x$$

**EC. 56.** Tensión de contacto en el

#### 4.4.3.4. Procedimiento de diseño.

La máquina es accionada manualmente por un volante que está conectado a los engranajes cónicos para poder levantar la mesa la configuración de los engranajes es a 90° y ángulo de presión de 20°, las demás especificaciones se pueden apreciar en el Anexo 14.

##### 4.4.3.4.1. Par de piñón $T_p$ .

Se puede obtener un valor del par del piñón con el diámetro y la relación de engranajes usando la Figura 34 para picaduras en la superficie y la Figura 35 para resistencia a la flexión, la selección de diámetro está basada en un material de acero cementado con una dureza de 55 HRC (Rockwell C) y el factor del material es igual a la unidad por lo que no se modifica el diámetro, ver Figura 33.

**Figura 33.** Factor de material para la estimación del diámetro del piñón para materiales seleccionados del juego de engranajes.

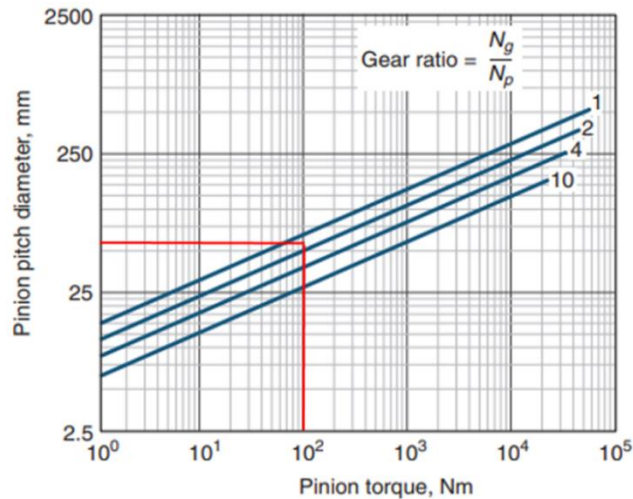
Engranaje		Piñón		Factor material
Material	Dureza	Material	Dureza	
Acero cementado	58 HRC	Acero cementado	60 HRC	0,85
Acero cementado	55 HRC	Acero cementado	55 HRC	1,00
Acero templado a la llama	50 HRC	Acero cementado	55 HRC	1,05
Acero templado a la llama	50 HRC	Acero templado a la llama	50 HRC	1,05
Acero templado al aceite	375-425 HB	Acero templado al aceite	375-425 HB	1,20
Acero tratado térmicamente	210-300 HB	Acero cementado	55 HRC	1,45
Hierro fundido	-	Acero cementado	55 HRC	1,95
Hierro fundido	-	Acero templado a la llama	55 HRC	2,00
Hierro fundido	-	Acero recocido	160-200 HB	2,10
Hierro fundido	-	Hierro fundido	-	3,10

Fuente: SCHMID, 2014 [39].

$$\text{Relación de transmisión} = \frac{N_G}{N_p} = \frac{20}{12} = 1.66$$

**EC. 57.** Relación de transmisión.

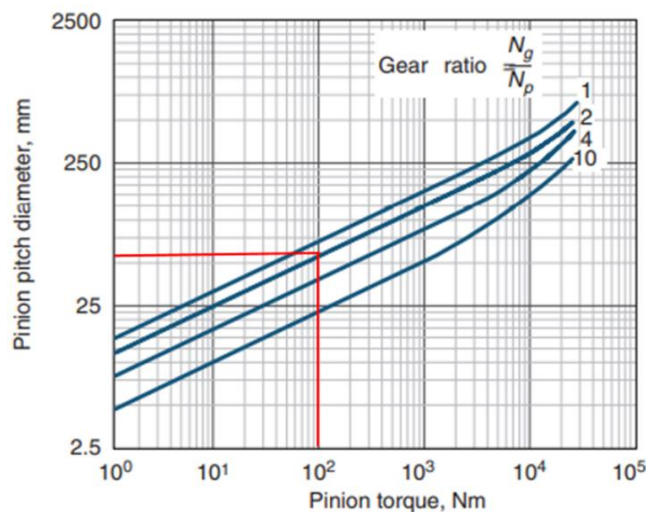
**Figura 34.** Diámetro estimado del paso del piñón en función del par del piñón para una serie de relaciones de engranajes y basado en la resistencia a las picaduras.



**Fuente:** SCHMID, 2014 [39].

El par de piñón para la resistencia a las picaduras, con un diámetro de 60 mm y relación de transmisión 1.66; el par del piñón es de  $T_{pt} = 100$  Nm.

**Figura 35.** Diámetro estimado del paso del piñón en función del par del piñón para una serie de relaciones de engranajes y basado en la resistencia a la flexión.



**Fuente:** SCHMID, 2014 [39].

El par de piñón para la resistencia a la flexión con un diámetro de 60 mm y relación de transmisión 1.66; el par del piñón es  $T_{pc} = 100$  Nm.

#### 4.4.3.4.2. Factor de sobrecarga $K_o$ .

Se utiliza para las vibraciones de carga, cambios de velocidad, golpes o vibraciones, ya que pueden generar cargas máximas, incluso superiores a la que se transmite durante la operación. Este factor no es un reemplazo del factor de seguridad.

**Figura 36.** Factor de sobrecarga,  $K_o$  en función de la fuente de alimentación y la máquina accionada.

Power source	Driven machines			
	Uniform	Light shock	Moderate shock	Heavy shock
Uniform	1.00	1.25	1.50	1.75
Light shock	1.20	1.40	1.75	2.25
Moderate shock	1.30	1.70	2.00	2.75

**Fuente:** SCHMID, 2014 [39].

Se selecciona el factor  $K_o$  en función de la fuente de alimentación a través de un volante de diámetro 0.30 m, que es accionado por medio de una persona promedio. Dicha potencia es transmitida a un eje y a los engranajes cónicos que levantan una mesa para la expulsión de las velas, la cual se clasifica como choque ligero.

#### 4.4.3.4.3. Factor dinámico $K_v$ .

Este factor depende de qué tan preciso es el perfil del diente, analizando la propiedad de elasticidad y la velocidad cuando los dientes comienzan a entrar en contacto. Los factores dinámicos como la velocidad de la línea de paso y el índice de calidad se obtienen en la Figura 37.

Para el cálculo de la velocidad lineal en un punto del círculo de paso del engranaje está definida por la siguiente fórmula.

$$v_t = \frac{\pi D_p N_{ap}}{60} = \frac{\pi D_g N_{ag}}{60}$$

**EC. 58.** Velocidad en la línea de paso.

Se necesita obtener los datos de la velocidad de rotación del piñón y engranaje.

$$N_{ap} = \frac{N_G * N_{ag}}{N_p}$$

**EC. 59.** Relación de velocidades.

Las revoluciones aplicadas al volante a través de una persona promedio es calculada experimentalmente tomando las vueltas completas en un cierto tiempo.

En un tiempo de 5 segundos se dan 6 vueltas lo que equivale a 1.2 rps el giro de engranaje.

$$1.2 \frac{\text{rev}}{\text{s}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} = 72 \text{ rpm} = N_{ag}$$

$$N_{ap} = \frac{20 * 72 \text{ rpm}}{12}$$

$$N_{ap} = 120 \text{ rpm}$$

Reemplazando en la Ecuación 59, velocidad en la línea de paso.

$$v_t = \frac{\pi(0.06 \text{ m})(120 \text{ rpm})}{60}$$

$$v_t = 0.377 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad máxima recomendada de la línea de paso para un valor  $Q_v$  dado de es:

$$v_{t,\text{máx}} = \frac{1}{C_1^2} [A_1 + (Q_v - 3)]^2$$

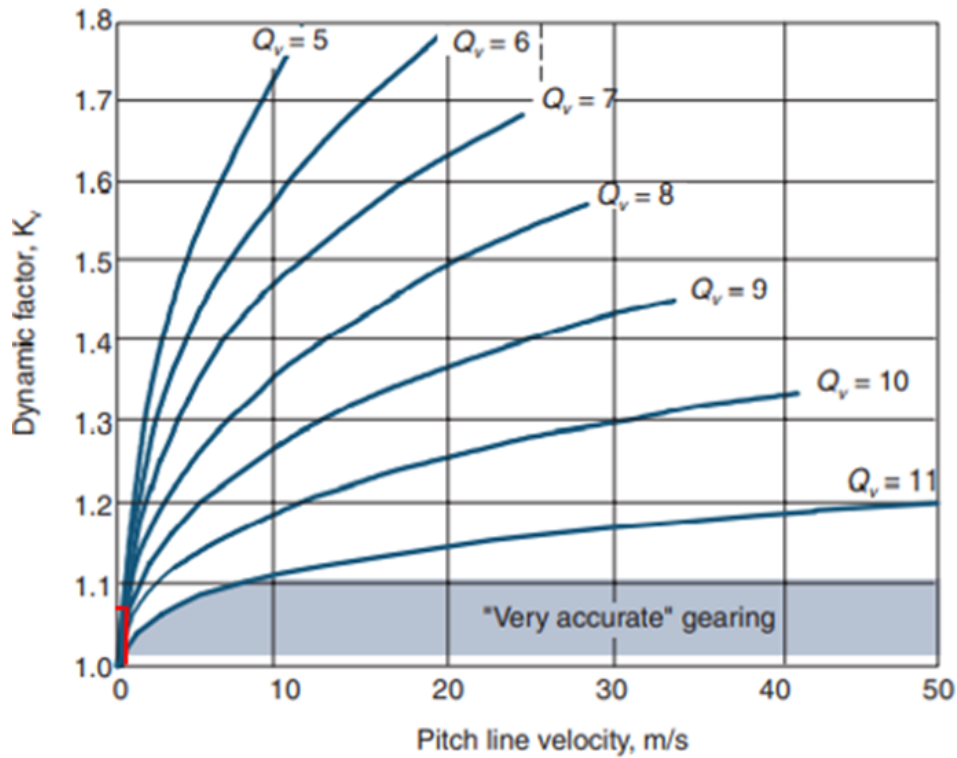
**EC. 60.** Velocidad en la línea de paso máxima.

$$v_{t,\text{máx}} = \frac{1}{14.14^2} [70.72 + (8 - 3)]^2$$

$$v_{t,\text{máx}} = 28.67 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Si  $v_t < v_{t,\text{máx}}$  entonces la velocidad en la línea de paso es aceptable.

**Figura 37.** Factor dinámico en función de la línea de paso, número de nivel de velocidad y precisión de transmisión.



**Fuente:** SCHMID, 2014 [39].

En la Figura 37 se coloca el valor de la velocidad en la línea de paso que es  $0.377 \frac{m}{s}$  y un factor de calidad de  $Q_v = 8$  nos muestra el valor del factor dinámico  $K_v = 1.07$ .

El factor dinámico se puede aproximar para  $5 \leq Q_v \leq 11$  por:

$$K_v = \left( \frac{A_1 + C_1 \sqrt{v_t}}{A_1} \right)^{B_1}$$

**EC. 61.** Factor dinámico.

Donde los ajustes para la curva son:

$$A_1 = 50 + 56 (1.0 - B_1)$$

$$B_1 = 0.25 (12 - Q_v)^{0.667}$$

$$C_1 = \sqrt{200} = 14.14 \text{ para } v_t \text{ en } \frac{m}{s}$$

Calculando:

$$B_1 = 0.25 (12 - 8)^{0.667}$$

$$B_1 = 0.63$$

$$A_1 = 50 + 56 (1.0 - 0.63)$$

$$A_1 = 70.72$$

Calculando el factor dinámico con la Ecuación 61.

$$K_v = \left( \frac{70.72 + 14.14 \sqrt{0.377 \frac{\text{m}}{\text{s}}}}{70.72} \right)^{0.63}$$

$$K_v = 1.0756$$

#### 4.4.3.4.4. Factor de distribución de carga $K_m$ .

$$K_m = K_{mb} + (5.6 * 10^{-6})b_w^2$$

**EC. 62.** Factor de distribución de carga.

En este factor interviene en ancho de cara de los engranajes  $b_w$  y  $K_{mb}$  tendrá valores de 1 para engranajes como para piñones montados a horcajadas (rodamiento en ambos lados del engranaje), 1.10 para un solo miembro montado a horcajadas y de 1.25 para ninguno de los miembros montado a horcajadas.

Calculando:

El engranaje se encuentra montado a horcajadas y el piñón tiene un montaje en voladizo.

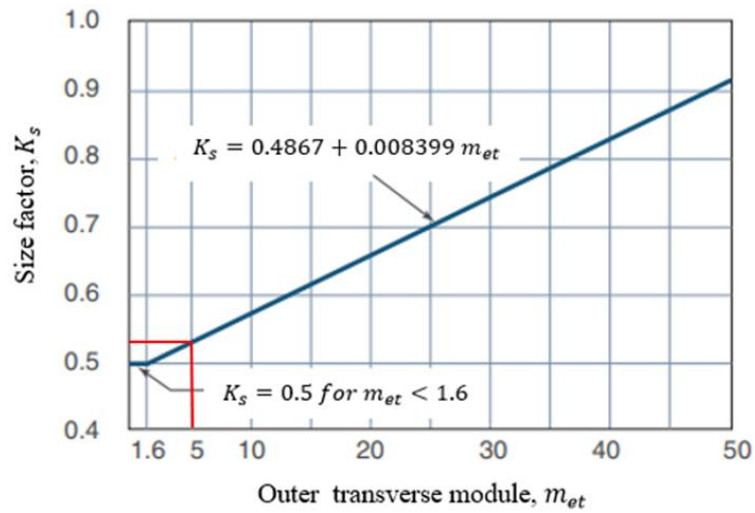
$$K_m = 1.10 + (5.6 * 10^{-6}) * 29 \text{ mm}^2$$

$$K_m = 1.1047$$

#### 4.4.3.4.5. Factor de tamaño $K_s$ .

Este factor se determina a través de las Figuras 38, 39 tanto para la tensión de flexión y para la tensión de contacto.

**Figura 38.** Factor de tamaño de engranajes cónicos para la tensión de flexión.



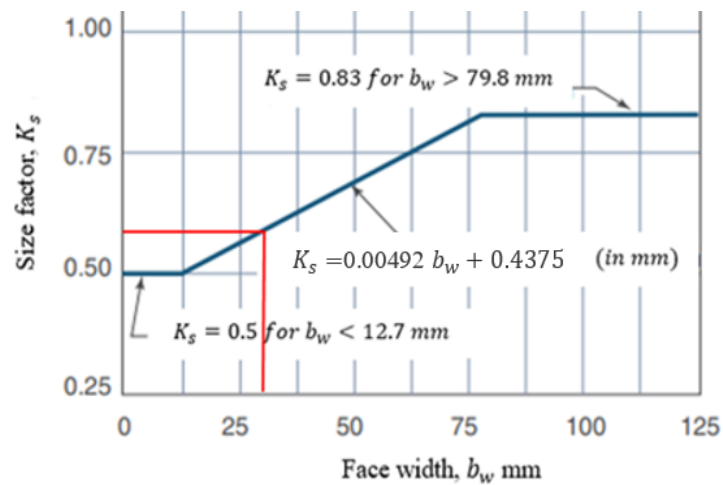
**Fuente:** SCHMID, 2014 [39].

$$K_{st} = 0.4867 + 0.008399(5)$$

$$K_{st} = 0.5286$$

El factor de tamaño para la tensión a flexión es 0.5286 con un valor del módulo  $m = 5$ .

**Figura 39.** Factor de tamaño de engranajes cónicos para la tensión de contacto o resistencia a picaduras.



**Fuente:** SCHMID, 2014 [39].

$$K_{sc} = 0.00492(29 \text{ mm}) + 0.4375$$

$$K_{sc} = 0.58$$

El factor de tamaño para tensión de contacto se elige en la línea inclinada ya que el resultado es 12.7. Entonces el valor del factor de tamaño es de 0.58 tomando en cuenta el ancho de la cara 29 mm.

#### **4.4.3.4.6. Factor de coronación $K_x$ .**

En los engranajes cónicos rectos los dientes se encuentran coronados longitudinalmente adaptándose a las desviaciones de los soportes y las cargas se aligeran generando un contacto localizado y tensiones superiores en todo el diente, si los dientes no se encuentran coronados el contacto localizado y las tensiones se trasladan al final del diente. Por ello AGMA recomienda utilizar el factor de coronación en el cálculo de tensión de contacto [39].

$$K_{xt} = \begin{cases} 1.5 & \text{para dientes correctamente coronados} \\ 2.0 & \text{(o mayor) para dientes no coronados} \end{cases}$$

Para los cálculos de tensión de contacto el valor de  $K_{xt}$  igual a 1.5 para dientes correctamente alineados.

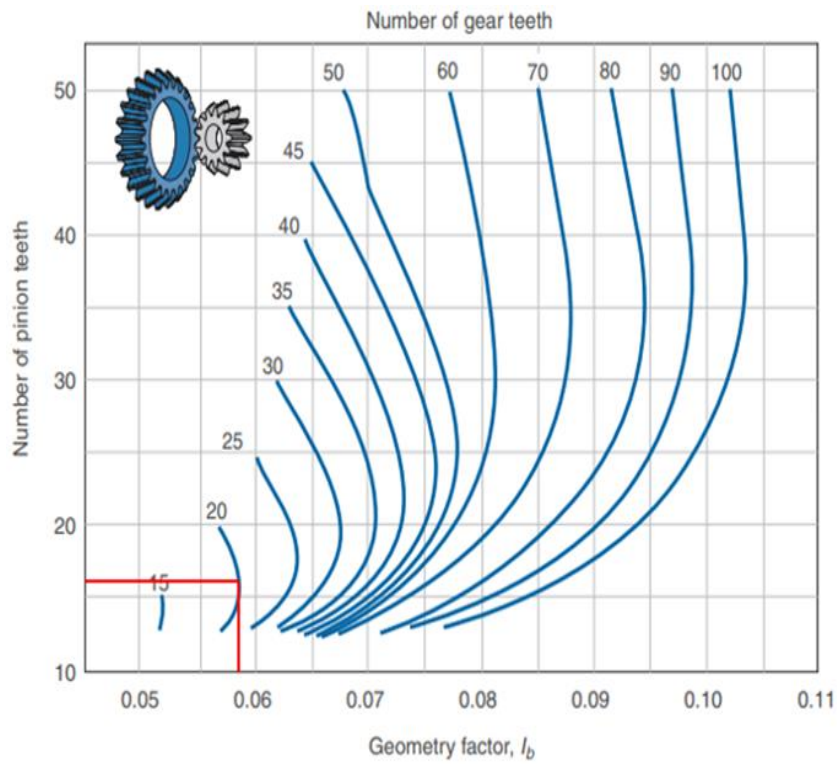
Para los cálculos de tensión de flexión en engranajes cónicos rectos, AGMA recomienda que ese  $K_{xc}$  sea igual a 1.

#### **4.4.3.4.7. Factores de geometría $I_b$ , $Y_b$ .**

El factor de geometría  $I_b$  se determina en la Figura 40, con el número de dientes del piñón igual a 12 y el número de dientes del engranaje igual a 20, esto nos da un  $I_b$  igual a 0.0583.

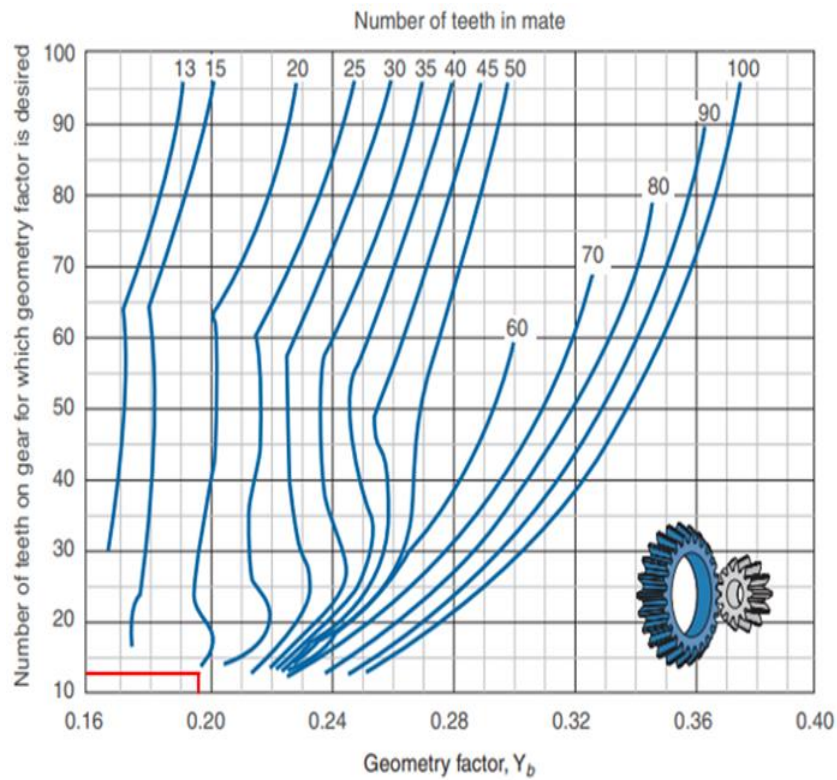
El factor de geometría  $Y_b$  se obtiene de la Figura 41, con el número de dientes en el engranaje para el que se desea el factor, en este caso para el piñón 12 dientes y número de dientes del engranaje acoplado es 20, el factor  $Y_b$  es igual a 0.196.

**Figura 40.** Factor de Geometría para tensión de contacto  $I_b$ .



**Fuente:** SCHMID, 2014 [39].

**Figura 41.** Factor de geometría para flexión  $Y_b$ .



**Fuente:** SCHMID, 2014 [39].

#### 4.4.3.4.8. Módulo de elasticidad efectivo E'.

Este módulo relaciona dos de las propiedades del material: el módulo de elasticidad o módulo de Young, que es la parte lineal elástica en la curva de tensión deformación. Mientras que la relación de Poisson relaciona la tensión axial con la tensión transversal del material.

En Figura 42 se observa el módulo de elasticidad y la relación de Poisson de varios materiales.

**Figura 42.** Módulo de elasticidad de algunos materiales.

Material usado	Relación de Poisson	Módulo de elasticidad,			
		GPa	Mpsi	A	B
Acero	0.291	207	30.0	0.787 15	0.628 73
Aluminio	0.334	71	10.3	0.796 70	0.638 16
Cobre	0.326	119	17.3	0.795 68	0.635 53
Hierro fundido gris	0.211	100	14.5	0.778 71	0.616 16
Expresión general				0.789 52	0.629 14

**Fuente:** BUDYNAS Y NISBETT, 2012 [6] .

Se calcula con la ecuación 59, la cual está basada para dos materiales distintos por ello se simplifica para un solo material.

$$E' = \frac{2}{\frac{(1 - \nu_a^2)}{E_a} + \frac{(1 - \nu_b^2)}{E_b}}$$

**EC. 63.** Módulo de elasticidad efectivo.

$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2}$$

$$E' = \frac{207 * 10^9 \text{ Pa}}{1 - (0.291)^2}$$

$$E' = 226 \text{ GPa}$$

#### 4.4.3.4.9. Cálculo de la tensión de flexión AGMA.

$$\sigma_t = \frac{2T_{pt}}{mb_w D_p} \frac{K_o K_v K_{st} K_m}{K_{xt} Y_b}$$

$$\sigma_t = \frac{2(100 \text{ Nm})}{0.005 \text{ m}(0.029 \text{ m})(0.06 \text{ m})} \frac{(1.25)(1.0756)(0.5286)(1.1047)}{(1)(0.196)}$$

$$\sigma_t = 92084596.84 \text{ Pa} = 92.08459684 \text{ MPa} * \frac{1 \text{ ksi}}{6.895 \text{ Mpa}} = 13.3553 \text{ ksi}$$

#### 4.4.3.4.10. Cálculo de la tensión de contacto AGMA.

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{T_{pc} E'}{\pi b_w D_p^2 I_b} K_o K_v K_m K_{sc} K_{xc}}$$

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{(100 \text{ Nm})(226 * 10^9 \text{ Pa})}{\pi(0.029)(0.06 \text{ m})^2(0.0583)} (1.25)(1.0756)(1.1047)(0.58)(1.5)}$$

$$\sigma_c = 1235824962 \text{ Pa} = 1235.824962 \text{ MPa} * \frac{1 \text{ ksi}}{6.895 \text{ Mpa}} = 179.2349 \text{ ksi}$$

#### 4.4.3.5. Selección del material para los engranajes.

Para la selección del material de engranaje se utilizan los valores del número de esfuerzo flexionante admisible y el número de esfuerzo de contacto admisible calculados anteriormente. En la Tabla 23 se necesita un valor de dureza superficial 55-64 HRC, según los datos seleccionados en el apartado 4.4.3.4.1. para el factor del material y la superficie de cementado es de grado 1.

En el Anexo 15 se puede observar que el material seleccionado y disponible en el país para cementación es un acero AISI 8620, con una dureza superficial de 61 HRC, una resistencia a la tensión de 1150 MPa, resistencia a la fluencia 827 MPa y una dureza Brinell HB de 341. Para realizar el tratamiento se realiza templado una vez en aceite y revenido (SOQT) a 450 °F.g

**Tabla 23.** Número de esfuerzos admisibles para materiales de engranajes de acero templado.

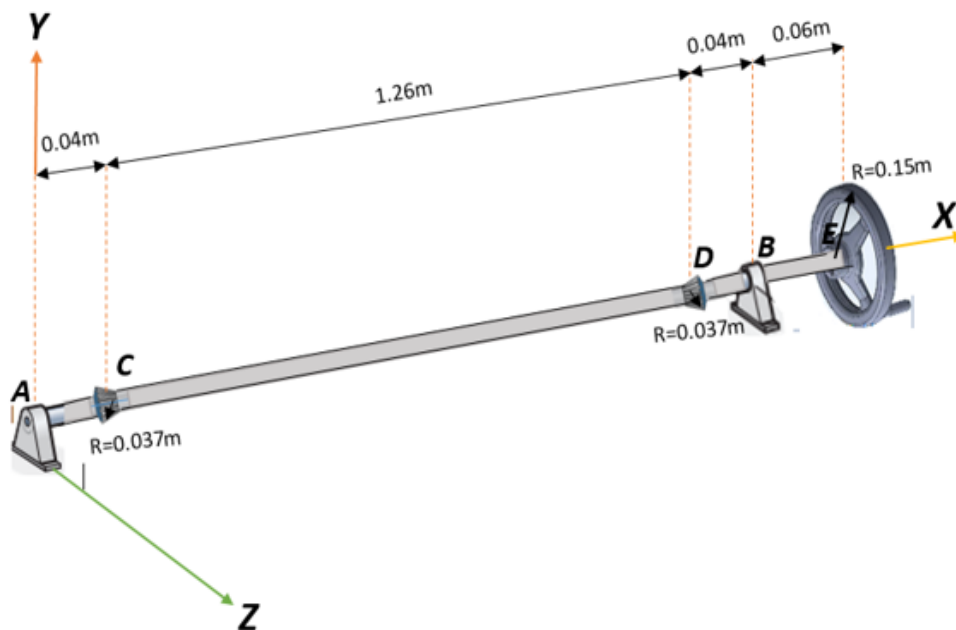
Dureza superficial	Número de esfuerzo flexionante admisible [ksi]			Número de esfuerzo de contacto admisible [ksi]		
	Grado 1	Grado 2	Grado 3	Grado 1	Grado 2	Grado 3
Templado por llama o por inducción:						
50 HRC	45	55	-	170	190	-
54 HRC	45	55	-	175	195	-
Cementado y templado:						
55-64 HRC	55	-	-	180	-	-
58-64 HRC	55	65	75	180	225	275

Fuente: MOTT, 2006 [41].

#### 4.4.4. Cálculo para el eje.

En la Figura 43 se puede observar el plano de conjunto en cual se encuentra el eje acoplado con el volante, que tiene un radio de 0.15 m. Además de sus dos engranajes cónicos los cuales transmiten el torque hacia los piñones cónicos que están conectados a los tornillos de potencia.

**Figura 43.** Plano de conjunto.

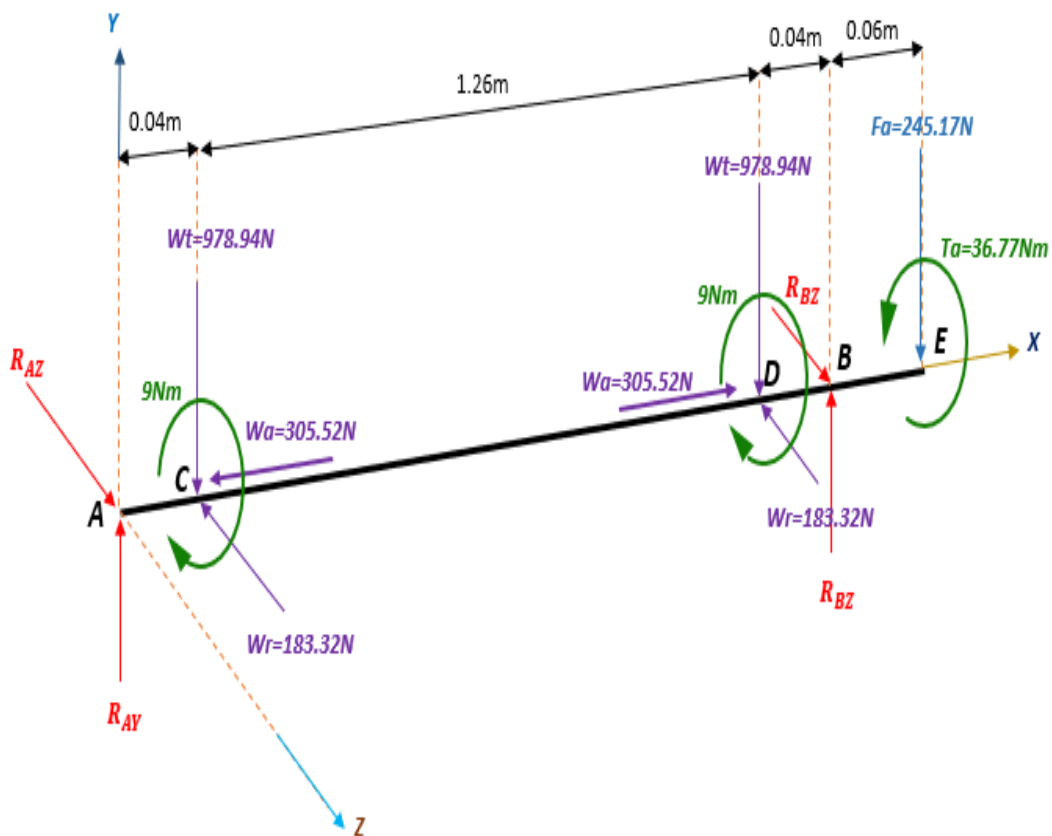


Elaborado por: AUTOR.

Se realiza un diagrama de cuerpo libre donde se identifican todas las fuerzas y las reacciones que están actuando en el eje.

En la Figura 44, se pueden observar las fuerzas que actúan en el eje. La fuerza con color azul aplicada por una persona se determina en la Ecuación 43. Así como el torque aplicado manualmente en color verde con la Ecuación 44. Las fuerzas con color púrpura son las ejercidas por los engranajes cónicos se determinan con las Ecuaciones 52,53 y 54. Las reacciones en los apoyos con color rojo se determinan a continuación.

**Figura 44.** Diagrama de cuerpo libre.

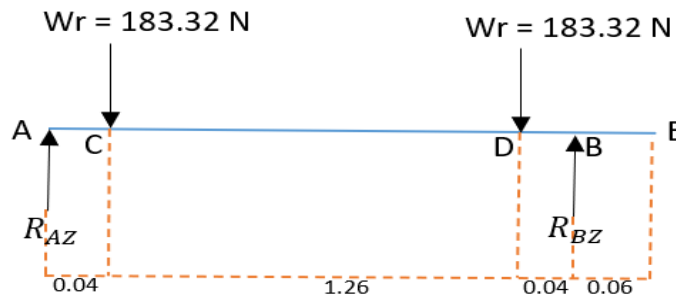


**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.4.4.1. Cálculo de las cargas en el plano z-x.

En el diagrama de cargas de la Figura 45 se observan las fuerzas que están actuando sobre el eje donde se deben determinar las reacciones generadas en los apoyos.

**Figura 45.** Diagrama de cargas en el plano z-x.



**Elaborado por:** AUTOR.

Por lo tanto, la sumatoria de momentos en A se determina:

$$\sum M_A = 0$$

**EC. 64.** Sumatoria de momentos en el punto A, plano z-x.

$$183.32 \text{ N} * 0.04 \text{ m} + 183.32 * 1.30 \text{ m} - R_{BZ} * 1.34 \text{ m} = 0$$

$$R_{BZ} * 1.34 \text{ m} = 183.32 \text{ N} * 0.04 \text{ m} + 183.32 * 1.30 \text{ m}$$

$$R_{BZ} = \frac{245.648 \text{ Nm}}{1.34 \text{ m}}$$

$$R_{BZ} = 183.32 = R_{AZ}$$

Puntos máximos de momentos para cada fuerza.

Momento de Flexión en C

$$M_{AZ} = M_{BZ} = 0$$

$$M_{CZ} = 183.32 \text{ N} * 0.04 \text{ m} = 7.33 \text{ Nm}$$

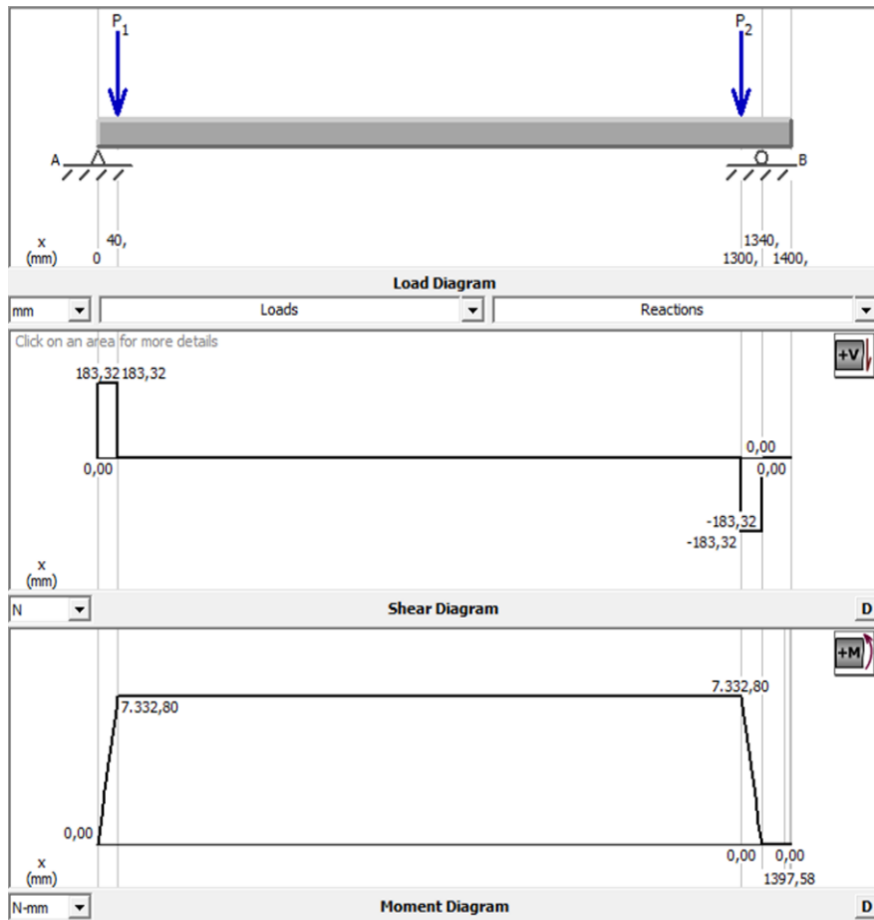
Momento de Flexión en D

$$M_{DZ} = 183.32 \text{ N} * 1.3 \text{ m} - 183.32 \text{ N} * 1.26 \text{ m}$$

$$M_{DZ} = 7.33 \text{ Nm}$$

A continuación, en la Figura 46 se muestran los resultados obtenidos a través de software MDSolids, las reacciones calculadas anteriormente, los diagramas de esfuerzo cortante y momento máximo.

**Figura 46.** Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano z-x.



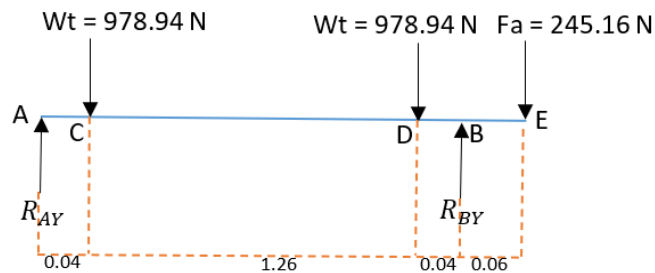
**Fuente:** MDSOLIDS.

**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.4.4.2. Cálculo de las cargas plano y-x.

En el diagrama de cargas de la Figura 47 se observan las fuerzas que están actuando sobre el eje donde determinar las reacciones generadas en los apoyos, en este caso interviene otra fuerza que es la aplicada por una persona en el punto E.

**Figura 47.** Diagrama de cargas en el plano y-x.



**Elaborado por:** AUTOR.

Por lo tanto, se determina aplicando la sumatoria de momentos en A igual a cero.

$$\sum MA = 0$$

**EC. 65.** Sumatoria de momentos en el punto A, plano y-x.

$$R_{BY} * 1.34 \text{ m} = 978.94 \text{ N} * 0.04 \text{ m} + 978.94 \text{ N} * 1.30 \text{ m} + 245.16 \text{ N} * 1.4 \text{ m}$$

$$R_{BY} = \frac{1655 \text{ Nm}}{1.34 \text{ m}} = 1235.07 \text{ N}$$

Para determinar la reacción en el punto A se puede realizar nuevamente la sumatoria de momentos en el punto E.

$$\sum ME = 0$$

**EC. 66.** Sumatoria de momentos en el punto E, plano y-x.

$$R_{AY} * 1.4 \text{ m} = -1235.07 \text{ N} * 0.06 \text{ m} + 978.94 \text{ N} * 0.1 \text{ m} + 978.94 \text{ N} * 1.36 \text{ m}$$

$$R_{AY} = \frac{1355.148 \text{ Nm}}{1.4 \text{ m}} = 967.96 \text{ N}$$

Puntos máximos de momentos para cada fuerza.

Momento de Flexión en C  $M_{AY} = M_{EY} = 0$

$$M_{CY} = 967.96 \text{ N} * 0.04 \text{ m} = 38.72 \text{ Nm}$$

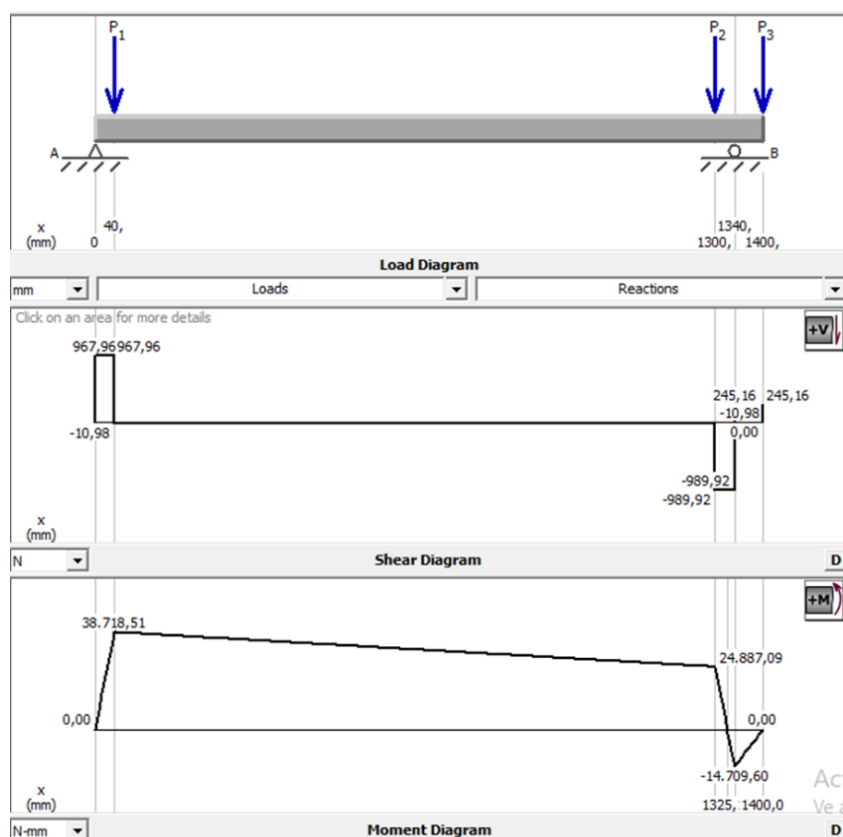
Momento de Flexión en D  $M_{DY} = 967.96 \text{ N} * 1.3 \text{ m} - 978.94 \text{ N} * 1.26 \text{ m}$

$$M_{DY} = 24.88 \text{ Nm}$$

Momento de Flexión en B  $M_{BY} = -245.16 \text{ N} * 0.06 \text{ m} = -14.71 \text{ Nm}$

A continuación, en la Figura 48 se muestran los resultados obtenidos a través de software MDSolids, las reacciones calculadas anteriormente, los diagramas de esfuerzo cortante y momento máximo.

**Figura 48.** Diagrama de esfuerzo cortante y momento plano y-x.



**Fuente:** MDSOLIDS.

**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.4.4.3. Cálculo del momento máximo.

De los diagramas de momento de la Figura 46 y 48, se extraen los valores máximos para calcular la resultante que está dada por la ecuación 63.

$$M_{\text{Máx}} = \sqrt{(7.33)^2 + (38.72)^2} \quad \text{EC. 67. Momento máximo.}$$

$$M_{\text{Máx}} = 39.2407 \text{ Nm}$$

#### 4.4.4.4. Selección del material para el eje.

El acero de transmisión AISI-SAE 1018 laminado en frío, es de bajo- medio carbono tiene buena soldabilidad y maquinabilidad, se utiliza para componentes de maquinaria, piezas como, pines, cuñas, rodillos, remaches, piñones pesadores, aplicaciones de lámina y tornillos [41]. Las propiedades mecánicas del material se muestran en el Anexo 13.

**Tabla 24.** Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 1018.

Propiedades	Valores
Dureza	126 HB (71 HRB)
Esfuerzo de fluencia	370 MPa
Esfuerzo máximo	440 MPa
Elongación máxima	15% en 50 mm
Reducción de área	40%
Módulo de elasticidad	205 GPa

**Fuente:** VAZBROS.

**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.4.4.5. Cálculo para el diámetro del eje.

Para calcular el diámetro de ejes sólidos se aplica el código de diseño ASME para ejes de transmisión, este procedimiento asegura que tenga el diámetro correcto para una vida útil adecuada, la ecuación para calcular el diámetro del eje está dada por.

$$D_{\text{eje}} = \left[ \frac{32 n_s}{\pi} \sqrt{\left( \frac{M_{\text{Máx}}}{\sigma_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T_a}{\sigma_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad \text{EC. 68. Diámetro del eje.}$$

#### 4.4.4.5.1. Factor de seguridad para el eje.

Para considerar un factor de seguridad fiable que ofrezca la resistencia adecuada para su funcionamiento existen valores recomendados por Vidosek que son los siguientes [40] [43].

- 1,25 a 1,5 materiales fiables en condiciones controladas que se encuentran sometidos a cargas y tensiones conocidas con certeza.
- 1,5 a 2 para materiales sometidos bajo condiciones ambientales constantes sujetas a cargas y tensiones conocidas.
- 2 a 2,5 para materiales promedio que se encuentran sujetos a cargas y tensiones conocidas.

- 2.5 a 3 para materiales menos conocidos bajo condiciones promedio de cargas, tensiones y ambiente.
- 3 a 4 para materiales no ensayados bajo promedio de carga, esfuerzos y ambiente.

#### 4.4.4.5.2. Cálculo de límite de resistencia de la muestra de ensayo $\sigma'_e$ y sus factores.

para un elemento mecánico se estima mediante la siguiente ecuación.

$$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f k_g \sigma'_e$$

**EC. 69.** Límite elástico de resistencia del eje.

Si la tensión ubicada bajo consideración es mayor que  $\sigma_e$ , ocurrirá falla de componente debido a la fatiga. Por ello Mischke ha efectuado relaciones aproximadas entre el límite de resistencia de la muestra y ensayo  $\sigma'_e$  y la resistencia máxima a la tracción del material (sólo aceros) [40], [44].

$$\sigma'_e = 0.504 \sigma_{uts} \text{ para } \sigma_{uts} \leq 1400 \text{ Mpa}$$

$$\sigma'_e = 700 \text{ Mpa para } \sigma_{uts} \geq 1400 \text{ Mpa}$$

**EC. 70.** Resistencia máxima a la tracción del material.

Calculando el límite de resistencia  $\sigma'_e$  de la muestra de ensayo en  $\left(\frac{N}{m^2}\right)$ , como el esfuerzo último del material AISI-SAE 1018 según la Tabla 24 es de 440 MPa.

$$\sigma'_e = 0.504 \sigma_{uts} \text{ para } \sigma_{uts} \leq 1400 \text{ Mpa}$$

$$\sigma'_e = 0.504(440 \text{ Mpa})$$

$$\sigma'_e = 221.76 \text{ Mpa}$$

##### 4.4.4.5.2.1. Factor de acabado superficial $k_a$ .

El factor de acabado superficial se puede determinar por la Ecuación 67, donde los valores de a y b se especifican en la Figura 49.

$$K_a = a \sigma_{uts}^b$$

**EC. 71.** Factor de acabado superficial.

**Figura 49.** Valores para el factor de acabado superficial.

Surface finish	$a$ (MPa)	$b$
Ground	1.58	-0.085
M/c or cold-drawn	4.51	-0.265
Hot rolled	57.7	-0.718
Forged	272.0	-0.995

**Fuente:** Childs, 2014 [40].

Como el material es estirado en frío (cold drawn) la Figura 49 nos muestra los valores que adquiere  $a$  y  $b$  para reemplazar en la fórmula, con el esfuerzo último del material que es 440 MPa Tabla 24.

$$K_a = 4.51(440 \text{ Mpa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0.89879$$

#### 4.4.4.5.2.2. Factor de tamaño $k_b$ .

Este factor determina el tamaño del eje el cual se debe asumir un valor estimado para poder calcular dicho factor. Asumiendo un diámetro de 40 mm.

$$\text{Para } D'_{\text{eje}} < 50\text{mm: } k_b = \left(\frac{D'_{\text{eje}}}{7.62}\right)^{-0.1133}$$

**EC. 72.** Factor de tamaño.

$$\text{para } D'_{\text{eje}} > 50\text{mm: } k_b = 1.85D'_{\text{eje}}^{-0.19}$$

$$K_b = \left(\frac{40 \text{ mm}}{7.62}\right)^{-0.1133}$$

$$k_b = 0.8287$$

#### 4.4.4.5.2.3. Factor de fiabilidad $k_c$ .

El factor de fiabilidad se encuentra establecido por la norma ANSI/ ASME B106.1M-1985, donde los valores de  $k_c$  para los niveles de fiabilidad 0.99 y superiores son bastantes sensibles a la distribución de fallos asumida, por ello se toma un valor de 0.9 como fiabilidad nominal del eje, ver Figura 50.

**Figura 50.** Factores de confiabilidad para uso en la transmisión ASME ecuación del eje.

Fiabilidad nominal del eje	$k_c$
0,5	1.0
0,9	0,897
0,99	0,814
0,999	0,753

**Fuente:** Childs, 2014 [40].

#### 4.4.4.5.2.4. Factor de temperatura $k_d$ .

Puede ser  $k_d = 1$  si la temperatura se encuentra entre  $-57\text{ °C}$  y  $204\text{ °C}$ . En este caso la operación del eje es a temperatura ambiente.

#### 4.4.4.5.2.5. Factor de ciclo de trabajo $k_e$ .

Este factor se utiliza para tener en cuenta la carga de ciclo experimentada por el eje. Esto es en paradas y arranques, sobrecargas, cargas de impacto, etc. Para esto se requiere pruebas de fatiga del prototipo y realizar la cuantificación, entonces la norma recomienda que para ser conservadores se asuma  $k_e = 1$  [40].

#### 4.4.4.5.2.5. Factor de concentración de esfuerzo por fatiga $k_f$ .

Es utilizado para tener en cuenta las regiones de concentración de tensiones como: muescas, chaveteros, agujeros, está dada por:

$$k_f = \frac{1}{K_f}$$

**EC. 73.** Factor de concentración de esfuerzo por fatiga.

Donde  $K_f$  es el factor de concentración del esfuerzo de fatiga del componente, “q” es la sensibilidad de la muesca y  $k_t$  es el factor de concentración de tensión geométrica, su fórmula es:

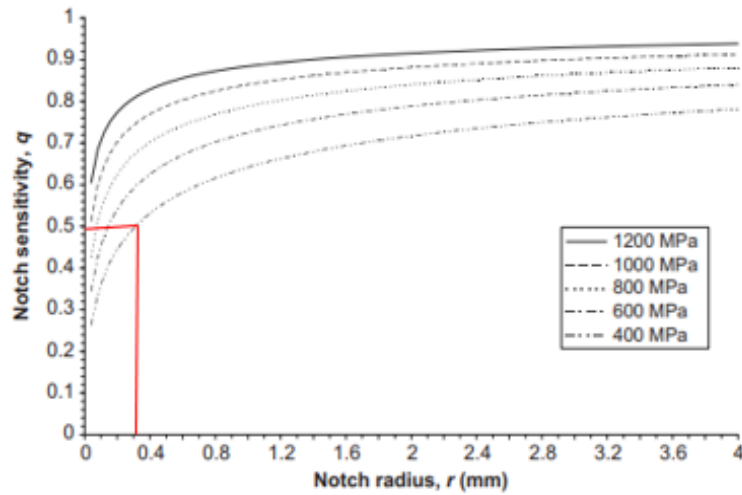
$$K_f = 1 + q(k_t - 1)$$

**EC. 74.** Factor de concentración de esfuerzo por fatiga del componente.

Para obtener el valor de “q”, se debe relacionar el valor de radio mínimo de la muesca ya que se encuentra a tope en cada sección del eje. Los valores mínimos se aproximan para

el radio de la muesca  $r_m = 0.3 \text{ mm}$  y el esfuerzo último a la tracción  $\sigma_{uts} = 440 \text{ Mpa}$  Tabla 24. En la Figura 51 se determina el valor de la sensibilidad de la muesca dando un valor de  $q = 0.5$ .

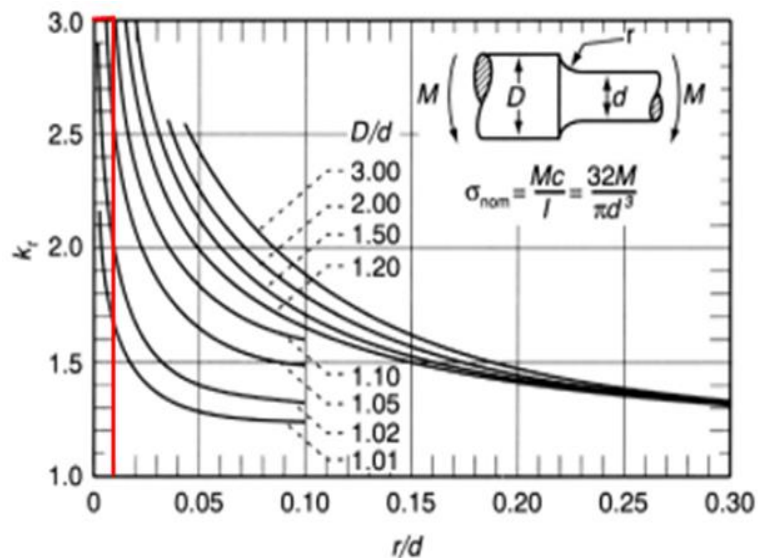
**Figura 51.** Índice de sensibilidad de muesca frente a radio de muesca para una gama de aceros sometidos a flexión invertida o cargas axiales invertidas.



**Fuente:** ANSI/ASME B106.1M-1985 [45].

El factor de concentración de tensión geométrica  $k_t$  se determina con la Figura 52, que relaciona el diámetro mayor y el diámetro menor del eje en la curva y el radio mínimo de la muesca sobre el diámetro menor en el plano horizontal.

**Figura 52.** Factor de concentración de tensiones para un eje sometido a flexión.



**Fuente:** ANSI/ASME B106.1M-1985 [45].

El factor establecido en la gráfica nos da un valor de  $k_t = 3$  y el valor de la sensibilidad de la muesca  $q = 0.5$ , reemplazando en la Ecuación 70.

$$K_f = 1 + q(k_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0.5(3 - 1)$$

$$K_f = 2$$

Reemplazar en el Factor de concentración de esfuerzo por fatiga  $k_f$  en la Ecuación 69.

$$K_f = \frac{1}{k_f}$$

$$k_f = \frac{1}{2}$$

$$k_f = 0.5$$

#### 4.4.4.5.2.5. Factor de efectos diversos $k_g$ .

Se utiliza para tener en cuenta las tensiones residuales, el tratamiento térmico, corrosión, la vibración, medio ambiente, revestimientos superficiales y cargas inusuales,  $k_g$  se toma como 1.

#### Calculando el límite elástico o resistencia $\sigma_e$ .

Con todos los factores establecidos se procede a reemplazar los datos en la Ecuación 64.

$$\sigma_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f k_g \sigma'_e$$

$$\sigma_e = 0.89879 * 0.8287 * 0.897 * 1 * 1 * 0.5 * 1 * 2.2176 \times 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_e = 74080043.88 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

## Determinación del diámetro del eje.

Con los valores calculados anteriormente se procede a calcular el diámetro del eje con la Ecuación 68.

- El factor de seguridad  $n_s = 2$  debido a que se conocen las cargas y es un material promedio.
- Momento máximo  $M_{Max} = 39.2407\text{Nm}$  (Ecuación 67).
- Límite de resistencia del artículo  $\sigma_e = 74080043.88 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$
- Esfuerzo de fluencia  $\sigma_y = 370 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$  (Tabla 24).
- Torque  $T_a = 36.77\text{Nm}$  (Ecuación 44).

$$D_{eje} = \left[ \frac{32 n_s}{\pi} \sqrt{\left( \frac{M_{Max}}{\sigma_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T_a}{\sigma_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_{eje} = \left[ \frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left( \frac{39.2407 \text{ Nm}}{74080043.88 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{36.77 \text{ Nm}}{370 \times 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} \right)^2} \right]^{1/3}$$

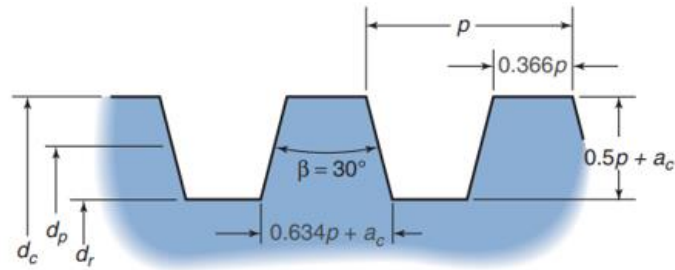
$$D_{eje} = 0.02219 \text{ m}$$

El diámetro determinado mínimo recomendado para resistir las cargas que interactúan en la funcionalidad del eje es de 22 mm, se puede dar selección a diámetros mayores con el mismo material seleccionado AISI-SAE 1018.

### 4.4.5. Cálculo del tornillo de potencia.

El tornillo de potencia es un elemento mecánico que es empleado para cambiar el movimiento giratorio (angular) en movimiento lineal, para tener mayor ventaja mecánica levantando peso ya que ejerce grandes fuerzas, estos tornillos utilizan perfil de rosca trapecoidal como se muestra en la Figura 53.

**Figura 53.** Detalles del perfil de rosca trapezoidal ISO.



**Fuente:** HAMROCK, 2014 [39].

Utilizando un diámetro de cresta de 36 mm como un criterio de diseño se determinan los datos en la Figura 54.

**Figura 54.** Diámetros de cresta, paso y áreas de tensión de tracción para roscas trapezoidales ISO.

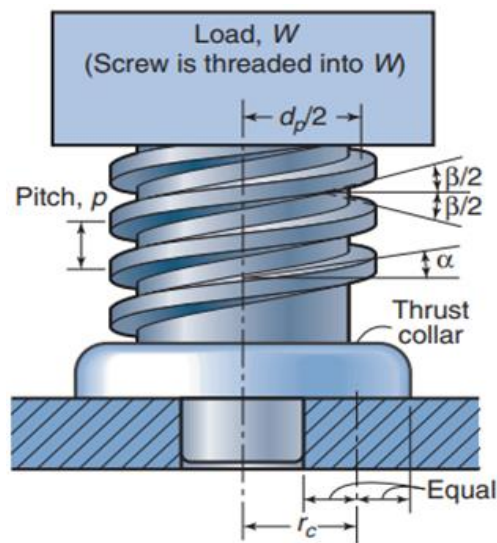
Crest diameter, $d_c$ mm	Pitch, $p$ mm	Pitch diameter, $d_p$ mm	Root diameter, $d_r$ mm	Tensile Stress Area $mm^2$
8	1.5	7.25	6.2	35.52
10	2	9.0	7.5	53.46
12	3	10.5	8.5	70.88
14	3	12.5	10.5	103.9
16	3	14.5	12.5	143.1
20	4	18.0	15.5	220.4
22	5	19.5	16.5	254.5
24	5	21.5	18.5	314.2
28	5	25.5	22.5	452.4
30	6	27.0	23.0	490.9
36	6	33.0	29.0	754.8
40	7	36.5	36.5	921.3
46	8	42.0	42.0	1225
50	8	46.0	46.0	1486
55	9	50.5	50.5	1791
60	9	55.5	55.5	2185
70	10	65.0	65.0	3019
80	10	75.0	75.0	4072
90	12	84.0	84.0	5090
100	12	94.0	94.0	6433
120	14	113.0	113.0	9246
125	14	122.0	122.0	10,477

**Fuente:** HAMROCK, 2014 [39].

#### 4.4.5.1. Fuerzas y torque aplicadas al tornillo de potencia.

En la Figura 55 de un tornillo de potencia se encuentra aplicada una carga  $W_{tp}$ , que puede subir o bajar cuando gire el tornillo, esta carga está montada como en una tuerca y un collar, el radio de collar  $r_c$  es en el punto medio de la superficie del collar que es donde actúa la fuerza, también se muestra el ángulo de rosca que es  $\beta = 30^\circ$  para roscas trapezoidales y el ángulo de avance  $\alpha$  está expresado como se muestra en la Ecuación 75.

**Figura 55.** Dimensiones y ángulos de un tornillo de potencia con collar.



**Fuente:** HAMROCK, 2014 [39].

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{l}{\pi d_p}$$

$$l = n_t p$$

**EC. 75.** Ángulo de avance del tornillo de potencia.

El diámetro de paso se encuentra establecido en la Figura 54 el valor de avance “l” se determina con el paso “p” y “n<sub>t</sub>” que es el número de hilos para el tornillo: si n<sub>t</sub> = 1 tiene un hilo, n<sub>t</sub> = 2 si tiene doble hilo y si n<sub>t</sub> = 3 si es de triple hilo.

$$l = 1(6 \text{ mm})$$

$$l = 6 \text{ mm}$$

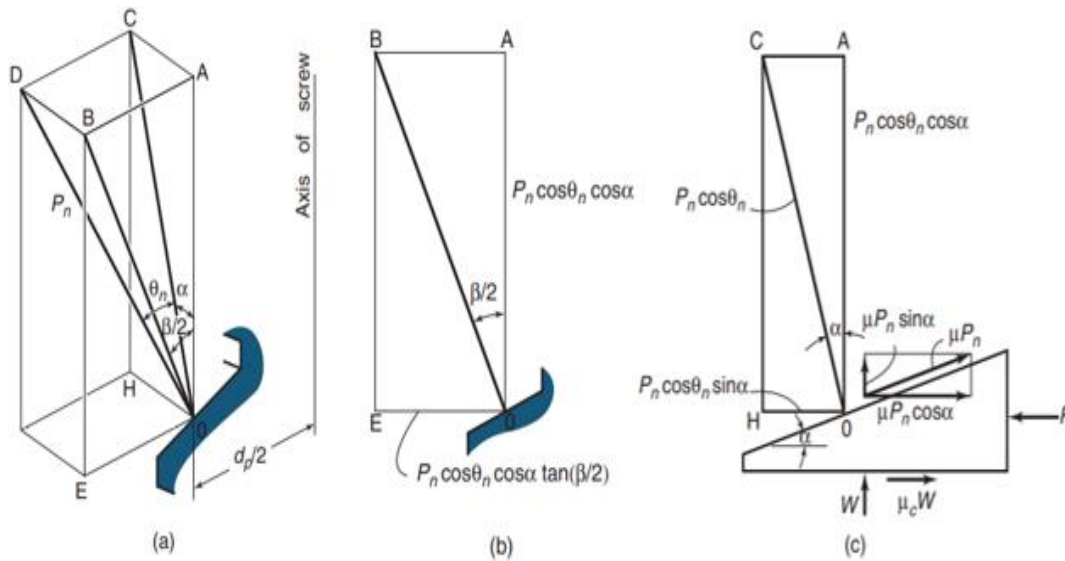
$$\alpha = \tan^{-1} \frac{6 \text{ mm}}{\pi(33 \text{ mm})}$$

$$\alpha = 3.3122^\circ$$

#### 4.4.5.2. Elevación de la carga.

Para calcular la fuerza P necesaria para elevar la carga W<sub>tp</sub>, se determinan las fuerzas que actúan en la rosca del tornillo. Esta fuerza neta está representada por una sola fuerza estáticamente equivalente P<sub>n</sub> como se muestra en la Figura 56a, que es normal a la superficie de la rosca.

**Figura 56.** Fuerzas que actúan en la elevación de la carga del tornillo de potencia. A) Fuerzas que actúan sobre paralelepípedos; b) las fuerzas que actúan sobre la sección axial; c) fuerzas que actúan sobre el plano tangencial.



**Fuente:** HAMROCK, 2014 [39].

El ángulo  $\theta_n$  se forma por la fuerza  $P_n$ , que está diagonal al paralelepípedo, el lado  $ABEO$  es la sección axial del perno y se muestra en la Figura 56b. En la figura 56a y b se puede decir que los lados  $AB$ ,  $CD$  y  $OE$  son iguales, entonces se puede decir:

$$\sin \theta_n = \cos \theta_n \cos \alpha \tan \frac{\beta}{2}$$

**EC. 76.** Ángulo  $\theta_n$  en función del seno.

Entonces:

$$\theta_n = \tan^{-1} \left[ \cos \alpha \tan \frac{\beta}{2} \right]$$

**EC. 77.** Ángulo  $\theta_n$ .

$$\theta_n = \tan^{-1} \left[ \cos 3.3122^\circ \tan \frac{30^\circ}{2} \right]$$

$$\theta_n = 14.976^\circ$$

En la Figura 56a,  $P_n$  que es la proyección de la carga en plano  $ABEO$  se encuentra inclinado y forma un ángulo  $\frac{\beta}{2}$  y el lado  $ACHO$  está ubicado en el plano tangente al punto de inclinación. La proyección de  $P_n$  en este plano se encuentra inclinado en el ángulo de

derivación,  $\alpha$ , calculada en el radio de paso del tornillo y se identifica en la Figura 56c. Esta figura no solo tiene componentes normales, también están actuando las fuerzas de fricción debido al tornillo y la tuerca, así como las fuerzas ocasionadas por el collar.

**EC. 78.** Sumatoria de fuerzas verticales.

$$P_n \cos \theta_n \cos \alpha = \mu P_n \sin \alpha + W_{tp}$$

Despejando:

$$P_n = \frac{W_{tp}}{\cos \theta_n \cos \alpha - \mu \sin \alpha}$$

**EC. 79.** Fuerza  $P_n$  para levantar la carga.

Todas las fuerzas de la rosca están actuando en el radio de paso de la rosca  $\frac{d_p}{2}$ , en la Figura 55 la fuerza del collar está actuando en radio de  $r_c$ . El par necesario para elevar la carga se obtiene multiplicando la fuerza horizontal por los radios apropiados.

$$T_r = P_n \left( \frac{d_p}{2} \right) (\cos \theta_n \sin \alpha + \mu \cos \alpha) + r_c \mu_c W_{tp}$$

**EC. 80.** Par necesario para elevar la carga en función de  $P_n$ .

Sustituyendo la Ecuación 79 en la 80.

$$T_r = W_{tp} \left[ \frac{\left( \frac{d_p}{2} \right) (\cos \theta_n \tan \alpha + \mu)}{\cos \theta_n - \mu \tan \alpha} + r_c \mu_c \right]$$

**EC. 81.** Par necesario para elevar la carga.

Considerando que  $\mu$  es el coeficiente de fricción entre las roscas y  $\mu_c$  coeficiente de fricción del collar.

#### 4.4.5.3. Descenso de la carga.

Al bajar la carga los componentes de la fuerza de fricción se vuelven negativos Figura 56c, y produce cierto cambio después de una suma de las fuerzas verticales.

$$P_n = \frac{W_{tp}}{\cos \theta_n \cos \alpha + \mu \sin \alpha}$$

**EC. 82.** Fuerza  $P_n$  para bajar la carga.

De la misma manera, el par requerido para bajar la carga se obtiene multiplicando las fuerzas horizontales por los radios apropiados. Por lo tanto, el torque para bajar la carga es:

$$T_1 = P_n \left( \frac{d_p}{2} \right) (\cos \theta_n \sin \alpha - \mu \cos \alpha) - r_c \mu_c W$$

**EC. 83.** Par necesario para bajar la carga en función de  $P_n$ .

Sustituyendo la Ecuación 82 en la 83.

$$T_1 = -W_{tp} \left[ \frac{\left( \frac{d_p}{2} \right) (\mu - \cos \theta_n \tan \alpha)}{\cos \theta_n + \mu \tan \alpha} + r_c \mu_c \right]$$

**EC. 84.** Par necesario para bajar la carga.

#### 4.4.5.4. Coeficiente de fricción $\mu$ y $\mu_c$ .

Los coeficientes de fricción deslizante para tornillos de potencia se encuentran entre 0.10 y 0.15 ya que la carga axial es independiente en la rosca de un tornillo al igual que la velocidad, esta disminuye con lubricantes pesados [6].

El coeficiente de fricción depende de la lubricación y los materiales del que se encuentren fabricados los tornillos de potencia. Se establece 0.15 para tornillos y tuerca de acero bien lubricados [41].

En las Figuras 57 y 58, se muestran los coeficientes de fricción para pares roscados de materiales comunes y para collarín de empuje.

**Figura 57.** Coeficientes de fricción de pares roscados.

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

**Fuente:** BUDYNAS Y NISBETT, 2012 [6].

**Figura 58.** Coeficientes de fricción del collarín de empuje.

Combinación	En operación	Arranque
Acero suave sobre hierro fundido	0.12	0.17
Acero duro sobre hierro fundido	0.09	0.15
Acero suave sobre bronce	0.08	0.10
Acero duro sobre bronce	0.06	0.08

**Fuente:** BUDYNAS Y NISBETT, 2012 [6].

#### 4.4.5.5. Eficiencia de un tornillo de potencia.

La eficiencia del mecanismo de un tornillo de potencia se relaciona la salida de trabajo y la entrada de trabajo, se puede expresar con la siguiente ecuación.

$$E_f = \frac{W_{tp} * l}{2\pi T_r} * 100\%$$

**EC. 85.** Eficiencia  
tornillo de potencia.

#### 4.4.5.6. Fuerza aplicada para el desmolde.

Se elabora una probeta de la vela de diámetro 21.4 mm y 19.5 mm de altura en el tubo o molde con su respectivo expulsor se derrite parafina y se llena hasta la altura, una vez solidificada la vela se procede a realizar la prueba que consiste en fijar el molde o tubo en un tornillo de banco con el expulsor hacia arriba procurando que no se deforme el tubo y se agrega peso en el expulsor poco a poco hasta que se desmolde.

La fuerza aplicada en la probeta se calcula con la siguiente Ecuación: masa de un objeto multiplicada por la gravedad se puede expresar como.

$$F_d = m_d * g$$

**EC. 86.** Fuerza de  
desmolde de la vela.

Este valor de fuerza debe de ser multiplicado por en número de tubos  $N_{\text{tubos}} = 166$ .

##### 4.4.5.6.1. Ensayo de probeta sin lubricación de aceite.

Este ensayo se coloca la probeta en el tornillo de banco y se agrega masa al expulsor, la cantidad utilizada para el desmolde es de 13.5 kg, calculando la fuerza de desmolde con la Ecuación 86.

$$F_{ds} = 13.5 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{ds} = 132.435 \text{ N} * 166$$

$$F_{ds} = 21.98 \text{ KN}$$

#### 4.4.5.6.2. Ensayo de probeta con lubricación de aceite.

La probeta tiene una capa de lubricante en la pared del molde para evitar que se adhiera la vela y se pueda desmoldar fácilmente, la cantidad de masa agregada en el expulsor para el desmolde en este caso fue de 4 kg, reemplazando en la Ecuación 86.

$$F_{da} = 4 \text{ kg} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_{da} = 39.2 \text{ N} * 166$$

$$F_{da} = 6.5 \text{ KN}$$

#### 4.4.5.6.3. Determinación de las cargas de los elementos del sistema de elevación.

las cargas que actúan en los tornillos de potencia se especifican en la Tabla 25, donde se encuentra agregada las cargas aplicadas para el desmolde de las velas con y sin lubricación calculadas anteriormente.

**Tabla 25.** Cargas que actúan sobre el tornillo de potencia.

<b>Elemento</b>	<b>Carga en (N)</b>
Mesa de elevación	294.3
Expulsor *166	113.99
Vástago *166	24.426
Platina guía de expulsor *6	17
<b>Total</b>	<b>449.716 N</b>
Carga aplicada al tornillo sin lubricación $W_{tp}$	$21.98 \text{ kN} + 0.449716 \text{ kN} = 22.429 \text{ kN}$
Carga aplicada al tornillo con lubricación	$6.5 \text{ kN} + 0.449716 \text{ kN} = 6.9497 \text{ kN}$

**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.4.5.7. Cálculo del par aplicado para levantar la carga.

Calculando el par para levantar la carga con la Ecuación 81, se remplazan los valores obtenidos anteriormente como la carga aplicada al tornillo sin lubricación  $W_{tp}$  especificada en la Tabla 25, esta consideración se toma con los criterios máximos, el  $d_p$  diámetro de paso se encuentra especificado en la Figura 54, el ángulo  $\theta_n$  se determina con la Ecuación 77, el ángulo de avance del tornillo de potencia  $\alpha$  calculado con la Ecuación 75 y los coeficientes de fricción  $\mu$  y  $\mu_c$  se muestran en las Figuras 57 y 58.

$$T_r = W_{tp} \left[ \frac{\left(\frac{d_p}{2}\right) (\cos \theta_n \tan \alpha + \mu)}{\cos \theta_n - \mu \tan \alpha} + r_c \mu_c \right]$$

$$T_r = 22429 \text{ N} \left[ \frac{\left(\frac{0.033 \text{ m}}{2}\right) (\cos 14.976^\circ \tan 3.3122^\circ + 0.17)}{\cos 14.976^\circ - 0.17 \tan 3.3122^\circ} + 0.022 \text{ m} \cdot 0.12 \right]$$

$$T_r = 146.646 \text{ Nm (sin lubricación)}$$

#### 4.4.5.8. Cálculo del par aplicado para bajar la carga.

Calculando el par para bajar la carga con la Ecuación 80, se utilizan los valores establecidos anteriormente, la Ecuación cambia el signo a negativo por el mismo hecho de que la carga desciende al accionar el tornillo de potencia.

$$T_l = -W_{tp} \left[ \frac{\left(\frac{d_p}{2}\right) (\mu - \cos \theta_n \tan \alpha)}{\cos \theta_n + \mu \tan \alpha} + r_c \mu_c \right]$$

$$T_l = -22429 \text{ N} \left[ \frac{\left(\frac{0.033 \text{ m}}{2}\right) (0.17 - \cos 14.976^\circ \tan 3.3122^\circ)}{\cos 14.976^\circ + 0.17 \tan 3.3122^\circ} + 0.022 \text{ m} * 0.12 \right]$$

$$T_l = -102.479 \text{ Nm (sin lubricación)}$$

#### 4.4.5.9. Cálculo de la eficiencia del tornillo de potencia.

Se realiza el cálculo con la Ecuación 85, donde se obtienen los valores como el avance “l” de la Ecuación 75, y el par aplicado para levantar la carga  $T_r$ .

$$E_f = \frac{W_{tp} * l}{2\pi T_r} * 100\%$$

$$E_f = \frac{22429 \text{ N} * 0.006}{2\pi(146.646 \text{ Nm})} * 100\%$$

$$E_f = 14.6\%$$

Esta eficiencia está determinada con el valor de la carga aplicada sin lubricación determinada como valores máximos de funcionamiento.

#### 4.4.5.10. Cálculo de esfuerzos torsión y compresión del tornillo de potencia.

Los esfuerzos nominales ejercidos en el cuerpo de los tornillos se pueden relacionar con los parámetros de la rosca de la siguiente forma. El esfuerzo cortante  $\tau$  nominal en torsión en el cuerpo del tornillo de potencia cuando se da momento de torsión  $T_r$  es:

$$\tau = \frac{16T_{r2}}{\pi d_r^3}$$

**EC. 87.** Esfuerzo cortante.

El par aplicado para levantar la carga  $T_r$  es dividido entre 2 ya que la carga se levanta con dos tornillos de potencia  $T_{r2}$ .

$$\tau = \frac{16(73.32 \text{ Nm})(10^3)}{\pi(29^3)}$$

$$\tau = 15.31 \text{ MPa}$$

El esfuerzo axial normal nominal del tornillo de potencia debido a la carga F se determina con la Ecuación 88.

$$\sigma = -\frac{F}{A} = -\frac{4F}{\pi d_r^2}$$

**EC. 88.** Esfuerzo axial normal nominal del tornillo de potencia.

$$\sigma = -\frac{4(11.2145 \text{ Nm})(10^3)}{\pi(29^2)}$$

$$\sigma = -16.978 \text{ MPa}$$

El valor establecido para F resulta de la división de  $W_{tp}$  entre 2, que es la carga aplicada al tornillo de potencia mostrado en la Tabla 25. Esta carga es distribuida para dos tornillos que actúan en el proceso de elevar y bajar la carga.

Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca.

$$\sigma_b = \frac{M}{Z}$$

$$M = \frac{Fp}{4}$$

$$Z = \frac{I}{c} = \frac{(\pi d_r n_t) \left(\frac{p}{2}\right)^2}{6} = \frac{\pi}{24} d_r n_t p^2$$

En este esfuerzo interviene la carga aplicada a los tornillos de potencia F, el paso “p”, el diámetro de la raíz  $d_r$  y el número de roscas de contacto  $n_t$ , por lo tanto.

$$\sigma_b = \frac{Fp}{4} \frac{24}{\pi d_r n_t p^2} = \frac{6F}{\pi d_r n_t p}$$

**EC. 89.** Esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca.

Para calcular el esfuerzo  $\sigma_b$ , F es igual a  $\frac{W_{tp}}{2}$  como son dos tornillos de potencia carga se divide para dos, este valor se obtiene de la Tabla 25, el número de roscas de contacto  $n_t = 1$  y el diámetro de raíz y el paso se especifica en la Figura 54.

Para un tornillo de potencia que levanta una carga, se encuentra en compresión y el paso de la rosca se reduce por deformación elástica. Mientras que la tuerca en contacto está en tensión y el paso de la rosca se estira. Esto nos dice que las tuercas en contacto no

comparten la carga de manera homogénea. Se han realizado experimentos que la primera rosca que se encuentra en contacto soporta 0.38 de la carga, la segunda cuerda soporta 0.25 y la tercera 0.18, las demás roscas estarán libres de carga. Al sustituir 0.38 F y al valor de número de roscas en contacto igual a 1 se obtiene el máximo nivel de esfuerzos en la combinación rosca-tuerca [6].

El esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca  $\sigma_b$  con una rosca que soporta 0.38F.

$$\sigma_b = \frac{6(0.38F)}{\pi d_r n_t p}$$

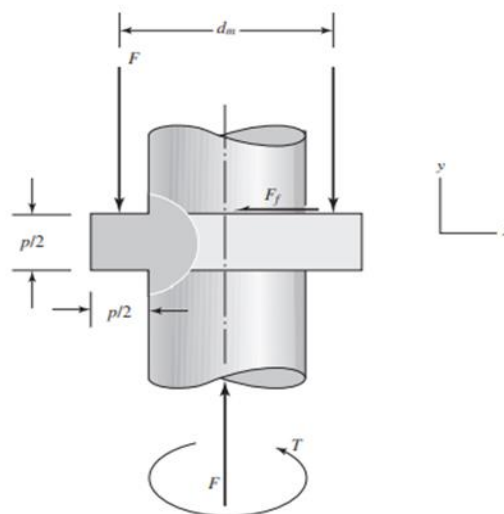
$$\sigma_b = \frac{6(0.38 * 11.2145 \text{ Nm})(10^3)}{\pi(29 \text{ mm})(1)(6 \text{ mm})}$$

$$\sigma_b = 46.775 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de Von Mises en la raíz de la rosca.

En el tornillo de potencia existe un esfuerzo cortante el cual se produce por el torque generado  $\tau$  Ecuación 87 es igual a  $\tau_{yz}$ . El cortante transversal que está en un extremo de la sección transversal de la raíz, formado por la flexión es cero. Los esfuerzos tridimensionales de la Figura 59 son.

**Figura 59.** Geometría del tornillo de potencia útil para calcular el esfuerzo flexionante y cortante transversal en la raíz de la rosca.



**Fuente:** BUDYNAS Y NISBETT, 2012 [6].

$$\begin{aligned}\sigma_x &= 46.775 \text{ MPa} & \tau_{xy} &= 0 \\ \sigma_y &= -16.978 \text{ MPa} & \tau_{yz} &= 15.31 \text{ MPa} \\ \sigma_z &= 0 & \tau_{zx} &= 0\end{aligned}$$

**EC. 91.** Esfuerzos tridimensionales del tornillo de potencia.

Calculando el esfuerzo de Von Mises en la raíz de la rosca.

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{\frac{1}{2}}$$

**EC. 90.** Esfuerzo de Von Mises en la raíz de la rosca.

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (46.775 + 16.978)^2 + (-16.978 - 0)^2 + (0 - 46.775)^2 + 6(15.31^2) \}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 63.035 \text{ MPa}$$

#### 4.4.5.10.1. Esfuerzos principales.

Para los esfuerzos principales en la Figura 59 se observa que no existen esfuerzos cortantes en la cara x, entonces significa que  $\sigma_x = \sigma_1$  es un esfuerzo principal, ver Ecuación 90. Los otros esfuerzos principales se pueden obtener utilizando la ecuación del esfuerzo plano.

$$\sigma_2, \sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

**EC. 92.** Esfuerzos principales.

Se reemplaza solamente el valor de  $\sigma_y$  y  $\tau_{yz}$  de la ecuación 86, ya que no existe ningún otro esfuerzo.

$$\frac{0 - 16.978 \text{ MPa}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{0 - 16.978 \text{ MPa}}{2}\right)^2 + (15.31 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3 = 46.775 \text{ MPa}, 9.017 \text{ MPa}, -25.995 \text{ MPa}$$

Al sustituir los esfuerzos principales en la Ecuación de Von Mises.

$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{EC. 93. Esfuerzo de Von Mises.}$$

$$\sigma' = \left[ \frac{(46.775 - 9.017)^2 + (9.017 - (-25.995))^2 + (-25.995 - 46.775)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 63.035 \text{ MPa}$$

Calculando el esfuerzo cortante máximo.

El esfuerzo cortante máximo es igual a un esfuerzo cortante principal  $\tau_{\text{máx}} = \tau_{1/3}$ , por su puesto cuando los esfuerzos principales están ordenados  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ .

$$\tau_{\text{máx}} = \tau_{1/3}$$

EC. 94. Esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{46.775 \text{ MPa} + 25.995 \text{ MPa}}{2}$$

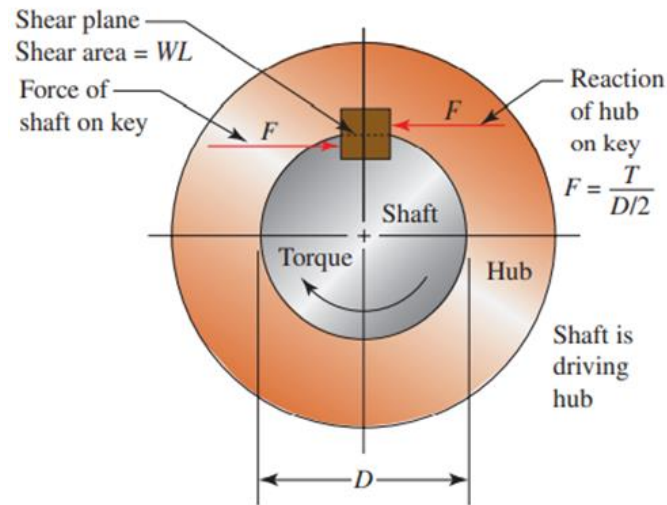
$$\tau_{\text{máx}} = 36.385 \text{ MPa}$$

#### 4.4.6. Diseño para chavetas o cuñas.

Las chavetas conectan un miembro impulsor que puede ser una polea, engrane o catalina, con un eje que lo soporta, como se muestra en la Figura 60. Este puede estar accionado con un torque el cual genera el movimiento hacia los elementos mecánicos.

Las chavetas están diseñadas para fallar cuando el par excede el valor crítico, esta falla puede ser por esfuerzos cortantes o de compresión. Para ello es ideal diseñar en base al límite elástico o la resistencia máxima [29].

**Figura 60.** Fuerzas que actúan en la chaveta.



**Fuente:** MOTT, 2018 [46].

#### 4.4.6.1. Cálculo para chavetas o cuñas.

Para un eje de 22 milímetros de diámetro se diseña una chaveta de perfil con material de acero de bajo carbono AISI-SAE 1020 que tiene un límite elástico  $S_y = 295$  MPa especificaciones en el Anexo 16 y el factor de seguridad seleccionado  $n_{sc} = 3$ , que es el comúnmente usado en aplicaciones industriales.

**Figura 61.** Dimensiones y selección de las chavetas paralelas planas.

Shaft diameter $d$ , mm	Key width $w$ , mm	Key thickness $h$ , mm	Chamfer $s$ , mm	Available Lengths <sup>a</sup> $l$ , mm
6-8	2	2	0.16-0.25	6-20
8-10	3	3	0.16-0.25	6-36
10-12	4	4	0.16-0.25	8-45
12-17	5	5	0.25-0.40	10-56
17-22	6	6	0.25-0.40	14-70
22-30	8	7	0.25-0.40	18-90
30-38	10	8	0.40-0.60	22-110
38-44	12	8	0.40-0.60	28-140
44-50	14	9	0.40-0.60	36-160
50-58	16	10	0.40-0.60	45-180
65-75	20	12	0.60-0.80	50-200
75-85	22	14	0.60-0.80	56-220
85-95	25	14	0.60-0.80	63-250
95-110	28	16	0.60-0.80	70-280

<sup>a</sup> Standard lengths are 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280.

**Fuente:** HAMROCK, 2014 [39].

Cálculo de la longitud de la chaveta.

$$l_{ch} = \frac{4T_{r2}n_{sc}}{S_y w D_{eje}}$$

**EC. 95.** Longitud de la chaveta.

Para la longitud de la chaveta se reemplazan los datos calculados y seleccionados anteriormente, como el límite elástico del material de la chaveta  $S_y$ , factor de seguridad, el ancho de la chaveta  $w$  en la Figura 61, el diámetro del eje obtenido con la Ecuación 68 y el torque o par transmitido calculado en el apartado 4.4.5.7,  $T_r$  dividido para dos, dando  $T_{r2}$ .

$$l_{ch} = \frac{4(73.32 \text{ Nm})(3)}{(295 \text{ Mpa})(0.008 \text{ m})(0.022 \text{ m})(10^6)}$$

$$l_{ch} = 0.01694 \text{ m}$$

#### 4.4.6.1.1 Fallo por cizalladura.

La fuerza de cizallamiento aplicada a la chaveta viene dada por:

$$F_{corte} = \frac{T_{r2}}{\frac{D_{eje}}{2}} = \frac{2T_{r2}}{D_{eje}}$$

**EC. 96.** Fuerza de cizallamiento.

$$F_{corte} = \frac{2 * 73.32 \text{ Nm}}{0.022 \text{ m}}$$

$$F_{corte} = 6.665 \text{ KN}$$

Calculando el esfuerzo cortante generado en la chaveta, recordando que la tensión cortante máxima es igual al límite elástico en cizallamiento  $\tau_{max} = S_{sy} = \frac{S_y}{2}$ .

$$\tau_{corte} = \frac{S_y}{2n_{sc}} = \frac{F_{corte}}{A_{ch}}$$

**EC. 97.** Esfuerzo cortante para la chaveta.

$$\tau_{corte} = \frac{F_{corte}}{A_{ch}}$$

$$\tau_{\text{corte}} = \frac{6.665 \text{ kN}}{0.008 \text{ m} * 0.01694 \text{ m}}$$

$$\tau_{\text{corte}} = 49.18 \text{ MPa}$$

El área de la chaveta se calcula con el ancho  $w$  de la Figura 6, por la longitud de la chaveta calculada en la Ecuación 95. Estableciendo el esfuerzo cortante igual a un esfuerzo de diseño en cizallamiento para la teoría de falla de esfuerzo cortante máximo. El límite elástico del material para la chaveta y el factor de seguridad se encuentran especificadas en el apartado 4.4.6.1.

$$\tau_d = \frac{S_y}{2n_{sc}}$$

**EC. 99.** Esfuerzo cortante de diseño.

$$\tau_d = \frac{295 \text{ MPa}}{2(3)}$$

$$\tau_d = 49.16 \text{ MPa}$$

Entonces la longitud mínima requerida en cizalladura para la chaveta es:

$$l_{\text{min}_c} = \frac{2T_{r2}}{\tau_d D_{\text{eje}} w}$$

**EC. 98.** Longitud mínima de la chaveta en cizalla.

$$l_{\text{min}_c} = \frac{2(73.32 \text{ Nm})}{49.16 \text{ MPa}(0.022 \text{ m})(0.008 \text{ m})(10^6)}$$

$$l_{\text{min}_c} = 0.01694 \text{ m}$$

El par que provoca la deformación plástica de la chaveta se obtiene a través de la ecuación.

$$T_{\text{ch}} = \frac{S_y A_{\text{ch}} D_{\text{eje}}}{4n_{sc}}$$

**EC. 100.** Par que provoca la deformación plástica de la chaveta.

$$T_{\text{ch}} = \frac{295 \text{ MPa} (0.008 \text{ m} * 0.01694 \text{ m})(0.022 \text{ m})(10^6)}{4(3)}$$

$$T_{ch} = 73.29 \text{ Nm}$$

#### 4.4.6.1.2. Fallo por esfuerzo de compresión o aplastamiento.

La altura de la chaveta  $h_{ch}$  al igual que las demás dimensiones son datos especificados en la Figura 61 y la longitud de la chaveta es obtenida de la Ecuación 95.

El esfuerzo de aplastamiento está dado por:

$$\sigma_{aplas} = \frac{2T_{ch}}{D_{eje}l_{ch}h_{ch}} = \frac{4T_{ch}}{d_{eje}l_{ch}h_{ch}}$$

**EC. 101.** Esfuerzo de aplastamiento.

$$\sigma_{aplas} = \frac{4(73.29 \text{ Nm})}{0.022 \text{ m} * 0.01694 \text{ m} * 0.007 \text{ m}}$$

$$\sigma_{aplas} = 112.375 \text{ MPa}$$

Esfuerzo de diseño en aplastamiento se define como:

$$\sigma_d = \frac{S_y}{n_{sc}}$$

**EC. 102.** Esfuerzo de diseño en aplastamiento.

$$\sigma_d = \frac{295 \text{ Mpa}}{3}$$

$$\sigma_d = 98.33 \text{ MPa}$$

La longitud mínima requerida de la chaveta en aplastamiento.

$$l_{min_a} = \frac{4T_{ch}}{\sigma_d D_{eje} h_{ch}}$$

**EC. 103.** Longitud mínima de la chaveta en aplastamiento.

$$l_{min_a} = \frac{4(73.32 \text{ Nm})}{98.33 \text{ MPa}(0.022 \text{ m})(0.007 \text{ m})(10^6)}$$

$$l_{min_a} = 0.01936 \text{ m}$$

La longitud mínima requerida para la chaveta es de 16.94 milímetros para el corte por cizalladura y en el esfuerzo de aplastamiento la longitud mínima es de 19.36 milímetros, según la Figura 61 la longitud óptima de la chaveta está en un rango de 18 a 90 milímetros para el cual se toma una longitud estándar de 20 milímetros para el diseño. Se realiza el recálculo para los dos esfuerzos.

#### 4.4.6.1.3. Recálculo del esfuerzo de cizallamiento.

$$\tau_{\text{corte}} = \frac{F_{\text{corte}}}{A_{\text{ch}}}$$

$$\tau_{\text{corte}} = \frac{6.665 \text{ kN}}{0.008 \text{ m} * 0.02 \text{ m}}$$

$$\tau_{\text{corte}} = 41.656 \text{ Mpa} \leq \tau_d = 49.16 \text{ Mpa}$$

#### 4.4.6.1.5. Recálculo del esfuerzo de compresión o aplastamiento.

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{4T_{\text{ch}}}{d_{\text{eje}} l_{\text{ch}} h_{\text{ch}}}$$

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{4(73.32 \text{ Nm})}{0.022 \text{ m} * 0.02 \text{ m} * 0.007 \text{ m}}$$

$$\sigma_{\text{aplas}} = 95.22 \text{ Mpa} \leq \sigma_d = 98.33 \text{ Mpa}$$

Con los valores de 20 mm en la longitud de la chaveta, los esfuerzos tanto como de cizalla y aplastamiento cumplen con las condiciones de diseño calculadas.

#### 4.4.7. Diseño de estructura para soporte.

Para la parte de la estructura de soporte es necesario acudir a un proceso de selección del material, la geometría, y el espesor para que se encuentre en óptimo funcionamiento, la estructura debe soportar el banco de tubos, el fluido que es el agua, la parafina, además del sistema de expulsión de las velas y demás accesorios.

**Tabla 26.** Peso de cada uno de los componentes instalados en la estructura.

Componentes	Peso [kg]	Carga [N]	Subtotal de cargas
<b>Carga 1</b>			
Banco de tubos	90	882.9	$\sum$ carga 1 = 2017.51 N
Agua	94.71	929.10	
Parafina	13.68	134.2	
Centrador de piolas	7.27	71.31	
<b>Carga 2</b>			
Mesa elevación	30.6	300.2	$\sum$ carga 2 = 1366.64 N
Platinas guía expulsor	4.2	41.2	
Expulsores	18.6	182.46	
Porta piolas	20	196.2	
Piolas	24.9	244.27	
Latas para la vela	8	78.48	
Plancha de eje	6	58.86	
Centradores de eje	1.5	14.71	
Eje	4.25	41.7	
Engranajes	2.72	26.68	
Tornillos de potencia	14.54	142.64	
Volante	4	39.24	

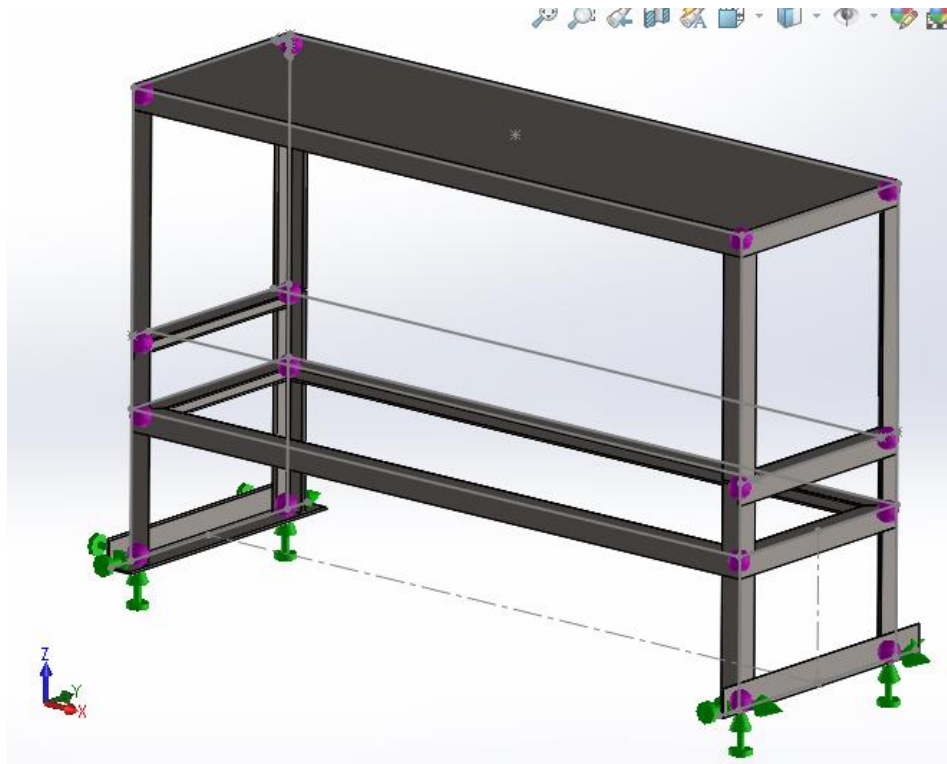
**Elaborado por: AUTOR.**

#### **4.4.7.1. Análisis estático de la estructura principal.**

Para realizar el análisis estático se define los puntos fijos en la estructura, los cuales se encuentran en la parte inferior como se muestra en la Figura 62, la máquina queda en un sitio especificado y no tendrá movimiento de su punto fijo en ningún momento de su funcionamiento.

A continuación, en la Figura 63 se ubican las cargas que se encuentran en la estructura principal que se encuentran detalladas en la Tabla 26, la fuerza 1 establecida por 4 componentes se distribuyen en la cara superior de la plancha del plano horizontal en color verde y la fuerza 2 establecida por 12 componentes se divide para los 4 elementos verticales color lila.

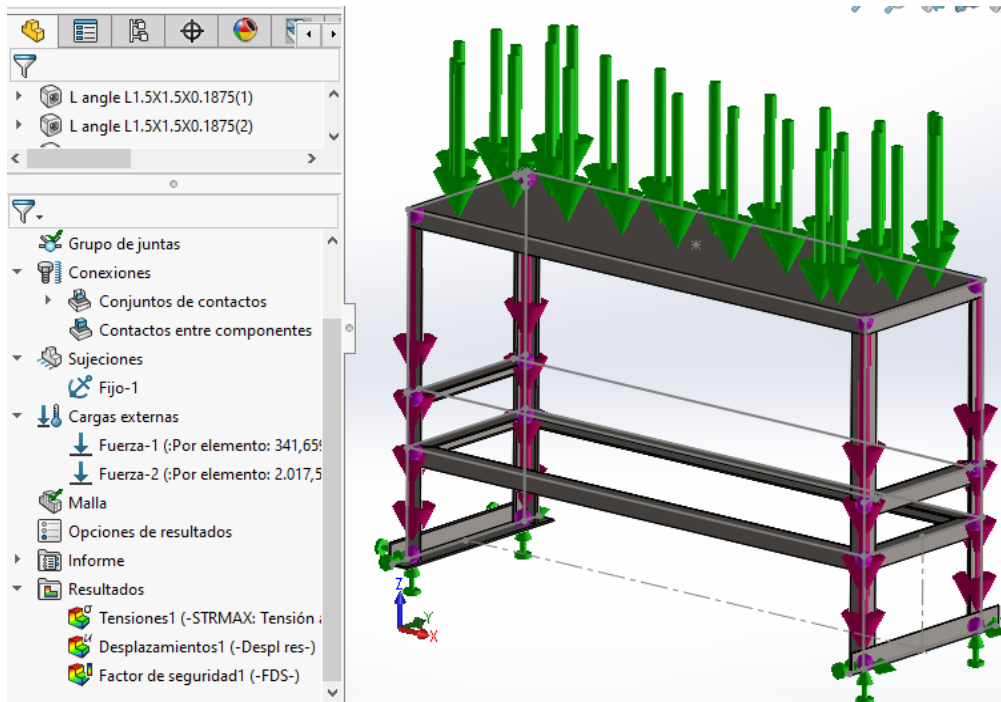
**Figura 62.** Sujeciones fijas en el modelo de la estructura principal.



**Fuente:** SOLIDWOKS 2020.

**Elaborado por:** AUTOR.

**Figura 63.** Colocación de las fuerzas 1 y 2.

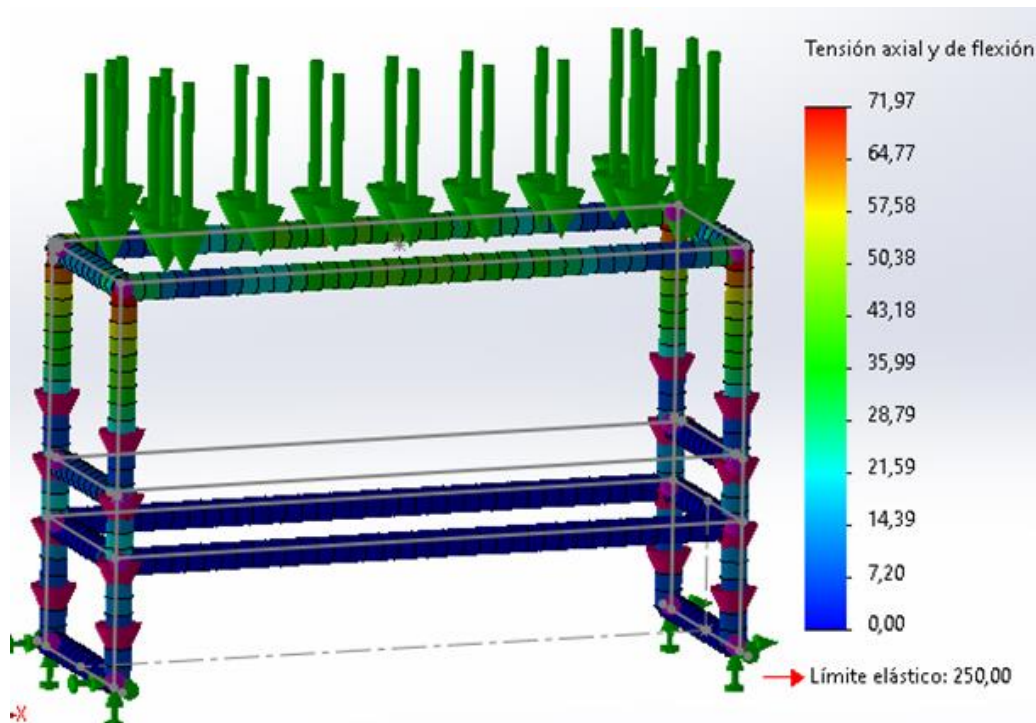


**Fuente:** SOLIDWOKS 2020.

**Elaborado por:** AUTOR.

En la Figura 64, se puede observar la tensión máxima generada hacia la estructura al estar totalmente cargada con todos sus complementos es de 71.97 MPa. El material utilizado en el análisis es el acero al carbono ASTM A36, que tiene un límite elástico de 250 MPa según el Anexo 17, de acuerdo con el análisis generado se el material seleccionado es óptimo y cumple con las condiciones de soporte estructural.

**Figura 64.** Tensión axial máxima de la máquina de velas.



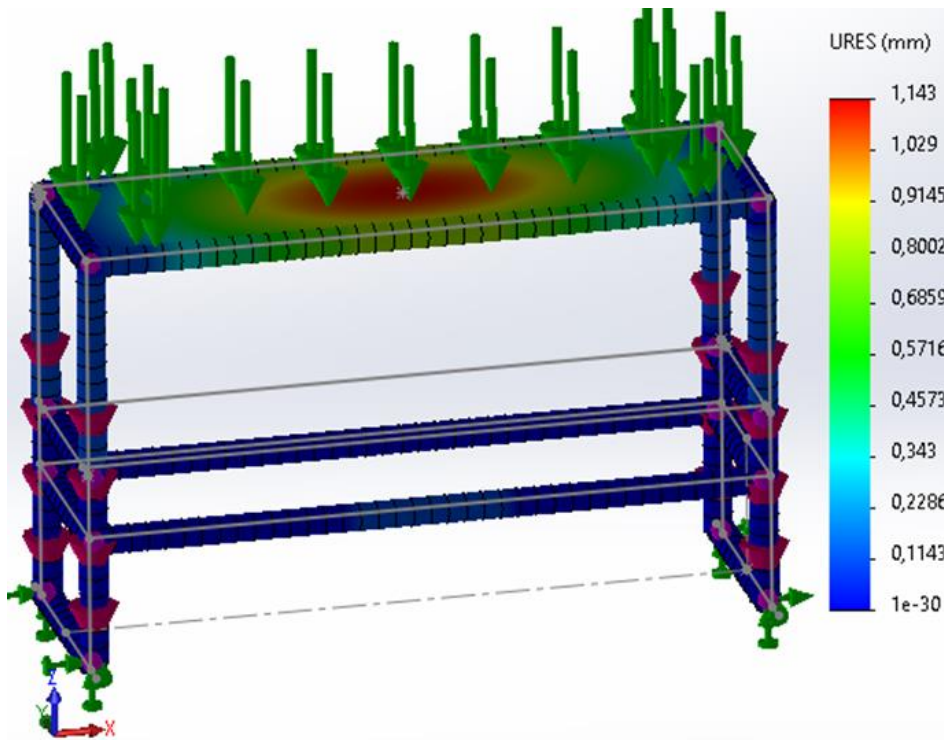
**Fuente:** SOLIDWOKS 2020.

**Elaborado por:** AUTOR.

Los resultados obtenidos por el análisis de desplazamiento de la Figura 65 nos muestra un desplazamiento máximo de 1.143 mm, debido a todos los complementos que actúan en la estructura. Se puede deducir que esta variación no afecta considerablemente en la estructura de la máquina de velas.

De acuerdo con la Figura 66, se observa que se tiene un factor de seguridad de 3.5, recordando que los factores de seguridad estructural deben superar a la unidad para que sean confiables y seguros y la estructura no falle ante cualquier anomalía. Con esto se puede concluir que el material utilizado en el diseño estructural acero al carbono ASTM A36 es adecuado para la construcción.

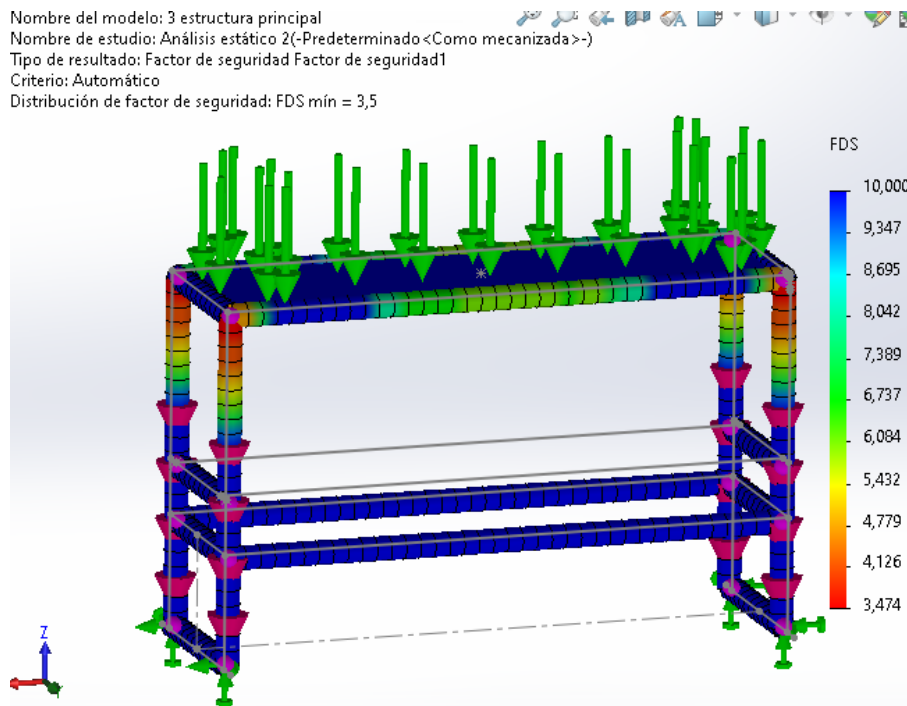
**Figura 65.** Desplazamientos de la estructura.



**Fuente:** SOLIDWOKS 2020.

**Elaborado por:** AUTOR.

**Figura 66.** Factor de seguridad estructura principal.



**Fuente:** SOLIDWOKS 2020.

**Elaborado por:** AUTOR.

## 4.5. Proceso de construcción.

### 4.5.1. Construcción de Banco de tubos.

El banco de tubos se construye de una lámina de acero galvanizado de 1.59 mm de espesor el cual es plegado y doblado en una dobladora manual con las medidas especificadas en los planos de construcción. El cajón tiene tapa superior y tapas laterales para poder formar un banco de tubos, una vez plegado se procede a la medición de los puntos donde van a estar ubicados los tubos de aluminio y se procede a perforar con el taladro, brocas y cono morse el cual tiene un diámetro de 25.4 mm (medida de tubo para la vela ver Anexo 2).

**Figura 67.** Medición, ubicación y perforación de agujeros para los tubos en el cajón.



**Elaborado por:** AUTOR.

Una vez perforado se procede a ubicar unos ángulos del mismo material, soldados para que el cajón mantenga su forma y poder ubicar las tapas. También se procede a ubicar, medir y perforar los agujeros para colocar las tapas laterales y la superior como se muestra en la Figura 68.

**Figura 68.** Ubicación de ángulos y agujeros para las tapas del cajón.



**Elaborado por: AUTOR.**

El siguiente paso es soldar 3 refuerzos con una platina de una pulgada y media, y 4 mm de espesor el cual no permitirá que el cajón se expanda en las partes más vulnerables debido a que va a estar lleno de agua, tienen que estar bien centrados y que no afecte a ningún tubo Figura 69.

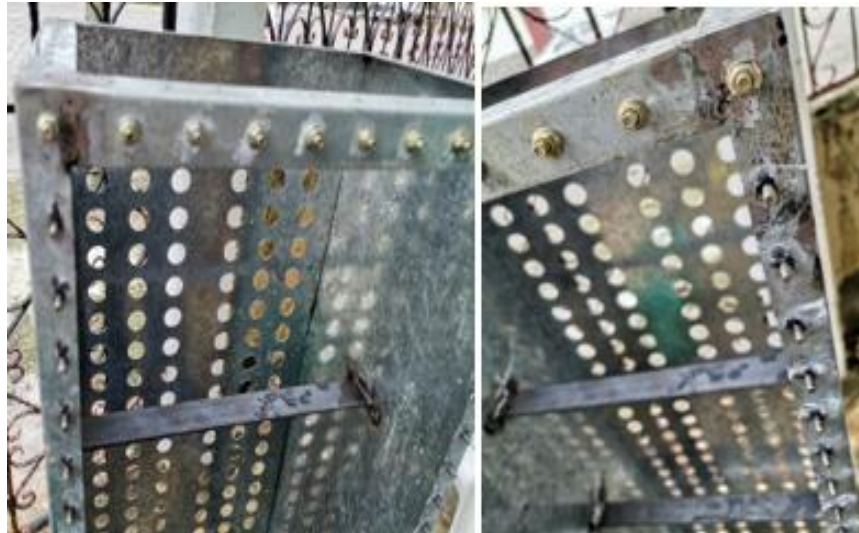
**Figura 69.** Colocación y suelda de las platinas de refuerzo dentro del cajón.



**Elaborado por: AUTOR.**

También se sueldan los pernos flange de 5X10 mm que sujetan las tapas del cajón ubicando en una determinada separación para que se puedan acoplar correctamente. Los pernos son soldados adentro de la pestaña y astado por fuera por la tuerca, ver Figura 70.

**Figura 70.** Colocación y suelda de los pernos flange 5X10 mm.



**Elaborado por:** AUTOR.

Se elaboran dos platinas de una pulgada y media y 4 mm de espesor con tres patas para que aseguren al cajón contra la estructura principal, estas platinas se sueldan al cajón en la parte inferior ver Figura 71.

**Figura 71.** Colocación y suelda platinas sujetadoras a la estructura principal.



**Elaborado por:** AUTOR.

Se procede a cortar los tubos de aluminio del tamaño adecuado al banco de tubos dejando parte para que se puedan asegurar y pegar correctamente al cajón, los tubos tienen un tamaño de 6.40 metros de largo y se necesitan 166 tubos pequeños, ver Figura 72.

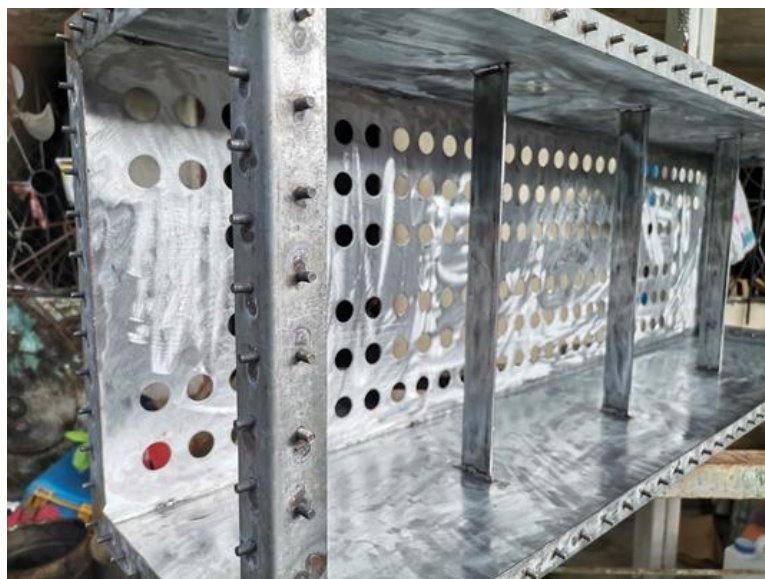
**Figura 72.** Corte de los tubos de aluminio para el banco de tubos.



**Elaborado por:** AUTOR.

Continuando con la construcción del banco de tubos se procede a la limpieza de la superficie interior del cajón con lijas número 60, cepillo de alambre y la pulidora el cual facilita el lijado y preparación del cajón ver Figura 73.

**Figura 73.** Preparación y lijado de la superficie interior del cajón.



**Elaborado por:** AUTOR.

Una vez terminado el proceso de lijado se utiliza una mezcla entre resina poliéster y masilla plástica mustang hasta formar una mezcla líquida de un litro y que se pueda esparcir libremente en la superficie vertida, se agrega el activador y se mezcla rápidamente hasta que tenga un color rosa palo y se vierte para cubrir toda la superficie lateral del cajón con una capa de 2 mm de espesor. También se cubren las platinas, esto evitará que se oxide el cajón tendrá más resistencia y duración al contacto con el agua, ver Figura 74. Para saber las propiedades mecánicas de la resina ver Anexo 18.

**Figura 74.** Recubrimiento interior de paredes laterales y platinas con mezcla de resina y masilla plástica.



**Elaborado por:** AUTOR.

Se procede a colocación de los tubos de aluminio en el cajón agregando con cinta masking en el interior para que se sujeten y no se muevan, comenzando de la parte central hacia afuera esto facilita la colocación de los 166 tubos, los tubos deben estar limpios y libres de grasa al igual que el cajón limpiando con alcohol antiséptico o cetona, ver Figura 75.

Siguiente paso es fusionar el tubo de aluminio al cajón, este proceso se utiliza un adhesivo epoxi conocido como Scotch Weld (suelta adhesiva), este producto está conformado por dos partes la parte A y parte B las cuales se realiza una mezcla de 2 a 1 para que se pueda activar y comience el proceso de secado y adherencia superficial. Se debe limpiar bien las superficies donde entren en contacto con la suelta adhesiva eh ir agregando con un pincel cubriendo la parte entre los tubos y el acero galvanizado, en este caso se coloca en la parte inferior de afuera del cajón ver Figuras 76 y 77. Las propiedades mecánicas del adhesivo para el aluminio y el acero galvanizado se muestra en el Anexo 19.

**Figura 75.** Colocación de los tubos de aluminio en el cajón.



**Elaborado por:** AUTOR.

**Figura 76.** Suelda adhesiva mezcla de 2 parte A - 1 parte B.



**Elaborado por:** AUTOR.

**Figura 77.** Limpieza y colocación de la suelda adhesiva en la unión del tubo y el cajón.



**Elaborado por: AUTOR.**

A continuación, se procede a colocar unas tiras de cartón alrededor formando un recipiente y sellar la superficie donde se agregó la suelda adhesiva con una capa de 3 mm de espesor con la mezcla de resina poliéster y masilla plástica para obtener una mayor fijación y no presente corrosión y oxidación al estar expuesta al ambiente externo, ver Figura 78.

**Figura 78.** Recubrimiento exterior en la base con mezcla de resina y masilla plástica.



**Elaborado por: AUTOR.**

Para terminar el sellado interno del banco de tubos se limpia la superficie interior para poder colocar la mezcla de resina al igual que en el paso anterior se agrega una capa de 10 mm de espesor esto para poder obtener mayor superficie de adherencia entre el tubo y la plancha galvanizada, la tapa superior no se encuentra agregada para poder obtener una buena limpieza, ver Figura 79.

**Figura 79.** Colocación de la mezcla de resina y masilla plástica parte interior.



**Elaborado por:** AUTOR.

Para terminar el proceso de sellado de la tapa superior se procede a lijar la superficie para que la mezcla de resina se adhiera a la superficie se atornilla conjuntamente y se procede a colocar la mezcla de resina hasta cubrir la tapa y alrededor de los tubos con una capa de espesor 5 mm. Este espesor es menor que el de la parte inferior, ya que la vela tendrá que entrar en proceso de solidificación y en espesor de la resina solidificada intervendría para el enfriamiento de esta sección. Ver Figura 80.

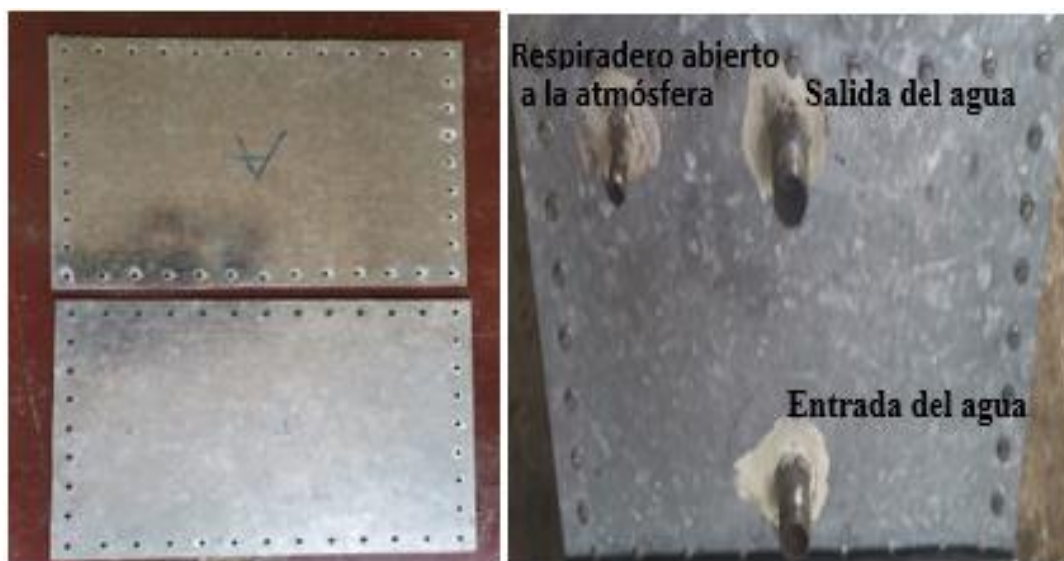
**Figura 80.** Limpieza y recubrimiento interior de la tapa superior con mezcla de resina y masilla plástica.



**Elaborado por:** AUTOR.

Para las tapas laterales se sueldan los tubos de entrada y salida del agua y también los respiraderos para que al agregar el agua se encuentren abiertos a la atmósfera, se realiza el lijado de la superficie y se agrega la mezcla de resina para evitar la corrosión. Estas tapas se colocan con silicón y se aprietan las tuercas que lo sujetan, para obtener un sellado correcto y no pueda haber filtraciones, ver Figura 81.

**Figura 81.** Colocación de tubos de entrada, salida, respiradero abierto a la atmósfera y sellado de las tapas laterales.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.5.2. Construcción de la estructura principal.

La estructura principal se construye con ángulo de acero negro ASTM A36, el cual se procede a cortar con las medidas de los planos de construcción, utilizando reglas, escuadras, flexómetro, tizas, moladora.

El proceso de soldadura se realiza con SMAW y electrodo AGA E6011, es un electrodo celulósico y tiene una resistencia a la tensión de hasta 60000 psi, el cual es comúnmente utilizado para soldaduras de acero negro ya que se obtiene un buen proceso de fusión de los materiales.

Los ángulos se sueldan a escuadra formando un rectángulo para poder agregar después los parantes principales el rectángulo inferior, las secciones donde sujetan los tornillos de potencia y los ángulos de la base.

Una vez soldada totalmente la estructura, se procede al pintado de la estructura principal. Primero se realiza la limpieza de la estructura con paño húmedo y diluyente, se aplica el fondo y finalmente la pintura anticorrosiva en color negro, ver Figura 82.

**Figura 82.** Estructura principal soldada y pintada.



**Elaborado por:** AUTOR.

### 4.5.3. Construcción de la mesa elevadora.

La mesa de elevación se construye con una plancha de acero al carbono ASTM A36 de espesor 5 mm, las medidas se encuentran especificadas en los planos de construcción. Se procede a realizar los agujeros para que pasen las piolas y al pintado con fondo y pintura anticorrosiva, ver Figura 83.

**Figura 83.** Mesa de elevación, perforación y pintado.



Elaborado por: AUTOR.

### 4.5.4. Fabricación de las platinas guía expulsores.

Las platinas guía son de acero negro ASTM A36, donde se cortan y se realizan las perforaciones para que fije los expulsores. Se procede a la limpieza y pintura de las platinas con fondo y pintura negra, ver Figura 84.

**Figura 84.** Platina guía expulsores, perforación y pintado.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.5.5. Fabricación de los expulsores de vela.**

La fabricación de la copa para los expulsores se realiza en aluminio fundido en una matriz de molde permanente fabricada en acero de transmisión AISI 1018 como se muestra en el Anexo 11. Una vez diseñada la matriz se procede a preparar el material a fundir que es aluminio, la temperatura de fusión es de 660 °C, se calienta la matriz con soplete hasta que alcance unos 200 °C. Una vez sujetado el molde se cierra y se vierte la colada y se espera 2 segundos para abrir la matriz y se obtiene la pieza fabricada, ver Figura 85.

**Figura 85.** Proceso de fundición de la copa del expulsor en aluminio.



**Elaborado por:** AUTOR.

Una vez elaborados las copas se procede a la preparación de la copa tiene que ser lijado dando un buen acabado superficial ya que ésta entrara al contacto con la superficie interior del tubo. Se procede a cortar los excedentes de los expulsores y a realizar el agujero por donde pasa la piola de la vela con una broca de 1.5 mm, esto se debe realizar a todos las copas ya que deben ingresar por el tubo sin problemas de atascamiento, ver Figura 86.

**Figura 86.** Proceso de preparación de la copa, lijado, perforado y cortado.



**Elaborado por:** AUTOR.

Una vez listos los expulsores se procede a ensamblar con los tubos que viene a ser el vástago del expulsor para poder tener la distancia entre la mesa de elevación y la longitud de la vela en el banco de tubos, ver Figura 87.

**Figura 87.** Ensamble de vástago y la copa del expulsor.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.5.6. Platinas porta piolas.

Se elaboran las platinas donde se colocarán las piolas para la elaboración de la vela, con platina de acero negro ASTM A36 y se sueldan varillas de 10 cm de largo y 6 mm de diámetro colocando a una determinada separación como se ubican en los planos de construcción, ver figura 88.

**Figura 88.** Platinas portapiolas y estructura.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.5.7. Latas para el retirado de la vela.

Estas latas almacenan por un tiempo las velas que se fabricaron y se procede a sacar la vela para seguir con el proceso de fabricación, son elaboradas de plancha de acero galvanizado de espesor  $\frac{1}{16}$  son dobladas todos los extremos creando una ceja en todo el contorno, ver Figura 89.

**Figura 89.** Chapas para retirar la vela.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.5.8. Platinas niveladoras y centradoras de la piola.**

Estas platinas se encargan de centrar y nivelar la piola para que quede en el centro, son elaboradas de acero negro ASTM A36 y tiene una muesca triangulada para que la piola ingrese fácilmente y se quede en el centro del tubo es elaborado con sierra manual, estas platinas son móviles para poder sacar la vela. Además de esto consta de un marco que es elaborado de plancha de acero galvanizado creando un rectángulo con ángulos doblados para poder colocar las platinas, ver Figura 90.

**Figura 90.** Platinas centradoras de piola y marco.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.5.9. Elementos fabricados en torno y fresadora.**

Estos elementos son fabricados por industrias metalmecánicas que se especializan en fabricar las piezas con máquinas herramientas, las piezas a fabricar son los piñones cónicos rectos, el eje de transmisión, los tornillos de potencia y tuercas de potencia, los muelles o collares del tornillo de potencia, los centradores de eje, plancha porta eje y volante.

##### **4.5.9.1. Fabricación de engranajes cónicos rectos.**

Estos engranajes se elaboran en ejes de acero AISI 8620 que es un acero aleado para cementación, las propiedades mecánicas se pueden observar en el Anexo 15. Los datos de los engranajes cónicos rectos se encuentran especificados en el Anexo 14, y los planos de construcción de los engranajes.

**Figura 91.** Engranajes cónicos rectos fabricados.



**Elaborado por: AUTOR.**

#### **4.5.9.2. Fabricación del eje de transmisión.**

El eje se fabrica a través del torneado en acero de transmisión AISI-SAE 1018 que es un acero de cementación no aleado con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. En los planos de construcción se encuentran especificadas las medidas del eje.

**Figura 92.** Eje de transmisión de la máquina de velas.



**Elaborado por: AUTOR.**

#### 4.5.9.3. Centradores de eje o soportes horizontales.

Los soportes centran al eje y actúan como apoyos permitiendo al eje girar, son fabricados en eje de transmisión AISI 1018 de diámetro 100 mm y se procede a torneear y agujerar como se muestran en los planos de construcción, ver Figura 93.

**Figura 93.** Soportes de eje.

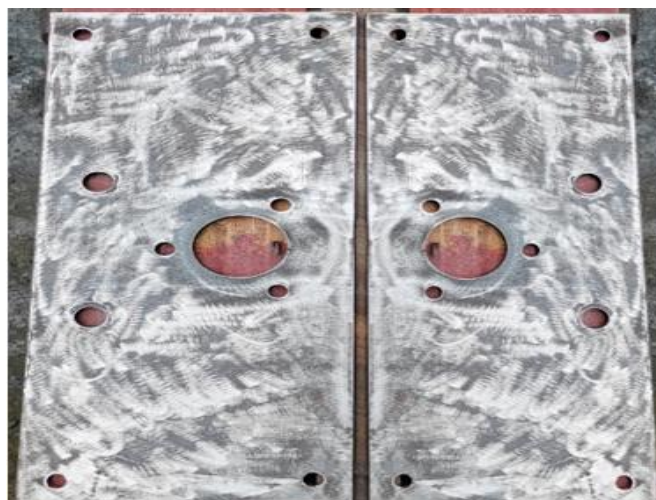


**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.5.9.4. Planchas del eje y de apoyo al muelle principal del tornillo de potencia.

Estas planchas sujetan los muelles del eje y los muelles principales del tornillo de potencia, donde se produce la unión de los engranajes cónicos rectos, esta plancha se fabrica de acero ASTM A36 de espesor 6 mm y se realiza los agujeros como muestran en los planos de construcción, ver Figura 94.

**Figura 94.** Planchas de unión para los engranajes.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.5.9.5. Fabricación de los tornillos de potencia.**

Los tornillos de potencia se fabrican en acero AISI 4340 que es un acero altamente resistente a la tracción, torsión y flexión. Las propiedades del acero se pueden observar en el Anexo 20 y para la manufactura en torno utilizando las medidas detalladas en los planos de construcción.

**Figura 95.** Tornillos de potencia.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.5.9.6. Fabricación de los soportes y rosca de potencia.**

Los soportes son los que mantienen fijo al tornillo de potencia y pueda realizar el giro, estos se fabrican en plancha de acero negro ya que es resistente y tiene buenas propiedades mecánicas, el espesor de la plancha es de 30 mm y se utiliza el corte por plasma para obtener la figura de los soportes especificadas en los planos de construcción, una vez cortadas se realizan las perforaciones y la rosca en el torno.

**Figura 96.** Soportes y rosca de potencia.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.5.9.7. Fabricación de volante.**

El volante es fabricado en hierro fundido ya que es altamente resistente y tiene buenas propiedades mecánicas, una vez realizada la fundición se procede a fresar y dar acabados para poder manipular correctamente.

**Figura 97.** Volante para elevar y bajar las velas.



**Elaborado por:** AUTOR.

## 4.6. Proceso de ensamblaje de la máquina de velas.

Una vez obtenidas y fabricadas todas las piezas se procede con el ensamblaje de la máquina, en este proceso se utilizan tornillos para realizar las uniones de los elementos.

### 4.6.1. Colocación de las roscas de potencia en la mesa de elevación.

La mesa es el sistema que va a hacer levantado a través del sistema de tornillos de potencia, engranajes, eje y volante donde se ejerce la fuerza, la rosca de potencia es el elemento que está acoplado a la mesa para poder realizar el movimiento y se las ensambla tomando las medidas adecuadas para que quede centrada a los tornillos, ver Figura 98.

**Figura 98.** Colocación de las roscas de potencia en la mesa de elevación.



Elaborado por: AUTOR.

### 4.6.2. Colocación de las platinas guía expulsores.

En la mesa de elevación se coloca las platinas que guían al expulsor y lo mantiene en una posición determinada, estas platinas tienen posición y las asegura con tornillos sobre la mesa, ver Figura 99.

**Figura 99.** Colocación de las platinas guía expulsores.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.6.3. Colocación del soporte principal en los tornillos de potencia.**

El soporte principal se ensambla con el piñón cónico recto y rodamientos de giro vertical donde asienta el piñón y permite dar el giro del tornillo de potencia, se agrega grasa al rodamiento para que tenga lubricación y reduzca la fricción ver Figura 100.

**Figura 100.** Colocación del soporte principal en tornillo de potencia y piñón.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.6.4. Colocación de los tornillos de potencia en la rosca de la mesa.

Una vez ensamblado los tornillos de potencia se procede a colocar los tornillos de potencia en sus roscas respectivas, los dos tornillos tienen que estar en el inicio de las roscas para evitar el desequilibrio del peso, ver Figura 101.

**Figura 101.** Colocación del tornillo de potencia en la mesa de elevación.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.6.5. Colocación de los soportes secundarios en la estructura.

Los muelles secundarios son los que van en la parte inferior del tornillo de potencia y este no genera esfuerzos de carga ya que solo es utilizado como guía de giro del tornillo, son ensamblados en la estructura principal casi a la mitad en uno de los elementos de la estructura, ver Figura 102.

**Figura 102.** Colocación de los soportes secundarios en la estructura.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.6.6. Montaje de la mesa de elevación en la estructura.

La mesa de elevación se inserta en la estructura principal conjuntamente los tornillos de potencia tienen que ingresar al soporte secundario previamente instalado en la estructura para que se sostenga hasta el ensamble de los demás elementos, ver Figura 103.

**Figura 103.** Montaje de la mesa en los soportes secundarios.

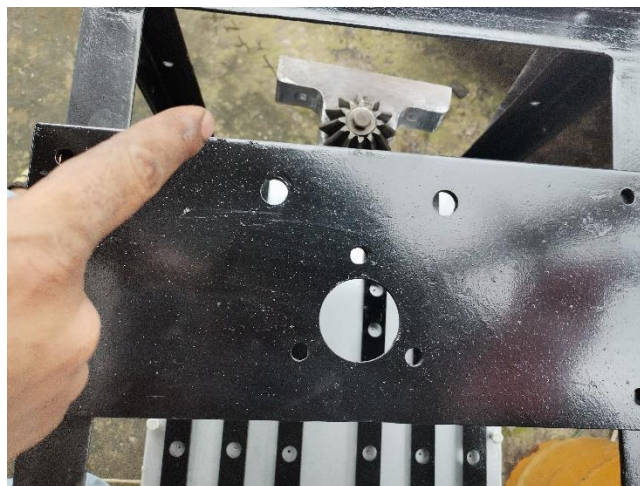


Elaborado por: AUTOR.

#### 4.6.7. Colocación de las planchas de sujeción de los soportes.

Las planchas donde se sujetan los soportes del tornillo de potencia y los de eje se ensamblan en la estructura principal para poder colocar el eje con los engranajes y la mesa de elevación, ver Figura 104.

**Figura 104.** Colocación de las planchas de sujeción de soportes.



Elaborado por: AUTOR.

#### 4.6.8. Colocación del eje con engranajes y el soporte centrador.

Se colocan los engranajes en el eje juntamente con la chavera, se pasa la punta del eje por el agujero de la plancha donde se sujetan los soportes previamente sin ajustar para poder ensamblar al otro lado, ver Figura 105.

**Figura 105.** Colocación del eje con engranajes y soporte de eje.



Elaborado por: AUTOR.

#### 4.6.9. Colocación del soporte de la mesa en la plancha.

Se procede a colocar el soporte en la plancha donde se juntan los engranajes cónicos, se dejan los pernos sin ajustar hasta realizar el debido centrado y acoplado de los elementos mecánicos, ver Figura 106.

**Figura 106.** Colocación del soporte del tornillo de potencia.



Elaborado por: AUTOR.

#### 4.6.10. Centrado y acoplamiento de los elementos mecánicos.

Terminado la colocación de los elementos mecánicos se procede a centrar y acoplar para que tenga un buen funcionamiento, una vez realizado este paso se ajustan todos los pernos que estaban previamente enroscados, ver Figura 107.

**Figura 107.** Centrado, acoplado de elementos y ajuste de pernos.



Elaborado por: AUTOR.

#### 4.6.11. Colocación del volante.

El eje tiene un chavetero donde se inserta la chaveta y el volante para poder dar el movimiento de elevación y de bajar la mesa, el volante mueve el eje que está conectado con los engranes y a su vez a los piñones donde transmite la fuerza a los tornillos de potencia y da el giro para que la rosca de potencia eleve la mesa, ver Figura 108.

**Figura 108.** Colocación del volante en el eje.



Elaborado por: AUTOR.

#### 4.6.12. Lubricación de los elementos móviles.

Es esencial la lubricación de los elementos móviles para que la fricción entre materiales se reduzca estos elementos son los tornillos de potencia y la rosca, los engranajes cónicos rectos, y los muelles de giro del eje y del tornillo de potencia, ver Figura 109.

**Figura 109.** Lubricación de los componentes mecánicos.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.6.13. Comprobación del funcionamiento mecánico.

Se acciona el volante para observar el funcionamiento de los componentes mecánicos, subiendo y bajando la mesa dos a tres veces para que la grasa y el aceite agregados lubriquen bien todos los complementos, ver Figura 110.

**Figura 110.** Centrado, acoplado de elementos y ajuste de pernos.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.6.14. Ensamble del banco de tubos en la estructura.

El siguiente proceso de ensamblaje es el banco de tubos encima de la estructura este proceso se lleva a cabo en el lugar donde se va a trabajar con la máquina ya que los ensambles finales aportan más peso y no se puede movilizar conjuntamente, el banco de tubos se centra y se ajustan los pernos, ver Figura 111.

**Figura 111.** Colocación de banco de tubos en la estructura.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.6.15. Ensamble de las platinas porta piolas y latas portavela.

Se colocan las platinas porta piolas en los laterales de la máquina y se ajustan, posteriormente se colocan las latas donde se saca la vela. Estas latas también sirven para poder cubrir las piolas de las velas, ver Figura 112.

**Figura 112.** Ensamble de platinas portapiola y chapa portavelas.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.6.16. Ensamble de bandeja de vaciado.

Se inserta en los pernos superiores del banco de tubos esta bandeja tiene inclinación para que pueda resbalar la parafina líquida e ingresar a los tubos, ver Figura 113.

**Figura 113.** Ensamble de bandeja de vaciado.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.6.17. Ensamble de los expulsores de la vela.

Los expulsores de la vela se colocan insertando cada expulsor por el tubo y dejar que baje hasta la mesa de elevación, donde una vez insertado los 3 expulsores se insertan en las platinas guía expulsor ubicadas en la mesa se aseguran con un pasador, ver Figura 114.

**Figura 114.** Ensamble de expulsores de la vela.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.6.18. Colocación de llaves de paso y mangueras del banco de tubos.

En la Figura 115, se procede a colocar las mangueras de respiración de banco de tubos para que al ingresar el agua salga el oxígeno que se encuentra adentro, siguiente paso es colocar las llaves de paso de entrada y salida del agua al banco de tubos.

**Figura 115.** Colocación de llaves de paso y mangueras.

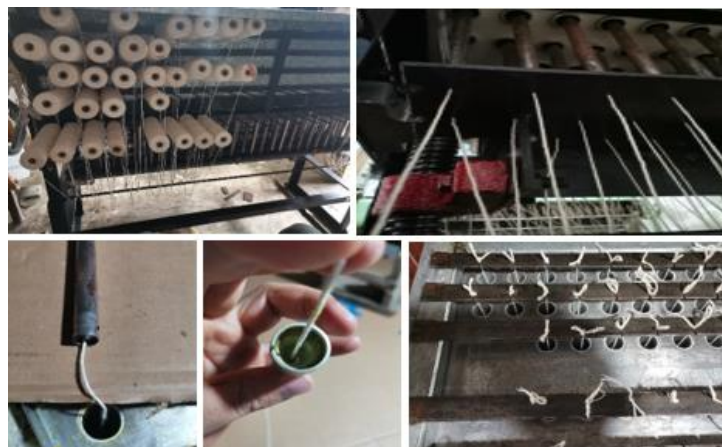


**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.6.19. Colocación de las piolas en cada uno de los tubos.

Para la colocación de las piolas se procede a insertar una bobina para cada tubo, pasando con un alambre fino sujetando un extremo la punta de la piola por debajo de la mesa de elevación donde se realizaron agujeros, seguido por el interior del expulsor hasta que salga arriba del tubo de la vela y realizar un nudo para asegurarlo en las platinas centradoras, ver Figura 116.

**Figura 116.** Colocación y paso de piolas por cada expulsor y tubo.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.6.19. Máquina ensamblada y lista para el funcionamiento.**

Como se puede observar en la Figura 117 la máquina se encuentra ensamblada por completo con todos sus componentes, para poder observar el funcionamiento se procede a realizar las pruebas correspondientes.

**Figura 117.** Máquina lista para el funcionamiento.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.7. Pruebas de funcionamiento.**

Para las pruebas de funcionamiento de la máquina de velas se procede a seguir los siguientes pasos.

##### **4.7.1. Preparación de la máquina.**

Se comienza colocando las mangueras de ingreso del agua en la toma inferior y la salida en la parte superior y se llena el banco de tubos, este proceso se realiza mediante un tanque elevado de 200 litros que se encuentra a una altura superior de la máquina y tarda 5 minutos, el banco de tubos debe permanecer con agua en todo el proceso de elaboración, el agua de salida será vertido en un estanque en la parte inferior, ver Figura 118.

**Figura 118.** Preparación de la máquina.



Elaborado por: AUTOR.

#### **4.7.2. Preparación de la parafina.**

El siguiente paso es la preparación de la parafina o vela líquida la cual se derrite en una olla colocado en la hornilla industrial hasta llegar al punto de fusión de la parafina y llegar a 80 °C, temperatura correcta para el vertido de la parafina en la máquina, se agrega colorante y se filtra la parafina para la separación de impurezas y se llena el tacho de vaciado, ver Figura 119.

**Figura 119.** Parafina líquida preparada.



Elaborado por: AUTOR.

#### 4.7.3. Vertido de la vela líquida en la máquina.

Para el vertido de la parafina se observa que la mesa se encuentre bajada hasta la altura de la vela a fabricar, también que todas las piolas se encuentren centradas y templadas en los tubos y la llave de salida del agua esté cerrada. A continuación, se vierte la parafina con un vaciado uniforme y continuo hasta llenar los tubos y la superficie, la parafina llena unos 2 cm por arriba de superficie para evitar la contracción o rechupe en la vela cuando se solidifica, ver Figura 120.

**Figura 120.** Vertido de la parafina líquida.

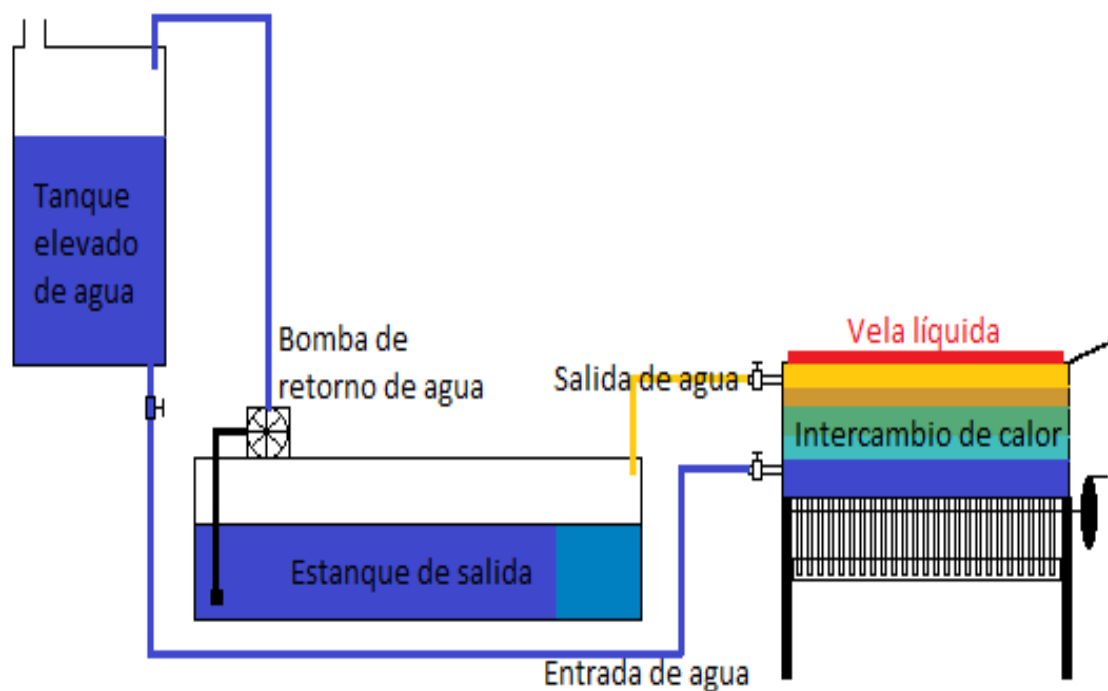


**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.7.4. Proceso de enfriamiento de la vela.

Pasado 2 minutos se procede a abrir la llave de salida para que comience la circulación del agua a temperatura ambiente baja por gravedad del tanque elevado, pasando por una tubería hasta llegar a la entrada del banco de tubos, entra al banco y desde la parte inferior comienza a subir por todos los tubos que se encuentran llenos de parafina caliente provocando un choque térmico, en el cual intercambian calor y el agua al estar el movimiento sale por la tubería superior hacia un estanque que se encuentra en el exterior. El estanque contiene más agua a temperatura ambiente y es recirculada llenando el tanque elevado con una bomba de  $\frac{1}{2}$  HP que abastece perfectamente, ver Figura 121.

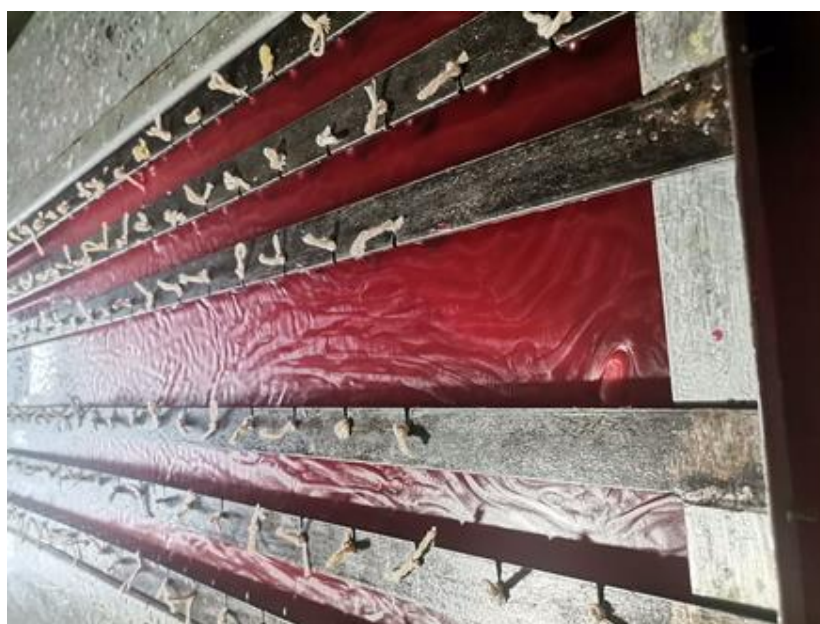
**Figura 121.** Circulación del agua en la máquina.



**Elaborado por:** AUTOR.

La parafina comienza a generar un cambio a los 8 minutos, se cuaja la parte superior creando una capa de parafina blanda, la temperatura también comienza a reducir mientras el agua sigue en circulación, ver Figura 122.

**Figura 122.** Cambio de estado de la parafina.



**Elaborado por:** AUTOR.

Transcurrido 25 minutos desde el vertido se puede observar que el estado de la parafina es sólido moldeable tipo plastilina, en ese momento se procede a realizar unos cortes con una espátula por las líneas de las platinas. A continuación, se retira las platinas centradoras de la piola fuera de la máquina y se extrae las tiras de parafina hasta quedar solo las que contiene las velas, en este momento se corta con una espátula afilada asentando en la superficie y realizando movimientos de corte horizontales para desprender la tira y cortar la piola, ver Figuras 123, 124.

**Figura 123.** Corte de la parafina superficial y retirada del centrador.



**Elaborado por: AUTOR.**

**Figura 124.** Extracción y corte de las tiras de parafina que contiene la vela.



**Elaborado por: AUTOR.**

#### 4.7.5. Levantamiento de la vela.

Realizado el corte de parafina superficial y las velas se encuentran en estado sólido, el tiempo transcurrido es de 30 minutos y se comienza a elevar las velas a través del volante o manivela que acciona la mesa y por consiguiente al expulsor desprendiendo la vela del tubo molde. Se eleva las velas 2 centímetros hasta colocar el centrador de las piolas y elevar completamente, ver Figura 125.

**Figura 125.** Levantamiento de la vela.



**Elaborado por: AUTOR.**

#### 4.7.6. Retirado de la vela de los tubos y colocación en las latas.

Levantadas las velas se procede a retirar de los tubos por filas según la platina de centrado, son tres para un lado y las otras tres al lado contrario asentando en la lata de apoyo de las velas, se da el giro de la platina y se coloca la piola en la ranura de la platina al terminar se tiemplan las piolas desde la parte inferior para proceder a la otra fila, se realiza este proceso en ambos lados como se observa en la Figura 126, al terminar se baja la mesa nuevamente para proceder a realizar nuevas velas.

**Figura 126.** Extracción y corte de las tiras de parafina que contiene la vela.



**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.8. Eficiencia de la máquina de velas.**

Como se detalló anteriormente la primera prueba de funcionamiento de la máquina de velas, el proceso aproximado que dura la fabricación de las velas hasta dejar lista para el nuevo proceso dura 40 minutos, el cual para optimizar aún más el funcionamiento se agrega un ventilador en la parte superior para acelerar el enfriamiento de la parafina superficial como se observa en la Figura 127 dando un mejor resultado en el tiempo de fabricación, con un tiempo de 30 minutos, generando una eficiencia del 25%.

Transcurrido un tiempo de 10 minutos luego de que se vertiera la parafina líquida en la máquina, se procede a cortar las velas que se encuentran en las latas para almacenarlo en cartones, Ver Figura 128 y pasar al proceso de empacado y sellado de las velas.

**Figura 127.** Colocación de ventilador en la parte superior de la máquina.



**Elaborado por:** AUTOR.

**Figura 128.** Corte de la vela y almacenamiento en cartones.



**Elaborado por:** AUTOR.

### 4.8.1. Comparación de los procesos de fabricación de las velas.

Se realiza una comparación entre los procesos de fabricación de velas artesanal y máquina, para determinar la funcionalidad y la optimización de varios procesos con la máquina de velas.

#### 4.8.1.1. Ciclo de trabajo artesanal.

La fábrica de velas utiliza el proceso de fabricación artesanal el cual se toma los tiempos para la elaboración de 170 velas, en la Tabla 27 se detallan los procesos y tiempos que requiere cada uno hasta obtener el producto.

**Tabla 27.** Proceso de fabricación artesanal de las velas.

<b>Proceso</b>	<b>tiempo min</b>
Preparación de los moldes de vela.	3
Cruzado y centrado de la piola o mecha.	15
Sellado de las puntas de los moldes con parafina.	2
Colocación de los moldes en los tanques de agua.	3
Llenado de los moldes con la parafina.	2
Tiempo de enfriamiento.	30
Agitación de agua de los tanques.	1
Llenado para evitar la contracción en la parte superior.	2
Desmolde de la vela en agua caliente.	5
Corte de las velas.	4
<b>Tiempo total</b>	<b>67 min</b>

**Elaborado por:** AUTOR.

#### 4.8.1.2. Ciclo de trabajo de la máquina.

Con la máquina de velas que utiliza procesos más simplificados como la transferencia de calor mediante un banco de tubos por medio de la circulación cíclica de agua, el proceso continuo de las mechas de la vela, y desmolde a través de un accionamiento mecánico, se obtiene tiempos más cortos, ver Tabla 28.

**Tabla 28.** Proceso de fabricación con la máquina de velas.

<b>Proceso</b>	<b>tiempo min</b>
Preparación de la máquina.	3
Vertido de la parafina.	1
Proceso de enfriamiento de la vela.	15
Corte de vela anterior.	3
Corte de la parafina superior.	1.5
Retirada de las tiras de parafina.	1.5
Desmolde de las velas.	0.5
retirada de las velas de la máquina.	3
Templada de las piolas y verificación de centrado.	0.5
Preparación de la máquina siguiente ciclo.	1
<b>Tiempo total</b>	<b>30min</b>

**Elaborado por:** AUTOR.

La máquina de velas resulta 55 % más eficiente en el proceso de elaboración de velas, disminuyendo el tiempo de fabricación por la mitad con respecto al proceso artesanal.

Los ciclos de trabajo generados por la máquina diariamente son 9, donde multiplicado por el tiempo 30 minutos que necesita para cumplir un ciclo, es igual a 270 minutos o 4 horas con 30 minutos. Cabe recalcar que en al finalizar cada ciclo se toma tiempo en la preparación de la parafina que se utiliza en el siguiente proceso.

#### **4.9. Análisis de costos.**

Para determinar el costo de fabricación de la máquina de velas se desglosa en detalles especificados según las partes que se realizaron en el proceso de construcción.

En la Tabla 29 se observa el costo de los materiales y fabricación del banco de tubos para las velas, donde los tubos son de aluminio y la carcasa de acero galvanizado.

**Tabla 29.** Costos de materiales y construcción del banco de tubos.

<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
Tubos de aluminio 1 pulg 2 mm espesor 6.40 m largo.	8	20.80	166.40
Cajón galvanizado 0.0625 pulg espesor incluye material y doblado.	1	55	55
Plancha superior galvanizado 1.27 m * 0.40 m * 0.0625 pulg espesor.	1	17	17
Tapas laterales galvanizado 0.28 m * 0.40 m * 0.0625 pulg espesor.	2	6.5	13
Latas laterales 1.3 m x 0.15 m	2	10	20
Brocas 5 mm, 2 mm.	-	-	15
Cono morse sierra para metal 25 mm.	2	17.5	35
Ángulos fabricados de galvanizado 2.5 cm * 0.03125 pulg espesor * 2 m largo	2	2.5	5
Bandeja de vaciado 0.0625 pulg espesor material y doblado.	1	8	8
Perno y tuerca flange 5*10 mm.	200	0.15	25
Masilla plástica Mustang 1 litro.	6	7.06	42.36
Resina poliéster 1 galón.	2	12.60	25.2
Adhesivo epoxi Scotch Weld 460.	1	250	250
Silicon abro.	1	2	2
Lijas 80, 120,100.	6	0.50	3
Discos de pulir y corte.			5
Electrodo AGA E6011.	12	-	4
Mano de obra.	1	300	300
<b>Total</b>			<b>\$ 990.96</b>

**Elaborado por: AUTOR.**

De igual manera en la Tabla 30, se detallan los costos de los materiales y costo de fabricación para la estructura principal de soporte, los procesos de soldadura se realizan en una cerrajería industrial.

**Tabla 30.** Costos de materiales y construcción de la estructura principal.

<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
Ángulo 1.5 x 0.1875 pulg y 6 m largo.	3	20.70	62.10
Ángulo 2 x 0.125 pulg 1 m largo.	1	6.90	6.90
Varilla redonda lisa 10 cm, 3 m largo.	1	3.50	3.50
Electrodo AGA E6011.	12	-	6
Pintura fondo gris 1 litro.	1	10	10
Pintura negra esmalte 1 litro.	1	12	12
Discos de corte, pulir y lijás.	8	2.70	10.8
Mano de obra.	1	100	100
<b>Total</b>			<b>\$ 211.3</b>

**Elaborado por: AUTOR.**

Los materiales y la mano de obra para la construcción de la mesa de elevación se detallan en la Tabla 31, los materiales como suelda y disco de corte no se detallan en esta tabla porque se agregó en los detalles anteriores.

**Tabla 31.** Costos de materiales y construcción de la mesa de elevación.

<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor</b>
Plancha acero negro 1.25 m x 0.35 m x 6 mm.	1	42.45	42.45
Plancha acero negro ASTM A36 1.5 m x 0.10 m x 6 mm.	1	14.72	14.72
Platina acero negro ASTM A36 40 mm x 6 mm.	1	18.23	18.23
Platina acero negro ASTM A36 25 mm x 4 mm.	2	6.36	12.72
Brocas 12.5 mm.	4	3.75	15
Pernos inox. M6 x 25 mm con tuerca.	30	0.22	6.60
Mano de obra mesa de elevación.	1	-	80
<b>Total</b>			<b>\$ 189.72</b>

**Elaborado por: AUTOR.**

En la Tabla 32, se observan los costos de materiales y fabricación de los accesorios implementados en máquina de velas, como los expulsores, centradores de piola, mesa de elevación y latas porta vela.

**Tabla 32.** Costos de materiales y construcción de accesorios de la máquina.

<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
Matriz de fundición de expulsores de vela acero AISI 1018, 2 pulg.	1	50	50
Fundición de copas de aluminio.	180	-	200
Tubo acero negro $\frac{1}{2}$ pulg x 1 mm espesor y 6 m largo.	8	4.09	32.72
Sierra de arco.	2	1.80	3.60
Brocas de 2 mm.	15	0.60	9
Preparación y acabado superficial.	1	100	100
Varilla acero negro redonda lisa 5.5 mm, 6 m largo.	3	2.62	7.86
Ángulo acero negro 25 mm x 3 mm, 6 m largo.	1	8.64	8.64
Platina acero negro 25 mm x 3 mm.	1	10	10
Electrodo AGA E6011.	12	-	6
Discos de corte y pulir.	4	2.20	8.8
Mano de obra de porta piolas.	1	40	40
Platina acero negro 25mm x 4 mm.	2	6.36	12.72
Cuadro de acero galvanizado centrador de piolas.	1	5	5
Mano de obra del centrador de piolas.	1	15	15
Tanque plástico 200 litros.	1	20	20
Llaves de agua $\frac{3}{4}$ pulg.	3	5	15
Manguera y tubo $\frac{3}{4}$ pulg.	2	12	24
<b>Total</b>			<b>\$ 568.34</b>

**Elaborado por:** AUTOR.

En la Tabla 33 se describen los elementos fabricados por medio de torno y fresa, los valores agregados ya incluyen el material para la fabricación de cada elemento.

**Tabla 33.** Costos de construcción de elementos mecánicos elaborados en torno y fresa.

<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor unitario</b>	<b>Valor total</b>
Engranajes cónicos rectos AISI 8620 cementado, material y fabricado.	2	600	1200
Soportes del eje en acero AISI 1018.	2	15	30
Eje de acero AISI 1018.	1	60	60
Chavetas acero AISI 1020 8x7x20 mm.	4	1	4
Plancha de acero negro 0.4 m x 0.17 m x 6 mm.	2	8	16
Tornillos de potencia acero AISI 4340, material y fabricado.	2	140	280
Soportes de tornillo de potencia plancha de acero negro 30 mm espesor, Material y fabricado.	6	-	150
Rodamientos de bola axial 51106.	2	6.50	13
Pernos M10 x 25 mm con tuerca.	16	0.50	8
Pernos M16 x 35 mm.	4	1	4
Pernos M16 x 50 mm.	4	1.20	4.80
Pernos M10 x 50 mm.	4	0.60	2.40
Total			<b>\$ 1772.2</b>

**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.9.1. Costos totales de la máquina de velas.**

A continuación, en la Tabla 34 se detallan la sumatoria de los subtotales obtenidos anteriormente y se agrega un valor que es el de ensamble total de la máquina y comprobación de funcionamiento. El valor total de la máquina para la elaboración de velas es de \$4032.52 dólares americanos.

**Tabla 34.** Costos totales y ensamblaje final.

<b>Descripción</b>	<b>Subtotales</b>
Costos de materiales y construcción del banco de tubos	<b>\$ 990.96</b>
Costos de materiales y construcción de la estructura principal	<b>\$ 211.3</b>
Costos de materiales y construcción de accesorios de la máquina	<b>\$ 568.34</b>
Costos de materiales y construcción de la mesa de elevación	<b>\$ 189.72</b>
Construcción de elementos mecánicos elaborados en torno y fresa	<b>\$ 1772.2</b>
Ensamble total de la máquina y comprobación de funcionamiento	<b>\$ 300</b>
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 4032.52</b>

**Elaborado por:** AUTOR.

#### **4.10. Análisis económico VAN y TIR.**

Para la fábrica de velas artesanales la adquisición de una máquina de velas llega a costar \$ 4032.52 dólares que se lo toma como un costo de inversión. Para determinar el valor actual neto VAN y la tasa interna de retorno TIR de la inversión realizada se procede a determinar los costos de fabricación del producto como se detallan en la Tabla 35.

**Tabla 35.** Costos de fabricación de velas anual.

<b>Descripción</b>	<b>Valor</b>
Parafina	17000
Colorante, químicos y brillo de la vela	700
Piolas	350
Vaselina líquida	60
Fundas de empaque y etiquetas	750
Filtro para parafina	180
Gas licuado de petróleo GLP	500
Luz eléctrica, agua y Cartones de envío	1100
Personal de operación y empaque	10000
Mantenimiento de la máquina	700
Depreciación de la máquina anual	400
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 31740</b>

**Elaborado por:** AUTOR.

Se estima una producción de 37184 paquetes de velas anuales elaborados con la máquina donde cada paquete se entrega a 0.90 centavos de dólar, esto nos da un valor de beneficio de \$ 33465.6 dólares.

En la Tabla 36 el primer año se obtienen los valores de ingresos y egresos donde para los siguientes años se agrega un 4% de valor anterior anual por el aumento de la materia prima o elementos de fabricación.

**Tabla 36.** Flujo de efectivo con una proyección a 5 años.

<b>Flujo de efectivo</b>						
<b>Año</b>	<b>0</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>
Ingresos	0	\$ 33465.6	\$ 34804.2	\$ 36196.39	\$ 37644.24	\$ 39149.98
Egresos	\$ 4032.52	\$ 31740	\$ 33009.6	\$ 34329.98	\$ 35703.18	\$ 37131.31
Utilidad	0	\$ 1726	\$ 1794.62	\$ 1866.40	\$1941.06	\$ 2018.70

**Elaborado por: AUTOR.**

La inversión realizada para la máquina es de \$ 4032.52 dólares, tomando un tiempo de trabajo de 5 años con la máquina para elaborar velas y una tasa de interés del 17 % generado, se obtiene el VAN Y TIR a través de una hoja de cálculo.

$$VAN = -I_{\text{inicial}} + \sum \frac{U_t}{(1+i)^n} \quad \text{EC. 104. VAN y TIR.}$$

$$VAN = \$ 1875,28$$

$$TIR = 35 \%$$

El análisis realizado demuestra un valor actual neto (VAN) positivo lo cual evidencia que la inversión es rentable, de la misma manera la tasa interna de retorno (TIR) es mayor a la tasa de interés, obteniendo resultados favorables en la adquisición de la máquina de velas.

#### 4.11. Comparación de costos del equipo vs máquina importada.

Para la importación de una máquina de velas desde la India se obtiene una proforma donde el valor del equipo es de \$ 4.200 dólares americanos con envío hasta el puerto de Guayaquil, ver Anexo 21. En este valor no está incluido los costos de aduana para entrar al país, más otros impuestos de importación por lo que en valor aumenta un 40%.

#### 4.12. Plan de mantenimiento.

La máquina de velas al estar compuesta por sistemas mecánicos que son accionados en cada ciclo, necesita de un mantenimiento preventivo para alargar la vida útil en cada una de sus partes móviles. En la Tabla 37 se observa el plan de mantenimiento recomendado.

**Tabla 37.** Plan de mantenimiento.

<b>Elemento</b>	<b>Procedimiento</b>	<b>Tiempo</b>
Banco de tubos.	Limpieza de superficie del banco de tubos.	Cada que se realiza otro color de vela.
	Lubricación de los tubos para el desmolde de la vela.	Cada 5 ciclos.
	Limpieza de los tubos.	Cada año
Expulsores.	Lubricación de los expulsores.	Cada 5 ciclos.
	Limpieza de los expulsores.	Cada año.
Sistema de elevación: tornillos de potencia, engranes, rodamientos, sujetadores, eje y mesa.	Limpieza de los sistemas móviles.	Cada 3 meses
	Verificación de ajustes.	Cada 3 meses
	Lubricación de los elementos.	Cada 3 meses
Máquina de velas.	Limpieza general.	Cada año
	Reemplazar las piolas o mechas.	Cuando se termine una bobina.
	Mantener en un ambiente seco, libre de humedad para no humedecer las mechas.	Siempre.

**Elaborado por:** AUTOR.

### **4.13. Lubricación.**

La utilización de un lubricante adecuado para los sistemas móviles de la máquina de velas ayuda a disminuir la fricción y extender la vida útil de los elementos, se debe tener en consideración que la máquina es accionada a través de un volante por una persona, esto quiere decir que no se ejerce demasiados rpm como las proporcionadas por un motor eléctrico.

La grasa NLGI 2 se usa generalmente en la industria y automotrices ya que contiene aceite mineral y espesante de jabón de litio, es muy estable térmicamente tiene excelentes propiedades contra la oxidación, buena estabilidad mecánica y es resistente al agua [47].

Se debe utilizar un lubricante para los tubos moldes, en este caso es un desmoldante que se aplica en la superficie interior del tubo donde se encuentra en contacto con la parafina, este producto es mineral no tiene olor, sin color y no es tóxico. También se puede encontrar desmoldante en aerosol de silicona, que al aplicar crea una película antiadherente [48].

## **CAPÍTULO V**

### **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

## 5.1. Conclusiones.

- Para el dimensionamiento de la máquina se realizó un análisis de los procesos de la fábrica de velas, con la finalidad de obtener información de los procedimientos para la elaboración de velas. Considerando que la capacidad de producción del equipo es de 166 velas por cada ciclo de operación, se elaboró el modelado paramétrico en el software SolidWorks empleando medidas y dimensiones adecuadas, con lo cual se generó documentación técnica en planos para el proceso constructivo.
- En el banco de tubos se determinó que, durante la transferencia de calor generada por la parafina líquida a 80 °C mediante convección hasta su temperatura de solidificación, la velocidad interna de agua en el banco de tubos alcanza  $v_{\text{máx}} = 2.8359 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ , la temperatura del agua es 22.7 °C, la razón de transferencia de calor generada es  $\dot{Q}_a = 2895033.16 \text{ W}$ . El valor  $\dot{Q}_a$  no se mantiene constante ya que la temperatura de la parafina dentro de los tubos disminuye con el transcurso del tiempo ya que, transcurridos 20 minutos en el proceso de transferencia de calor el valor de  $\dot{Q}_a = 92174.26 \text{ W}$ . Estos valores de  $\dot{Q}_a$  son los calores que transfiere el sistema por unidad de tiempo para llegar al equilibrio térmico y solidificar la parafina.
- Se realizaron los cálculos para los elementos mecánicos críticos que interactúan en la máquina de velas, aplicando normas, códigos y criterios de diseño, lo que permitió definir dimensiones y esfuerzos admisibles en el equipo. Para el diseño de la estructura principal se empleó el software SolidWorks realizándose un análisis estático para determinar la resistencia de los elementos estructurales, encontrándose que bajo las cargas aplicadas se generó un esfuerzo de 71.97 MPa, valor que se encuentra por debajo de límite elástico de material ASTM A36 que es de 250 MPa. El desplazamiento máximo es de 1.143 mm, esta deformación ocurre en el centro de la plancha agregada y no afecta a la estructura obteniendo un factor de seguridad de 3.5 que es un valor óptimo para una estructura.

- Se realizaron pruebas de funcionamiento para la máquina de velas que permitieron establecer indicadores de eficiencia en el equipo. En la primera prueba se elaboró las velas en la máquina en un tiempo de 40 minutos. La segunda prueba se empleó un sistema de refrigeración de aire en la parte superior reduciendo el tiempo a 30 minutos. En la tercera prueba se elaboró 170 velas con el proceso tradicional, tomándose un tiempo de 67 minutos. Comparando los tiempos entre el proceso tradicional y máquina se obtiene un 55% de reducción del tiempo con la máquina. Se concluye que la máquina optimiza el tiempo de fabricación de las velas por más de la mitad del tiempo dedicado al proceso artesanal.

## 5.2. Recomendaciones.

- Para el sellado de las paredes laterales del banco se debe lijar la superficie, limpiando con alcohol antiséptico y soplado con aire, manteniéndose libre de grasa. La mezcla de resina poliéster y masilla plástica debe ser homogénea y el catalizador se coloca hasta mostrar una coloración salmón, ya que, si el activador es agregado en más cantidades el tiempo de secado se acelerará y se solidificará sin haberse expandido por toda la superficie.
- Para el pegado de los tubos en la coraza se debe limpiar y soplar con aire la superficie de adherencia y mezclar las dos partes de la suelda adhesiva (Scotch Weld) con una relación de 2 partes B y una parte A. Generando una buena adhesión entre los dos metales del galvanizado y el tubo de aluminio.
- En el proceso de ensamblaje, los componentes mecánicos deben acoplarse correctamente y que el sistema de elevación esté lubricado en sus partes móviles con grasa sintética, para disminuir la fricción ocasionada por los elementos.
- Realizar un análisis considerando la aplicación de un motor eléctrico que permita la elevación y expulsión de las velas mediante un proceso semiautomático para reemplazar el proceso manual del volante.

### 5.3. Bibliografía.

- [1] C. D. GANCHOZO VERA, FABRICACIÓN Y COMERCIALIZACIÓN DE VELAS FLOTANTES, GUAYAQUIL: UNIVERSIDAD DE GUAYAQUIL, 2015.
- [2] S. B. Damastes, CARACTERIZACIÓN Y PREPARACIÓN DE PARAFINAS PARA INCLUSIÓN DE TEJIDOS, Caracas: Universidad Central de Venezuela, 2012.
- [3] L. . A. PULIDO RUIZ, DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL PROCESO AUTOMÁTICO DE CALENTAMIENTO Y LLENADO DE PARAFINA A LAS MÁQUINAS DE LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE VELAS, BOGOTÁ D.C.: Universidad de La Salle, 2008.
- [4] G. A. TOVAR SALAZAR, G. RAMIREZ ACOSTA y R. VALENCIA GALVIS, DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA LA ELABORACIÓN DE VELONES, Pereira: UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA, 2015.
- [5] D. Marcano, Introducción a la Química de los colorantes, Caracas: Colección Divulgación Científica y Tecnológica. Academia de Ciencias Físicas, 2018.
- [6] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY, México: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V, 2012, 2008.
- [7] C. F. Castro Valdiviezo, Diseño y construcción de una desgranadora de fruto de balsa para el departamento de investigación y desarrollo de la empresa Plantabal S.A., Quevedo: UTEQ, 2016.
- [8] A. Castaño Posada y D. Moreno Ramirez, LIBRO DE DISEÑO DE MÁQUINAS, MEDELLÍN: UNIVERSIDAD PONTIFICIA BOLIVARIANA, 2004.
- [9] E. L. Ferrin Romero y C. J. Macas Enríquez , “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE HORNO DE DOBLE CÁMARA DE (GLP) PARA INCINERAR DESECHOS PATOLÓGICOS HOSPITALARIOS”, Quevedo: UTEQ, FCI, IM, 2019.
- [10] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, Diseño de elementos de máquinas, Mexico: Limusa Wiley, 2013.
- [11] C. Riba Romeva, Selección de materiales en el diseño de máquinas, Barcelona: Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya, SL, 2008.
- [12] F. P. Incropera y D. P. Dewitt, Heat and Mass Transfer, Estados Unidos: John Wiley & Sons, 2011.

- [13] S. E. ARAGÓN LINARES, E. E. CASTELLANOS ALVARADO y J. E. FUENTES TORRES, DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA PARA FABRICACIÓN DE VELAS APROVECHANDO RECURSO GEOTÉRMICO DE BAJA ENTALPÍA, SAN SALVADOR: UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA, 2019.
- [14] Y. A. Çengel, TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA, Mexico: MC.Graw Hill, 2007.
- [15] V. Muñoz Andrés y Á. Maroto Valiente, Operaciones unitarias y reactores químicos, Madrid: Uned, 2013.
- [16] F. Kreith, R. M. Manglik y M. S. Bohn, Transferencia de calor, México : CENGAGE LEARNING, 2012.
- [17] J. Costa López, S. Cervera March, F. Cunill García y S. Esplugas Vidal, Curso de ingeniería Química, España: Reverte. S.A, 2004.
- [18] J. M. Marín y S. Guillén, Diseño y Cálculo de Intercambiadores de Calor Monofásicos, Madrid: Ediciones Paraninfo, S.A., 2013.
- [19] D. R. ASKELAND, P. P. FULAY y W. J. WRIGHT, CIENCIA E INGENIERÍA DE MATERIALES, MEXICO: CENGAGE LEARNING, 2012.
- [20] M. A. Ruiz Esparza Rodríguez, C. . G. Garay Reyes y . R. Martínez Sánchez, «El aluminio, material trascendente en la historia humana,» *Temas de Ciencia y Tecnología*, vol. 21, n° 61, p. 7, 2017.
- [21] A. N. D. E. D. C. -. ANDI, GUÍA PRÁCTICA DE GALVANIZADO POR INMERSIÓN EN CALIENTE, Bogotá: ©INSTITUTO DE DESARROLLO URBANO, 2013.
- [22] J. A. Salazar Jiménez, «Introducción al fenómeno de corrosión: tipos, factores que influyen y control para la protección de materiales (Nota técnica),» *Tecnología en Marcha*, vol. 28, n° 3, p. 10, 2015.
- [23] . S. KALPAKJIAN y S. R. Schmid, Manufactura, ingeniería y tecnología. Quinta edición, México: PEARSON EDUCACIÓN, 2008.
- [24] P. Santos Espí, Masillas de relleno Para la nivelación de la superficie, zaragoza: CENTRO ZARAGOZA, 2017.
- [25] J. F. Díaz Gallego , «RESINAS DE POLIÉSTER,» docplayer.es, 2022. [En línea]. Available: <https://docplayer.es/23999568-Resinas-de-poliester-por-juan-francisco-diaz-gallego.html>. [Último acceso: 23 03 2022].
- [26] A. Gil, Resinas de poliéster guía de manejo, Colombia: eafit, 2012.

- [27] 3M, «multimedia.3m.com,» 01 2019. [En línea]. Available: <https://multimedia.3m.com/mws/media/661220/3mtm-scotch-weld-tm-epoxy-adhesive-dp460-ns-and-off-white.pdf>. [Último acceso: 07 04 2022].
- [28] Á. Caballero Bazán, Fundamentos de programación de Visual Basic en CATIA V5. Aplicación al diseño de engranajes rectos y helicoidales de ejes paralelos., Sevilla: Universidad de Sevilla Departamento de Ingeniería Gráfica, 2014.
- [29] R. L. Norton, DISEÑO DE MÁQUINAS Un enfoque integrado, Mexico : Pearson Educación, 2011.
- [30] P. A. Molina Cardenas, FORMULACIÓN DE UNA PROPUESTA PARA EL SISTEMA JUSTO A TIEMPO, PARA LA FÁBRICA DE VELAS "LUZ DE AMÉRICA" DE LA CIUDAD DE GUAYAQUIL, CUENCA: UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA, 2017.
- [31] Maneklalexports, «Manek,» [En línea]. Available: <https://www.maneklalexports.com/Espanol/SmallScale/CandleMkg.htm>. [Último acceso: 08 06 2022].
- [32] WEATHER ATLAS, «Temperaturas mensuales en la ciudad de Santo Domingo, Ecuador.,» 2022. [En línea]. Available: <https://www.weather-atlas.com/es>. [Último acceso: 18 02 2022].
- [33] R. L. Mott, Mecánica de fluidos, México: Pearson Educación, 2006.
- [34] j. campbell, complete casting handbook, Birmingham: Elsevier, 2015.
- [35] V. Chura Uruchi, «Conformado de una pieza de aluminio: moldeo en arena verde, fundición y colada,» *Revista Tecnológica* , vol. 10, nº 16, p. 6, 2014.
- [36] M. . L. Mateo Lázaro, M. A. Penacho Lázaro, F. Berisa Losantos y A. Plaza Bayo, «Nuevas tablas de fuerza de la mano para población adulta de Teruel,» *nutrición hospitalaria*, vol. 23, nº 1, p. 6, 2008.
- [37] M. d. Trabajo, «Biblioteca del congreso nacional de Chile,» 16 01 2003. [En línea]. Available: <https://www.bcn.cl/leychile/navegar?idNorma=207436>. [Último acceso: 24 08 2021].
- [38] J. Klingelnberg, Bevel Gear Bevel Gear Fundamentals and Applications, Verlag Berlin: Springer, 2016.
- [39] S. R. Schmid, B. J. Hamrock y B. O. Jacobson, Fundamentals of Machine Elements, Boca Raton: Taylor & Francis Group, LLC, 2014.
- [40] N. C. Peter R., Mechanical Design Engineering Handbook, United Kingdom: Elsevier Ltd. All rights reserved., 2014.

- [41] R. L. Mott, Diseño de elementos de máquinas, cuarta edición, Naucalpan de Juárez, México: Pearson Educación, 2006.
- [42] . W. O. LEMACHE VELARDE y . L. F. ILBAY YUPA, “INFLUENCIA DE LA TORSIÓN PLÁSTICA SOBRE LA RESISTENCIA A ESFUERZO AXIAL DEL ACERO AISI/SAE 1018 LAMINADO EN FRÍO”, RIOBAMBA: ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, 2015.
- [43] J. P. Vidosek, Machine Design Projects, Ronald Press, 1957.
- [44] C. R. mischke, Standard Handbook of Machine design, Mexico: McGraw Hill, 1996.
- [45] ANSI/ASME B106.1M-1985, Design of Transmission Shaftings, New York: THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, 1985.
- [46] R. L. Mott, E. M. Vavrek y J. Wang, MACHINE ELEMENTS IN MECHANICAL DESIGN Sixth Edition, New York: Pearson Education, 2018.
- [47] SKF, «SKF lubricantes,» [En línea]. Available: <https://www.skf.com/co/products/lubrication-management/lubricants/general-purpose-nlgi2>. [Último acceso: 09 06 2022].
- [48] H. velas, «Desmoldante para velas,» [En línea]. Available: <https://www.hacervelas.es/desmoldantes-para-velas/>. [Último acceso: 09 06 2022].
- [49] Corporación Ecuatoriana de Aluminio S.A., «Cedal,» Copyright Cedal Aluminio, 2019. [En línea]. Available: <http://www.cedal.com.ec/index.php/es/categorias-de-productos/perfileria-de-aluminio.html>. [Último acceso: 19 02 2022].

## **CAPÍTULO VI**

### **ANEXOS**

## Anexo 1. Desempeño mecánico de varios tipos de adhesivos

Tipo o química del adhesivo	Resistencia al corte de la junta a temperatura ambiente MPa (psi)	Resistencia al desprendimiento por ancho unitario, kN/m (lbf/pulg)
Sensible a la presión	0.01-0.07 (2-10)	0.18-0.88 (1-5)
Con base de almidón	0.07-0.7 (10-100)	0.18-0.88 (1-5)
Celulósicos	0.35-3.5 (50-500)	0.18-1.8 (1-10)
Con base de caucho	0.35-3.5 (50-500)	1.8-7 (10-40)
Fusión en caliente formulada	0.35-4.8 (50-700)	0.88-3.5 (5-20)
Diseñado sintéticamente para fusión en caliente	0.7-6.9 (100-1 000)	0.88-3.5 (5-20)
Emulsión PVAc (pegamento blanco)	1.4-6.9 (200-1 000)	0.88-1.8 (5-10)
Cianacrilato	6.9-13.8 (1 000-2 000)	0.18-3.5 (1-20)
Con base de proteína	6.9-13.8 (1 000-2 000)	0.18-1.8 (1-10)
Acrílico anaeróbico	6.9-13.8 (1 000-2 000)	0.18-1.8 (1-10)
Uretano	6.9-17.2 (1 000-2 500)	1.8-8.8 (10-50)
Acrílico de caucho modificado	13.8-24.1 (2 000-3 500)	1.8-8.8 (10-50)
Fenólico modificado	13.8-27.6 (2 000-4 000)	3.6-7 (20-40)
Epóxico sin modificar	10.3-27.6 (1 500-4 000)	0.35-1.8 (2-10)
Bismaleimida	13.8-27.6 (2 000-4 000)	0.18-3.5 (1-20)
Poliimida	13.8-27.6 (2 000-4 000)	0.18-0.88 (1-5)
Epóxico de caucho modificado	20.7-41.4 (3 000-6 000)	4.4-14 (25-80)

Fuente: BUDYNAS Y NISBETT, 2012 [6].

## Anexo 2. Selección del tubo de aluminio de acuerdo al diámetro de la vela.



PERFILERIA  
DE ALUMINIO

TUBOS  
REDONDOS



REFERENCIA	Diámetro (D)		Espesor (E) mm	Peso Kg/m
	Milímetros	Pulgadas		
1012	50.80	2	1.27	0.536
1013	76.20	3	1.27	0.810
1136	90.00	3 35/64	6.00	4.291
1148	9.52	3/8	1.14	0.081
1149	7.92	5/16	1.20	0.070
1157	17.90	45/64	1.07	0.153
1158	23.40	59/64	1.24	0.234
1167	101.60	4	1.27	1.085
1168	127.00	5	1.50	1.603
1169	152.40	6	1.65	2.12
1204	25.40	1	2.00	0.380
1254	32.00	1 17/64	2.00	0.511
1482	90.00	3 35/64	4.50	3.720
1600	101.60	4	4.50	3.247
1720	29.50	1 5/32	1.45	0.346
1721	38.35	1 33/64	1.65	0.516
1722	44.20	1 47/64	1.65	0.598
1723	55.80	2 13/64	1.65	0.761
1888	114.30	4 1/2	5.20	4.83



TUBOS REDONDOS

Fuente: CEDAL [46].

**Anexo 3.** Dimensiones de tuberías de acero cédula 40.

Tamaño nom. de tubería (pulg)	Diámetro exterior		Espesor de pared		Diámetro interior			Flujo de área	
	(pulg)	(mm)	(pulg)	(mm)	(pulg)	(pies)	(mm)	(pies <sup>2</sup> )	(m <sup>2</sup> )
¼	0.405	10.3	0.068	1.73	0.269	0.0224	6.8	0.000 394	3.660 × 10 <sup>-5</sup>
¼	0.540	13.7	0.088	2.24	0.364	0.0303	9.2	0.000 723	6.717 × 10 <sup>-5</sup>
¾	0.675	17.1	0.091	2.31	0.493	0.0411	12.5	0.001 33	1.236 × 10 <sup>-4</sup>
½	0.840	21.3	0.109	2.77	0.622	0.0518	15.8	0.002 11	1.960 × 10 <sup>-4</sup>
¾	1.050	26.7	0.113	2.87	0.824	0.0687	20.9	0.003 70	3.437 × 10 <sup>-4</sup>
1	1.315	33.4	0.133	3.38	1.049	0.0874	26.6	0.006 00	5.574 × 10 <sup>-4</sup>
1¼	1.660	42.2	0.140	3.56	1.380	0.1150	35.1	0.010 39	9.653 × 10 <sup>-4</sup>
1½	1.900	48.3	0.145	3.68	1.610	0.1342	40.9	0.014 14	1.314 × 10 <sup>-3</sup>
2	2.375	60.3	0.154	3.91	2.067	0.1723	52.5	0.023 33	2.168 × 10 <sup>-3</sup>
2½	2.875	73.0	0.203	5.16	2.469	0.2058	62.7	0.033 26	3.090 × 10 <sup>-3</sup>
3	3.500	88.9	0.216	5.49	3.068	0.2557	77.9	0.051 32	4.768 × 10 <sup>-3</sup>
3½	4.000	101.6	0.226	5.74	3.548	0.2957	90.1	0.068 68	6.381 × 10 <sup>-3</sup>
4	4.500	114.3	0.237	6.02	4.026	0.3355	102.3	0.088 40	8.213 × 10 <sup>-3</sup>
5	5.563	141.3	0.258	6.55	5.047	0.4206	128.2	0.139 0	1.291 × 10 <sup>-2</sup>
6	6.625	168.3	0.280	7.11	6.065	0.5054	154.1	0.200 6	1.864 × 10 <sup>-2</sup>
8	8.625	219.1	0.322	8.18	7.981	0.6651	202.7	0.347 2	3.226 × 10 <sup>-2</sup>
10	10.750	273.1	0.365	9.27	10.020	0.8350	254.5	0.547 9	5.090 × 10 <sup>-2</sup>
12	12.750	323.9	0.406	10.31	11.938	0.9948	303.2	0.777 1	7.219 × 10 <sup>-2</sup>
14	14.000	355.6	0.437	11.10	13.126	1.094	333.4	0.939 6	8.729 × 10 <sup>-2</sup>
16	16.000	406.4	0.500	12.70	15.000	1.250	381.0	1.227	0.1140
18	18.000	457.2	0.562	14.27	16.876	1.406	428.7	1.553	0.1443
20	20.000	508.0	0.593	15.06	18.814	1.568	477.9	1.931	0.1794
24	24.000	609.6	0.687	17.45	22.626	1.886	574.7	2.792	0.2594

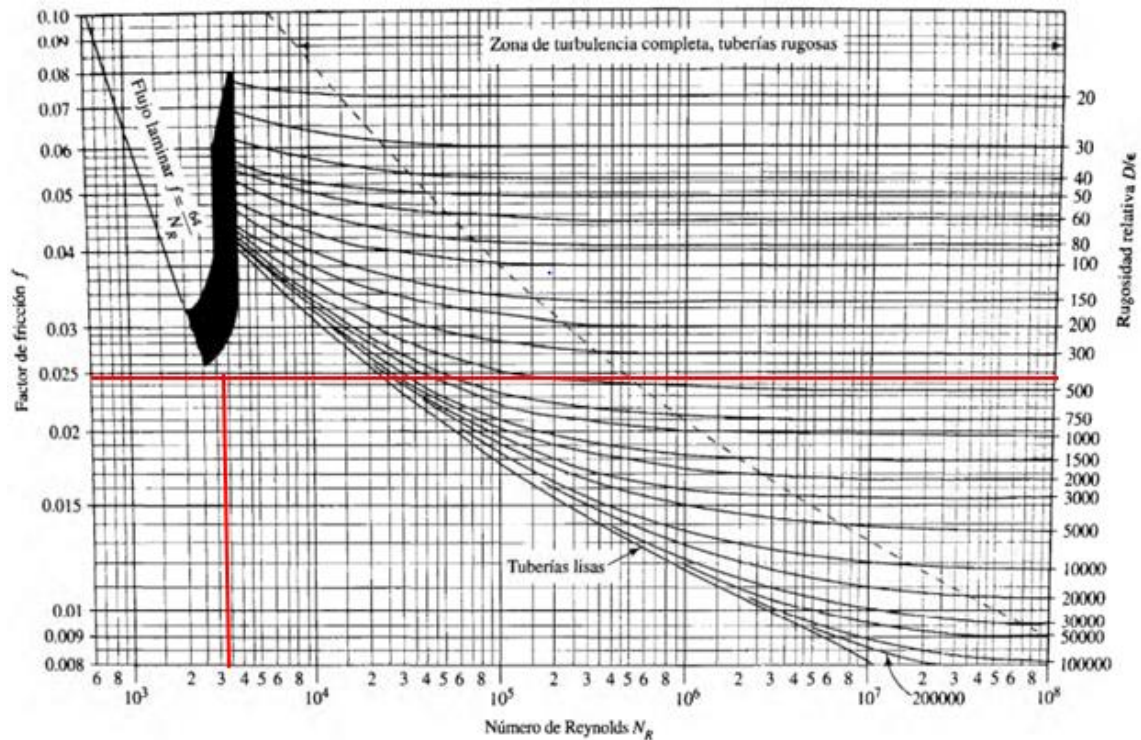
Fuente: MOTT,2006 [32].

#### Anexo 4. Resistencia de válvulas y acoplamientos.

Tipo	Longitud equivalente en diámetros de tubería $L_e/D$
Válvula de globo—abierta por completo	340
Válvula de ángulo—abierta por completo	150
Válvula de compuerta—abierta por completo	8
— $3/4$ abierta	35
— $1/2$ abierta	160
— $1/4$ abierta	900
Válvula de verificación—tipo giratorio	100
Válvula de verificación—tipo bola	150
Válvula de mariposa—abierta por completo, 2 a 8 pulg	45
—10 a 14 pulg	35
—16 a 24 pulg	25
Válvula de pie—tipo disco de vástago	420
Válvula de pie—tipo disco de bisagra	75
Codo estándar a $90^\circ$	30
Codo a $90^\circ$ de radio largo	20
Codo roscado a $90^\circ$	50
Codo estándar a $45^\circ$	16
Codo roscado a $45^\circ$	26
Vuelta cerrada en retorno	50
Te estándar—con flujo directo	20
—con flujo en el ramal	60

Fuente: MOTT,2006 [32].

#### Anexo 5. Diagrama de Moody.



Fuente: MOTT,2006 [32].

Anexo 6. Propiedades del agua.

Temperatura (°C)	Peso específico $\gamma$ (kN/m <sup>3</sup> )	Densidad $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Viscosidad dinámica $\eta$ (Pa·s)	Viscosidad cinemática $\nu$ (m <sup>2</sup> /s)
0	9.81	1000	$1.75 \times 10^{-3}$	$1.75 \times 10^{-6}$
5	9.81	1000	$1.52 \times 10^{-3}$	$1.52 \times 10^{-6}$
10	9.81	1000	$1.30 \times 10^{-3}$	$1.30 \times 10^{-6}$
15	9.81	1000	$1.15 \times 10^{-3}$	$1.15 \times 10^{-6}$
20	9.79	998	$1.02 \times 10^{-3}$	$1.02 \times 10^{-6}$
25	9.78	997	$8.91 \times 10^{-4}$	$8.94 \times 10^{-7}$
30	9.77	996	$8.00 \times 10^{-4}$	$8.03 \times 10^{-7}$
35	9.75	994	$7.18 \times 10^{-4}$	$7.22 \times 10^{-7}$
40	9.73	992	$6.51 \times 10^{-4}$	$6.56 \times 10^{-7}$
45	9.71	990	$5.94 \times 10^{-4}$	$6.00 \times 10^{-7}$
50	9.69	988	$5.41 \times 10^{-4}$	$5.48 \times 10^{-7}$
55	9.67	986	$4.98 \times 10^{-4}$	$5.05 \times 10^{-7}$
60	9.65	984	$4.60 \times 10^{-4}$	$4.67 \times 10^{-7}$
65	9.62	981	$4.31 \times 10^{-4}$	$4.39 \times 10^{-7}$
70	9.59	978	$4.02 \times 10^{-4}$	$4.11 \times 10^{-7}$
75	9.56	975	$3.73 \times 10^{-4}$	$3.83 \times 10^{-7}$
80	9.53	971	$3.50 \times 10^{-4}$	$3.60 \times 10^{-7}$
85	9.50	968	$3.30 \times 10^{-4}$	$3.41 \times 10^{-7}$
90	9.47	965	$3.11 \times 10^{-4}$	$3.22 \times 10^{-7}$
95	9.44	962	$2.92 \times 10^{-4}$	$3.04 \times 10^{-7}$
100	9.40	958	$2.82 \times 10^{-4}$	$2.94 \times 10^{-7}$

Fuente: MOTT,2006 [32].

## Anexo 7. Propiedades del agua saturada.

Propiedades del agua saturada													
Temp., T °C	Presión de saturación, P <sub>sat</sub> , kPa	Densidad, ρ kg/m <sup>3</sup>		Entalpia de vaporización, h <sub>fg</sub> , kJ/kg	Calor específico, c <sub>p</sub> , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-5</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-5</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-5</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4186	1863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-5</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-5</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4180	1870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-5</sup>	6.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4178	1875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-5</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4178	1880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-5</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4179	1885	0.631	0.0196	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	1.031 × 10 <sup>-5</sup>	4.32	1.00	0.377 × 10 <sup>-3</sup>
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4180	1892	0.637	0.0200	0.596 × 10 <sup>-3</sup>	1.046 × 10 <sup>-5</sup>	3.91	1.00	0.415 × 10 <sup>-3</sup>
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4181	1900	0.644	0.0204	0.547 × 10 <sup>-3</sup>	1.062 × 10 <sup>-5</sup>	3.55	1.00	0.451 × 10 <sup>-3</sup>
55	15.76	985.2	0.1045	2371	4183	1908	0.649	0.0208	0.504 × 10 <sup>-3</sup>	1.077 × 10 <sup>-5</sup>	3.25	1.00	0.484 × 10 <sup>-3</sup>
60	19.94	983.3	0.1304	2359	4185	1916	0.654	0.0212	0.467 × 10 <sup>-3</sup>	1.093 × 10 <sup>-5</sup>	2.99	1.00	0.517 × 10 <sup>-3</sup>
65	25.03	980.4	0.1614	2346	4187	1926	0.659	0.0216	0.433 × 10 <sup>-3</sup>	1.110 × 10 <sup>-5</sup>	2.75	1.00	0.548 × 10 <sup>-3</sup>
70	31.19	977.5	0.1983	2334	4190	1936	0.663	0.0221	0.404 × 10 <sup>-3</sup>	1.126 × 10 <sup>-5</sup>	2.55	1.00	0.578 × 10 <sup>-3</sup>
75	38.58	974.7	0.2421	2321	4193	1948	0.667	0.0225	0.378 × 10 <sup>-3</sup>	1.142 × 10 <sup>-5</sup>	2.38	1.00	0.607 × 10 <sup>-3</sup>
80	47.39	971.8	0.2935	2309	4197	1962	0.670	0.0230	0.355 × 10 <sup>-3</sup>	1.159 × 10 <sup>-5</sup>	2.22	1.00	0.653 × 10 <sup>-3</sup>
85	57.83	968.1	0.3536	2296	4201	1977	0.673	0.0235	0.333 × 10 <sup>-3</sup>	1.176 × 10 <sup>-5</sup>	2.08	1.00	0.670 × 10 <sup>-3</sup>
90	70.14	965.3	0.4235	2283	4206	1993	0.675	0.0240	0.315 × 10 <sup>-3</sup>	1.193 × 10 <sup>-5</sup>	1.96	1.00	0.702 × 10 <sup>-3</sup>
95	84.55	961.5	0.5045	2270	4212	2010	0.677	0.0246	0.297 × 10 <sup>-3</sup>	1.210 × 10 <sup>-5</sup>	1.85	1.00	0.716 × 10 <sup>-3</sup>
100	101.33	957.9	0.5978	2257	4217	2029	0.679	0.0251	0.282 × 10 <sup>-3</sup>	1.227 × 10 <sup>-5</sup>	1.75	1.00	0.750 × 10 <sup>-3</sup>
110	143.27	950.6	0.8263	2230	4229	2071	0.682	0.0262	0.255 × 10 <sup>-3</sup>	1.261 × 10 <sup>-5</sup>	1.58	1.00	0.798 × 10 <sup>-3</sup>
120	198.53	943.4	1.121	2203	4244	2120	0.683	0.0275	0.232 × 10 <sup>-3</sup>	1.296 × 10 <sup>-5</sup>	1.44	1.00	0.858 × 10 <sup>-3</sup>
130	270.1	934.6	1.496	2174	4263	2177	0.684	0.0288	0.213 × 10 <sup>-3</sup>	1.330 × 10 <sup>-5</sup>	1.33	1.01	0.913 × 10 <sup>-3</sup>
140	361.3	921.7	1.965	2145	4286	2244	0.683	0.0301	0.197 × 10 <sup>-3</sup>	1.365 × 10 <sup>-5</sup>	1.24	1.02	0.970 × 10 <sup>-3</sup>
150	475.8	916.6	2.546	2114	4311	2314	0.682	0.0316	0.183 × 10 <sup>-3</sup>	1.399 × 10 <sup>-5</sup>	1.16	1.02	1.025 × 10 <sup>-3</sup>
160	617.8	907.4	3.256	2083	4340	2420	0.680	0.0331	0.170 × 10 <sup>-3</sup>	1.434 × 10 <sup>-5</sup>	1.09	1.05	1.145 × 10 <sup>-3</sup>
170	791.7	897.7	4.119	2050	4370	2490	0.677	0.0347	0.160 × 10 <sup>-3</sup>	1.468 × 10 <sup>-5</sup>	1.03	1.05	1.178 × 10 <sup>-3</sup>
180	1002.1	887.3	5.153	2015	4410	2590	0.673	0.0364	0.150 × 10 <sup>-3</sup>	1.502 × 10 <sup>-5</sup>	0.983	1.07	1.210 × 10 <sup>-3</sup>
190	1254.4	876.4	6.388	1979	4460	2710	0.669	0.0382	0.142 × 10 <sup>-3</sup>	1.537 × 10 <sup>-5</sup>	0.947	1.09	1.280 × 10 <sup>-3</sup>
200	1553.8	864.3	7.852	1941	4500	2840	0.663	0.0401	0.134 × 10 <sup>-3</sup>	1.571 × 10 <sup>-5</sup>	0.910	1.11	1.350 × 10 <sup>-3</sup>
220	2318	840.3	11.60	1859	4610	3110	0.650	0.0442	0.122 × 10 <sup>-3</sup>	1.641 × 10 <sup>-5</sup>	0.865	1.15	1.520 × 10 <sup>-3</sup>
240	3344	813.7	16.73	1767	4760	3520	0.632	0.0487	0.111 × 10 <sup>-3</sup>	1.712 × 10 <sup>-5</sup>	0.836	1.24	1.720 × 10 <sup>-3</sup>
260	4688	783.7	23.69	1663	4970	4070	0.609	0.0540	0.102 × 10 <sup>-3</sup>	1.788 × 10 <sup>-5</sup>	0.837	1.35	2.000 × 10 <sup>-3</sup>
280	6412	750.8	33.15	1544	5280	4835	0.581	0.0605	0.094 × 10 <sup>-3</sup>	1.870 × 10 <sup>-5</sup>	0.854	1.49	2.380 × 10 <sup>-3</sup>
300	8581	713.8	46.15	1405	5750	5980	0.548	0.0695	0.086 × 10 <sup>-3</sup>	1.965 × 10 <sup>-5</sup>	0.902	1.69	2.950 × 10 <sup>-3</sup>
320	11274	667.1	64.57	1239	6540	7900	0.509	0.0836	0.078 × 10 <sup>-3</sup>	2.084 × 10 <sup>-5</sup>	1.00	1.97	—
340	14586	610.5	92.62	1028	8240	11870	0.469	0.110	0.070 × 10 <sup>-3</sup>	2.255 × 10 <sup>-5</sup>	1.23	2.43	—
360	18651	528.3	144.0	720	14690	25800	0.427	0.178	0.060 × 10 <sup>-3</sup>	2.571 × 10 <sup>-5</sup>	2.06	3.73	—
374.14	22090	317.0	317.0	0	∞	∞	∞	∞	0.043 × 10 <sup>-3</sup>	4.313 × 10 <sup>-5</sup>	—	—	—

Fuente: ÇENGEL, 2007 [14].

**Anexo 8.** Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre banco de tubos.

para  $N > 16$  y  $0.7 < Pr < 500$  (tomado de Zukauskas, 1987)\*

Disposición	Rango de $Re_D$	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$1\ 000-2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$1\ 000-2 \times 10^5$	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

\*Todas las propiedades, excepto  $Pr_s$ , se deben evaluar en la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido ( $Pr_s$  se debe evaluar en  $T_s$ ).

Fuente: ÇENGEL, 2007 [14].

**Anexo 9.** Temperaturas del banco de tubos.



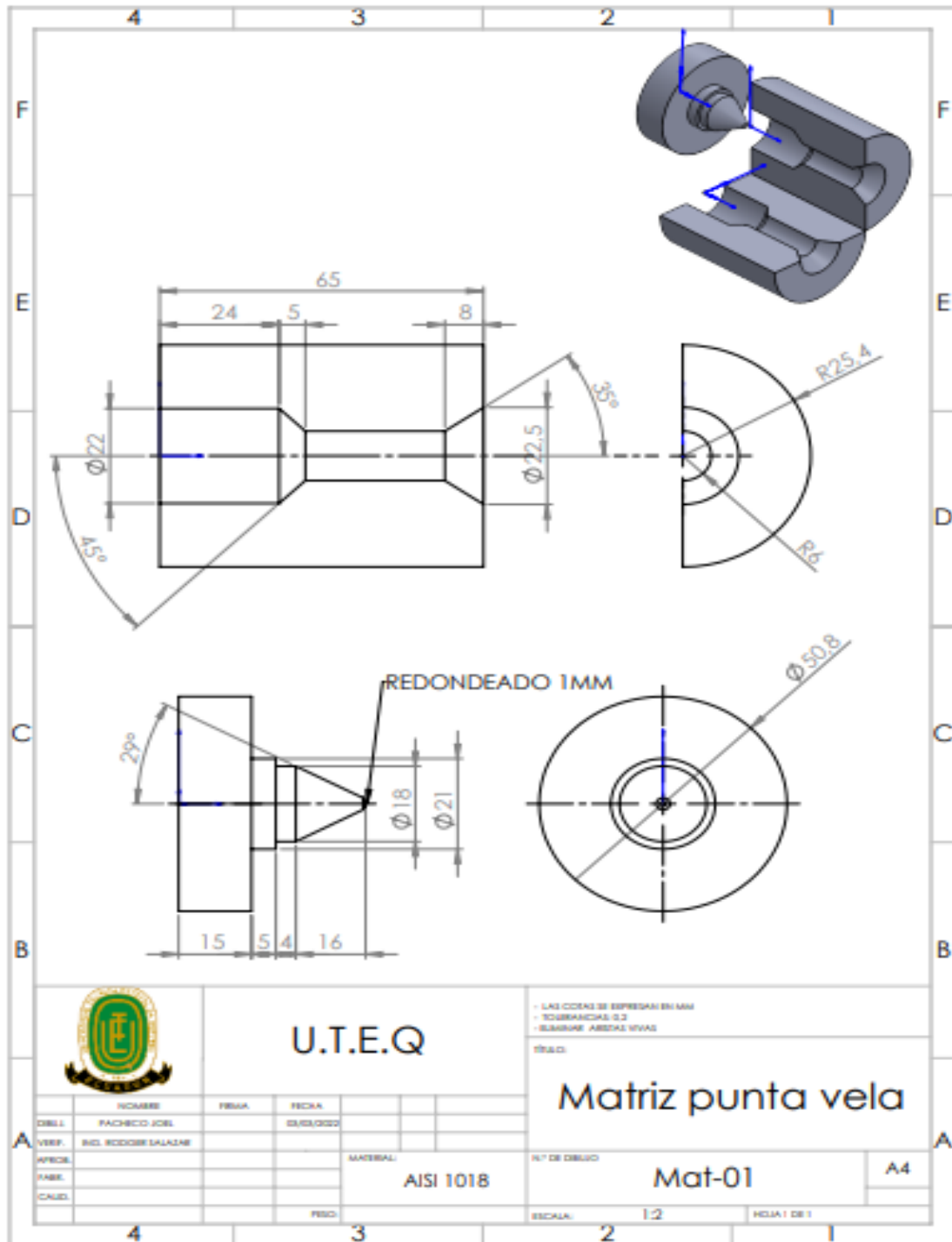
Fuente: AUTOR.

Anexo 10. Propiedades de aire.

TABLA A-15							
Propiedades del aire a la presión de 1 atm							
Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	$4.158 \times 10^{-6}$	$8.636 \times 10^{-6}$	$3.013 \times 10^{-6}$	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	$8.036 \times 10^{-6}$	$1.189 \times 10^{-5}$	$5.837 \times 10^{-6}$	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	$1.252 \times 10^{-5}$	$1.474 \times 10^{-5}$	$9.319 \times 10^{-6}$	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	$1.356 \times 10^{-5}$	$1.527 \times 10^{-5}$	$1.008 \times 10^{-5}$	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	$1.465 \times 10^{-5}$	$1.579 \times 10^{-5}$	$1.087 \times 10^{-5}$	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	$1.578 \times 10^{-5}$	$1.630 \times 10^{-5}$	$1.169 \times 10^{-5}$	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	$1.696 \times 10^{-5}$	$1.680 \times 10^{-5}$	$1.252 \times 10^{-5}$	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	$1.338 \times 10^{-5}$	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	$1.880 \times 10^{-5}$	$1.754 \times 10^{-5}$	$1.382 \times 10^{-5}$	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	$1.944 \times 10^{-5}$	$1.778 \times 10^{-5}$	$1.426 \times 10^{-5}$	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	$2.009 \times 10^{-5}$	$1.802 \times 10^{-5}$	$1.470 \times 10^{-5}$	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	$2.074 \times 10^{-5}$	$1.825 \times 10^{-5}$	$1.516 \times 10^{-5}$	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	$2.141 \times 10^{-5}$	$1.849 \times 10^{-5}$	$1.562 \times 10^{-5}$	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	$2.208 \times 10^{-5}$	$1.872 \times 10^{-5}$	$1.608 \times 10^{-5}$	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	$2.277 \times 10^{-5}$	$1.895 \times 10^{-5}$	$1.655 \times 10^{-5}$	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	$2.346 \times 10^{-5}$	$1.918 \times 10^{-5}$	$1.702 \times 10^{-5}$	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	$2.416 \times 10^{-5}$	$1.941 \times 10^{-5}$	$1.750 \times 10^{-5}$	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	$2.487 \times 10^{-5}$	$1.963 \times 10^{-5}$	$1.798 \times 10^{-5}$	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	$2.632 \times 10^{-5}$	$2.008 \times 10^{-5}$	$1.896 \times 10^{-5}$	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	$2.780 \times 10^{-5}$	$2.052 \times 10^{-5}$	$1.995 \times 10^{-5}$	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	$2.931 \times 10^{-5}$	$2.096 \times 10^{-5}$	$2.097 \times 10^{-5}$	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	$3.086 \times 10^{-5}$	$2.139 \times 10^{-5}$	$2.201 \times 10^{-5}$	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	$3.243 \times 10^{-5}$	$2.181 \times 10^{-5}$	$2.306 \times 10^{-5}$	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	$3.565 \times 10^{-5}$	$2.264 \times 10^{-5}$	$2.522 \times 10^{-5}$	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	$3.898 \times 10^{-5}$	$2.345 \times 10^{-5}$	$2.745 \times 10^{-5}$	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	$4.241 \times 10^{-5}$	$2.420 \times 10^{-5}$	$2.975 \times 10^{-5}$	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	$4.593 \times 10^{-5}$	$2.504 \times 10^{-5}$	$3.212 \times 10^{-5}$	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	$4.954 \times 10^{-5}$	$2.577 \times 10^{-5}$	$3.455 \times 10^{-5}$	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	$5.890 \times 10^{-5}$	$2.760 \times 10^{-5}$	$4.091 \times 10^{-5}$	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	$6.871 \times 10^{-5}$	$2.934 \times 10^{-5}$	$4.765 \times 10^{-5}$	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	$7.892 \times 10^{-5}$	$3.101 \times 10^{-5}$	$5.475 \times 10^{-5}$	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	$8.951 \times 10^{-5}$	$3.261 \times 10^{-5}$	$6.219 \times 10^{-5}$	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	$1.004 \times 10^{-4}$	$3.415 \times 10^{-5}$	$6.997 \times 10^{-5}$	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	$1.117 \times 10^{-4}$	$3.563 \times 10^{-5}$	$7.806 \times 10^{-5}$	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	$1.352 \times 10^{-4}$	$3.846 \times 10^{-5}$	$9.515 \times 10^{-5}$	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	$1.598 \times 10^{-4}$	$4.111 \times 10^{-5}$	$1.133 \times 10^{-4}$	0.7092

Fuente: ÇENGEL, 2007 [14].

**Anexo 11.** Plano de matriz expulsor punta de la vela.



Fuente: SOLIDWORKS 2020.

Elaborado por: AUTOR.

## Anexo 12. Punto de fusión del aluminio.

Propiedades físicas de diversos materiales a temperatura ambiente					
Material	Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	Punto de fusión (°C)	Calor específico (J/kg K)	Conductividad térmica (W/m K)	Coefficiente de expansión térmica (μm/m°C)
<b>Metálicos</b>					
Aluminio	2700	660	900	222	23.6
Aleaciones de aluminio	2630–2820	476–654	880–920	121–239	23.0–23.6
Berilio	1854	1278	1884	146	8.5
Columbio (niobio)	8580	2468	272	52	7.1
Cobre	8970	1082	385	393	16.5
Aleaciones de cobre	7470–8940	885–1260	337–435	29–234	16.5–20
Oro	19300	1063	129	317	19.3
Hierro	7860	1537	460	74	11.5
Aceros	6920–9130	1371–1532	448–502	15–52	11.7–17.3
Plomo	11350	327	130	35	29.4
Aleaciones de plomo	8850–11350	182–326	126–188	24–46	27.1–31.1
Magnesio	1745	650	1025	154	26.0
Aleaciones de magnesio	1770–1780	610–621	1046	75–138	26.0
Aleaciones de Molibdeno	10210	2610	276	142	5.1
Níquel	8910	1453	440	92	13.3
Aleaciones de níquel	7750–8850	1110–1454	381–544	12–63	12.7–18.4
Silicio	2330	1423	712	148	7.63
Plata	10500	961	235	429	19.3
Aleaciones de tantalio	16600	2996	142	54	6.5
Titanio	4510	1668	519	17	8.35
Aleaciones de titanio	4430–4700	1549–1649	502–544	8–12	8.1–9.5
Tungsten	19290	3410	138	166	4.5
<b>No metálicos</b>					
Cerámicos	2300–5500	—	750–950	10–17	5.5–13.5
Vidrios	2400–2700	580–1540	500–850	0.6–1.7	4.6–70
Grafito	1900–2200	—	840	5–10	7.86
Plásticos	900–2000	110–330	1000–2000	0.1–0.4	72–200
Madera	400–700	—	2400–2800	0.1–0.4	2–60

Fuente: KALPAKJIAN, 2008 [23].

## Anexo 13. Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 1018.



### CERTIFICADO OF AISI 1018

Equivalencia:	JIS S18C		DIN 1.1141		ASTM A 29/A29M – 16: 1018	
Composición Química:	---	---	%P	%S	%C	%Mn
	---	---	0.40 máx.	0.050 máx.	0.15 – 0.20	0.60 – 0.90
Condición de suministro:	Recocido con una dureza estimada 126 HBN (~ 70 HRB) como estirado en frío (SAE J414a).					
Propiedades mecánicas (temperatura de 23 °C):	% Elongación en 2.0"	Reducción de área %	Límite elástico Mpa (Lb/in <sup>2</sup> )		Resistencia a la tensión Mpa (Lb/in <sup>2</sup> )	
	15	40	370(54,000)		440(64,000)	
Propiedades térmicas (temperatura de 23 °C):	Coefficiente de expansión térmica	Punto de fusión	Calor específico		Conductividad térmica	
	1.2E <sup>-5</sup> 1/K	1480 – 1526 °C	450 J/(kg K)		25 – 93 W/(m K)	

ventas@vazbros.com

www.vazbros.com

899 926 14 84 | 899 926 14 78 | 899 926 59 42 | 899 305 52 71

Vazbros Plásticos y Metales Industriales

Fuente: VAZBROS.

**Anexo 14.** Datos de los engranajes cónicos rectos.

<b>Engranaje cónico recto</b>		<b>Piñón cónico recto</b>	
Número de dientes $N_G$	20	Número de dientes $N_p$	12
Ángulo entre ejes		90°	
Ángulo del cono de paso $\alpha_G$	59.036°	Ángulo del cono de paso $\alpha_p$	30.9637°
Módulo $m$		5	
Paso diametral $Pd = \frac{N_G}{D_G}, \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$		$Pd = \frac{20}{3.937\text{pulg}} \quad 5.08 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$	
Paso circular $p_c = m\pi$		15.70 mm	
Diámetro de paso $D_G = m \cdot N_G$	100 mm	Diámetro de paso $D_p = m \cdot N_p$	60 mm
Diámetro exterior o cabeza $D_e = D_G + 2m \cdot \cos \alpha_G$	105.14 mm	Diámetro exterior o cabeza $D_e = D_p + 2m \cdot \cos \alpha_p$	69.57 mm
Diámetro interior o pie $D_e = D_G - 2,5 \cdot m \cdot \cos \alpha_G$	93.57 mm	Diámetro interior o pie $D_e = D_p - 2,5 \cdot m \cdot \cos \alpha_p$	49.28 mm
Relación de velocidades $i = \frac{D_p}{D_G} = \frac{N_p}{N_G} = m_G$		0.6 ó $\frac{3}{5}:1$	
Ángulo de presión $\emptyset$		20°	
Altura de diente $h = \frac{9}{4}m$		11.25	
Ángulo Adendum $\tan \theta_a = \frac{2 \cdot \sin \alpha_G}{N_G}$		$\tan \theta_a = \frac{2 \cdot \sin 59.036^\circ}{20}$ $\tan^{-1} 0.08574907 = \theta_a = 4.901^\circ$	
Ángulo Dedendum $\tan \theta_d = \frac{2 \cdot 1.25 \cdot \sin \alpha_G}{N_G}$		$\tan \theta_d = \frac{2 \cdot 1.25 \cdot \sin 59.036^\circ}{20}$ $\tan^{-1} 0.10718634 = \theta_d = 6.118^\circ$	
Ángulo de cono exterior $\alpha_a = \alpha_G + \theta_a$		63.937°	
Ángulo de cono interior $\alpha_d = \alpha_G - \theta_d$		52.918°	
Distancia de cono $A_0 = \frac{D_G}{2 \cdot \sin \alpha_G}$ $A_0 = \frac{100 \text{ mm}}{2 \cdot \sin 59.036^\circ}$	58.309 mm ó 2.2956 pulg	Distancia de cono $A_0 = \frac{D_p}{2 \cdot \sin \alpha_p}$ $A_0 = \frac{60 \text{ mm}}{2 \cdot \sin 30.9637^\circ}$	58.309 mm ó 2.2956 pulg
Ancho de cara $b_w = \left(0.3 A_0 ; \frac{10}{Pd}\right)$ $b_w = (0.3 \cdot 2.2956 \text{ plg}) \quad b_w = 0.68 \text{ plg}$ $b_w = \frac{10}{5.08} \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}} \quad b_w = 1.96 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$		Ancho de cara $0.68 \text{ pulg} < b_w < 1.96 \text{ pulg}$ $17.5 \text{ mm} < b_w < 49.78 \text{ mm}$ $b_w = 29 \text{ mm}$	

**Fuente:** MOTT, 2006 [40].

## Anexo 15. Propiedades de los aceros cementados.

Designación del material (Número AISI)	Condición	Propiedades del interior						
		Resistencia de tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)	Dureza superficial (HRC)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)			
1015	SWQT 350	106	731	60	414	15	217	62
1020	SWQT 350	129	889	72	496	11	255	62
1022	SWQT 350	135	931	75	517	14	262	62
1117	SWQT 350	125	862	66	455	10	235	65
1118	SWQT 350	144	993	90	621	13	285	61
4118	SOQT 300	143	986	93	641	17	293	62
4118	DOQT 300	126	869	63	434	21	241	62
4118	SOQT 450	138	952	89	614	17	277	56
4118	DOQT 450	120	827	63	434	22	229	56
4320	SOQT 300	218	1500	178	1230	13	429	62
4320	DOQT 300	151	1040	97	669	19	302	62
4320	SOQT 450	211	1450	173	1190	12	415	59
4320	DOQT 450	145	1000	94	648	21	293	59
4620	SOQT 300	119	820	83	572	19	277	62
4620	DOQT 300	122	841	77	531	22	248	62
4620	SOQT 450	115	793	80	552	20	248	59
4620	DOQT 450	115	793	77	531	22	235	59
4820	SOQT 300	207	1430	167	1150	13	415	61
4820	DOQT 300	204	1405	165	1140	13	415	60
4820	SOQT 450	205	1410	184	1270	13	415	57
4820	DOQT 450	196	1350	171	1180	13	401	56
8620	SOQT 300	188	1300	149	1030	11	388	64
8620	DOQT 300	133	917	83	572	20	269	64
8620	SOQT 450	167	1150	120	827	14	341	61
8620	DOQT 450	130	896	77	531	22	262	61
E9310	SOQT 300	173	1190	135	931	15	363	62
E9310	DOQT 300	174	1200	139	958	15	363	60
E9310	SOQT 450	168	1160	137	945	15	341	59
E9310	DOQT 450	169	1170	138	952	15	352	58

Notas: Se muestran las propiedades para un solo conjunto de pruebas a barras redondas de 1/2 pulgada

SWQT: Templado una vez en agua y revenido

SOQT: Templado una vez en aceite y revenido

DOQT: Templado doble en aceite y revenido

Temperaturas de revenido: 300 y 450°F. Acero cementado durante 8 h. La profundidad de cementación varió de 0.045 a 0.075 pulg.

Fuente: MOTT,2006 [41].

## Anexo 16. Propiedades mecánicas del acero AISI-SAE 1020.

### ACERO SAE 1020

DIN	CK - 20
UNI	C - 20
AFNOR	XC - 20
SAE	1020

### CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

Acero al carbono que puede utilizarse en estado cementado, templado y revenido o simplemente en estado calibrado. Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales o de maquinaria de mediana resistencia con una gran tenacidad. Es fácilmente soldable con soplete ó al arco.

COMPOSICION QUÍMICA	C %	Mn %	P máx. %	S máx. %	Si máx. %
Análisis típico en %	0.18 0.23	0.3 0.6	0.04	0.05	0.15 0.3

Estado de suministro: Recocido  
Dureza de suministro: 150 - 180 HB

### PROPIEDADES MECÁNICAS

Estado de suministro	Resistencia a la tracción MPa	Límite elástico MPa	Alargamiento %	Reducción de área %	Dureza Brinell aprox.
Laminado en caliente	441	196	25	45	140 / 180
Normalizado	490 - 588	343	30	55	150
Recocido	441 - 539	294	35	60	130 / 150
Calibrado	539 - 686	441	10	35	180 / 220
Cementado, templado y rev.	686 - 833	441	15	45	-----

TRATAMIENTO TÉRMICO	TEMPERATURA °C	MEDIO DE ENFRIAMIENTO
Forja	850 - 1150	Arena seca
Normalizado	880 - 920	Aire
Recocido	660 - 720	Horno
Cementación	900 - 930	Horno/agua
Temple capa cementada	850 - 900	Agua
Revenido capa cementada	180 - 240	Aire

Fuente: GENERAL ACEROS S.A.

## Anexo 17. Propiedades mecánicas del acero al carbono ASTM A36.



**ACERO ESTRUCTURAL**  
ACERO ASTM A36



**1. Descripción:** Acero al carbono estructural conocido como hierro negro, de calidad estructural para el uso en puentes y edificaciones remachadas, atornilladas o soldadas.

**2. Normas involucradas:** ASTM A 36/A 36M - 04

**3. Propiedades mecánicas:** Esfuerzo a la fluencia mínimo: 250 MPa (36300 PSI)  
Esfuerzo a la tensión: 400 – 550 MPa (58000 – 79800 PSI)  
Elongación mínima en 50 mm (2"): 23%  
Módulo de elasticidad 200 GPa (29000 KSI)

**4. Propiedades físicas:** Densidad 7.85 g/cm<sup>3</sup> (0.284 lb/in<sup>3</sup>)

**5. Propiedades químicas:** 0.25 – 0.29 % C  
0.60 – 1.20 % Mn  
0.15 – 0.40 % Si  
0.04 % P máx  
0.05 % S máx

**6. Usos:** Para componentes estructurales en general.

**7. Tratamientos térmicos:** Usualmente a este material no se le da tratamiento térmico debido a que son parte estructural. Puede ser cementado para aumentar la dureza superficial mientras mantiene su núcleo tenaz.

**NOTA:**  
Los valores expresados en las propiedades mecánicas y físicas corresponden a los valores promedio que se espera cumpla el material. Tales valores son para orientar a aquella persona que debe diseñar o construir algún componente o estructura pero en ningún momento se deben considerar como valores estrictamente exactos para su uso en el diseño.

(506) 2591-7514   
(506) 2551-4169   
info.clientes@sumiteccr.com 



www.sumiteccr.com



Fuente: SUMITEC.

**Anexo 18.** Propiedades mecánicas de las resinas de poliéster.

REFERENCIA	DESCRIPCIÓN	DUREZA BARCOL	MÓDULO TENSIÓN Mpa	RESIST. TENSIÓN Mpa	MÓDULO FLEXIÓN Mpa	ELONGAC. AL QUIEBRE, %	RESIST. A LA FLEXIÓN Mpa	HDT °C
30801	Ortoftálica preacelerada tixotrópica	40	3800	63	3850	1.2	36	81
30805	Ortoftálica rígida	45	3800	69	3850	2.3	93	89
30807	Ortoftálica preacelerada tixotrópica	40	3800	63	3850	1.2	136	78
30809	Ortoftálica preacelerada tixotrópica	40	4000	65	3670	2.0	120	63
30811	Ortoftálica	45	3800	65	3567	2.3	120	87
30816	Orto-isoftálica	40	3000	57	3370	2.2	117	65
30818	Ortoftálica semirígida	35	3000	68	2700	3.2	110	66
30822	Ortoftálica flexible	-	-	-	-	> 60	-	-
30823	Ortoftálica semirígida	35	2959	66	2700	4.8	105	76
30826	Ortoftálica preacelerada semirígida	40	3000	62	4037	2.4	105	60
30840	Ortoftálica preacelerada semirígida	-	2000	43	1270	16.3	26	60
30841	Ortoftálica preacelerada flexible	-	-	-	-	> 40	-	51
30842	Ortoftálica preacelerada semirígida	-	2000	40	1137	9.2	54	60
30848	Ortoftálica tixotrópica	35	2900	73	3200	3.7	105	77
30858	Ortoftálica rígida	40	3800	63	4000	2.0	120	55
30859	Ortoftálica rígida	40	3600	62	4500	1.9	129	55
30863	Isoftálica NPG	45	3400	70	1068	3.0	110	90
30864	Isoftálica NPG modificada con MMA	45	3517	76	3497	3.5	132	78
30867	Isoftálica semirígida	30	3000	68	2045	4.0	75	61
30870	Isoftálica rígida	40	3500	75	2885	3.8	107	75
30872	Isoftálica flexible	-	-	-	-	> 100	-	-

Fuente: EAFIT.

**Anexo 19.** Características típicas de rendimiento del adhesivo Scotch Weld 460.

**Metals, Overlap Shear, Tested @ 73°F (23°C) (PSI)**

Aluminum	Etched Oakite degreased MEK/abrade/MEK	4500 3200 3500
Cold Rolled Steel	Oakite degreased MEK/abrade/MEK	3500 2800
Copper	MEK/abrade/MEK	4000
Brass	MEK/abrade/MEK CDA 260 Cartridge	— 4000 4200
Stainless Steel	MEK/abrade/MEK	4000
Galvanized Steel	Oakite degreased Hot dipped Electrodeposited	2000 2100

Fuente: 3M.

**Anexo 20.** Propiedades mecánicas del acero AISI 4340 para los tornillos de potencia.

COMPOSICIÓN QUÍMICA				
%C	%Si	%Mn	%P	%S
0,34	0,1- 0,35	0,60 – 0,80	0,04 – 0,30	0,002 – 0,03


  

PROPIEDADES MECÁNICAS				
DIÁMETRO (mm)	RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm <sup>2</sup> )	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm <sup>2</sup> )	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
16 o MENOS	1200 - 1400	1000	9	240 - 380
16 - 40	1100 - 1300	900	10	240 - 380
41 - 100	1000 - 1200	800	11	240 - 380

**Fuente:** DIPAC.

**Anexo 21.** Proforma de máquina de velas para importación.

Maquinaria para fabricar Velas de Cera ▷ Recibidos x 🖨 🔗

 **MANEK Machines - Kirtan Shah** <maquinariamane@gmail.com>  
para mí ▾ 📧 10 Jun 2022, 02:29 (hace 6 días) ☆ ↶ ⋮

KD:EM:0313  
10.06.2022

**Sr. Joel Pacheco**  
Ecuador  
Cel. / WhatsApp: +593 98 313 3926  
.....

Estimado Señor,

Le agradecemos por el envío de su mensaje WhatsApp de fecha 16.04.2022 y notamos con mucho gusto que le interesa comprar de nosotros una máquina para fabricar velas de diámetro 2,0 cm con altura de 10 y 15 cm.  
Cotizamos abajo las máquinas recomendadas:

**'MANEK' Máquina para fabricar Velas / Bujías de Cera Modelo: WCM-SA/C21** operada a mano, completo con bobinas, cuchilla y alambre de acero para insertar el hilo:  
Diámetro de la Vela: 21 mm (2,1 cm)  
Altura de la Vela: 200 (20 cm) ajustable  
Número de Velas por operación: **210 velas**  
Tipo de Vela: Cilíndrica  
**PRECIO CFR GUAYAQUIL US\$ 4,200.00**  
.....

**FOLLETO:** Adjuntamos catálogo de la maquinaria para fabricar velas para su referencia (archivo PDF).

**WEB SITE:** Para mayor información de la maquinaria ofrecida incluso VIDEOS, Fotos y Detalles Técnicas, visítenos en nuestra página web:  
<http://www.maneklalexports.com/indexesp.htm>  
(Favor haga clic sobre el botón 'Peq. Industria' de la barra de navegación y luego sobre la foto de 'Velas')

Link directo a la Página de la Maquinaria para fabricar Velas:  
<http://www.maneklalexports.com/Espanol/SmallScale/CandleMkg.htm>

VIDEO: Usted pueda ver un video de nuestra máquina de velas sobre YouTube: <https://www.youtube.com/watch?v=jHN0sCEpO-s>

**PRECIOS:** Los precios cotizados arriba son en Dólares Americanos para las máquinas puestas en el puerto marítimo de GUAYAQUIL en ECUADOR.

**Fuente:** MANEK [31].

**Anexo 22.** Planos de construcción.