



ING. AUTOMOTRIZ

**Trabajo integración Curricular previa a la obtención
del título de Ingeniería en Mecánica Automotriz.**

AUTORES:

Cóndor Heredia Jhonny Alexander
Cueva Lapo Jonathan Javier

DIRECTOR:

Ing. Ibujés Villacís Luis Homero

Análisis de flujometría en el sistema de refrigeración en un
vehículo N1

CERTIFICACIÓN DE AUTORÍA

Nosotros, **CONDOR HEREDIA JHONNY ALEXANDER Y CUEVA LAPO JONATHAN JAVIER**, declaramos bajo juramento, que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido presentado anteriormente para ningún grado o calificación profesional y que se ha consultado la bibliografía detallada.

Cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual a la Universidad Internacional del Ecuador, para que sea publicado y divulgado en internet, según lo establecido en la Ley de Propiedad Intelectual, su reglamento y demás disposiciones legales.

CONDOR HEREDIA JHONNY



Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
**JONATHAN JAVIER
CUEVA LAPO**

CUEVA LAPO JONATHAN

APROBACIÓN DEL TUTOR

Yo, **IBUJÉS VILLACÍS LUIS HOMERO**, certifico que conozco a los autores del presente trabajo, siendo el responsable exclusivo tanto de su originalidad y autenticidad, como de su contenido.

**LUIS
HOMERO
IBUJES
VILLACÍS**

Firmado
digitalmente por
LUIS HOMERO
IBUJES VILLACÍS
Fecha: 2026.07.28
11:34:21 -05'00'

Firma profesor

DEDICATORIA

Este artículo está dirigido para el mentor más grandioso que existe en el mundo que es Dios que gracias a él podemos dedicar proyectos tan maravillosos como este, también a mi madre Blanca Heredia y a mi padre Alejandro Cóndor, que fueron uno de los pilares principales, y el cuerpo docente que estuvieron a cargo en esta travesía, a mis compañeros de clase que compartieron cada uno de los niveles.

JHONNY ALEXANDER CONDOR HEREDIA

DEDICATORIA

Este arduo trabajo va dedicado a mi madre gracias a sus sabios consejos, su gran amor quien supo guiarme e inculcarme valores, quien me ha apoyado a pesar de todos los problemas que se han ido presentando en la vida diaria gracias a ella estoy cumpliendo mis metas.

A mi familia que son mi mayor motivación mi esposa e hijas gracias a ellas quienes me dieron fuerzas para seguir adelante con mis estudios y ser un ejemplo para ellas todo esto es para ustedes.

JONATHAN JAVIER CUEVA LAPO

AGRADECIMIENTOS

Mis agradecimientos van dirigidos a la noble institución Universidad Internacional del Ecuador por brindarme y acogerme en sus cómodas instalaciones, al conocimiento impartido por los docentes, el carácter y la paciencia que tuvieron al impartir las materias. espero que muchos de los chicos que buscan seguir con sus estudios opten por esta universidad es un camino lleno de muchas oportunidades que ofrece no solo a nivel de competitividad también, nivel de intelectual en base al conocimiento teórico y práctico que se va dando, es una de las mejores etapas de mi vida.

JHONNY ALEXANDER CÓNDOR HEREDIA

AGRADECIMIENTOS

Quiero esperezar mis agradecimientos a todas las personas que llevaron a cabo la realización de este artículo, agradezco a los profesores en especial al Ing. Ibujés Villacís Luis Homero por guiarnos en este proyecto de igual manera a Universidad Internacional del Ecuador y mis compañeros de clases los momentos súper especiales a su lado y mi familia que su apoyo, son mi motivación para salir en adelante.

JONATHAN JAVIER CUEVA LAPO

Índice de Contenido

CERTIFICACIÓN DE AUTORÍA.....	i
APROBACIÓN DEL TUTOR	i
ACUERDO DE CONFIDENCIALIDAD.....	ii
DEDICATORIA	iii
AGRADECIMIENTOS	v
Índice de Contenido	vii
Índice de figuras	viii
Índice de Tablas.....	ix
Índice de Anexos	x
INTRODUCCIÓN	4
MARCO TEÓRICO	5
Definiciones de presión, velocidad, temperatura y turbulencia	8
Refrigerantes Automotrices	9
MATERIALES Y MÉTODOS	11
Método	11
Materiales	12
Vehículo característico	¡Error! Marcador no definido.
Parámetros de entrada	12
Modelado CAD de la bomba centrífuga	15
Configuración del entorno de simulación CFD	16
RESULTADOS Y DISCUSIÓN	19
Validación del modelo	19
Caracterización de las propiedades y condiciones de operación	21

Identificación de zonas críticas de cavitación en el impulsor	25
ANÁLISIS TÉRMICO	29
Deformación Total vs. Velocidad de Rotación	33
Análisis Técnico de las Curvas	34
Deformación Total vs. Temperatura Operativa	35
Análisis Técnico de la Comparativa	36
Evaluación de cavitación en la bomba mediante la ecuación NPSH	36
Análisis técnico de cavitación y turbulencia	38
Comparación del análisis Cavitación	40
CONCLUSIONES	42
REFERENCIAS	44
ANEXOS	50

Índice de figuras

Ilustración 1. Sistema de refrigeración	5
Ilustración 2. Cavitación en la Bomba de agua	7
Ilustración 3. Modelo CAD del impulsor	16
Ilustración 4. Modelo CAD de la carcasa de la bomba	16
Ilustración 5. Dominio del fluido	
17 Ilustración 6. Dominio giratorio	
18	
Ilustración 7. Mallado	
18	
Ilustración 8. Mallado volumétrico en los componentes	19
Ilustración 9. Líneas de trayectoria	
20	
Ilustración 10. contorno de presión estática bajo condiciones de operación	21
Ilustración 11. Tensión CFD	22
Ilustración 12. Deformación total	23
Ilustración 13. Perfil de isotermas y zonas de concentración de calor en los álabes del	

impulsor.	25
Ilustración 14. Tensión en la carcasa	28
Ilustración 15. Deformación total de la carcasa	29
Ilustración 16. Distribución de gradientes térmicos y mallado de elementos finitos en la carcasa	31
Ilustración 17 Grafica Deformación vs Velocidad.	33
Ilustración 18. Deformación vs Temperatura	35

Índice de Tablas

Tabla 1. Componentes del sistema de refrigeración	6
Tabla 2. Refrigerantes automotrices	9
Tabla 3. Condiciones de entrada para la simulación	13
Tabla 4. Propiedades del refrigerante	13
Tabla 5. Material de la bomba de agua	14
Tabla 6. Propiedades físicas para la bomba de agua	14
Tabla 7. Características del material de la bomba de agua	15
Tabla 8. Consecuencias estructurales del funcionamiento del impulsor	26
Tabla 9. Valores de Deformación vs Velocidad	34
Tabla 10. Valores de Deformación vs Temperatura	35
Tabla 11. Valores para el cálculo de NPSH	37

Índice de Anexos

Anexo 1. Zonas críticas en las puntas de los alabes del impulsor	50
Anexo 2. Mallado estructural del impulsor	50
Anexo 3. Mallado estructural de la carcasa	50
Anexo 4. Condiciones límite de Simulación	51
Anexo 5. Reporte de simulación	54
Anexo 6 Representación de la alteración de la deformación frente a los cambios la temperatura en la carcasa y en el impulsor	56
Anexo 7. Norma de la describió del vehículo N1	56

ANÁLISIS DE FLUJOMETRÍA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN UN VEHÍCULO N1

Ing. Luis Ibujés¹, Jhonny Condor H.², Jonathan Cueva L.³

¹*Maestría -Universidad de las Fuerzas Armadas, luibujesvi@uide.edu.ec, Quito – Ecuador*

²*Ingeniería Automotriz, Universidad Internacional del Ecuador, jhcondorhe@uide.edu.ec, Quito – Ecuador*

³*Ingeniería Automotriz, Universidad Internacional del Ecuador, jocuevala@uide.edu.ec, Quito - Ecuador*

RESUMEN

Introducción: Esta investigación analiza el comportamiento dinámico de una bomba de agua de un vehículo N1, mediante simulaciones de Dinámica de Fluidos Computacional y análisis estructural en software de elementos finitos, con el objetivo de optimizar su rendimiento y prevenir fenómenos de cavitación. **Metodología:** se empleó el método analítico-cuantitativo en un Marco de Referencia Múltiple a un régimen de 2600 a 4300 RPM, utilizando refrigerante vehicular a una temperatura de operación de 85°C. **Resultados:** los resultados obtenidos en el post-procesamiento revelaron una velocidad máxima de flujo de 10.97 m/s y un torque de 0.00625 Nm. Se identificó una zona crítica de succión en el ojo del impulsor con una presión mínima de -18.26Pa, lo que, en combinación con temperaturas pico de 85°C detectadas tras el calentamiento, indica un riesgo latente de cavitación. El análisis de estructura estática mostró una estabilidad superior en el impulsor, con deformaciones de apenas 3.2110×10^{-8} mm, mientras que la carcasa presentó un desplazamiento significativo de 4.78 mm y una tensión de 4.72×10^{-2} , sugiriendo la necesidad de refuerzos para garantizar la estanqueidad. **Conclusión:** se determinó que el sistema es estructuralmente seguro, se requieren optimizaciones aerodinámicas en el borde de ataque de los álabes para mitigar la presión negativa y mejoras en la rigidez de la voluta para prolongar la vida útil del sistema bajo condiciones térmicas severas.

Palabras clave: Cavitación, software de elementos finitos, Bomba de agua, CFD, Análisis estructural.

ABSTRACT

Introduction: This research analyzes the dynamic behavior of a water pump of an N1 vehicle, through Computational Fluid Dynamics simulations and structural analysis in finite element software, with the aim of optimizing its performance and preventing cavitation phenomena. **Methodology:** the analytical-quantitative method was used in a Multiple Reference Frame at a regime of 2600 to 4300 RPM, using vehicle coolant at an operating temperature of 85°C. **Results:** The results obtained in the post-processing revealed a maximum flow speed of 10.97 m/s and a torque of 0.00625 Nm. A critical suction zone was identified in the eye of the impeller with a minimum pressure of -18.26 Pa, which, in combination with peak temperatures of 85°C detected after heating, indicates a latent risk of cavitation. The static structure analysis showed superior stability in the impeller, with deformations of just 3.2110^{-8} mm, while the casing presented a significant displacement of 4.78 mm and a stress of $4.72 \cdot 10^{-2}$, suggesting the need for reinforcements to guarantee watertightness. **Conclusion:** The system was determined to be structurally safe, aerodynamic optimizations are required at the leading edge of the blades to mitigate negative pressure and improvements in volute rigidity to extend the life of the system under severe thermal conditions.

Keywords: Cavitation, finite element software, Water pump, CFD, Structural analysis.

INTRODUCCIÓN

Uno de los problemas en el sistema de refrigeración es la cavitación, que es un fenómeno que ocurre por la caída de presión da como paso la formación de burbujas, estas

chocan con la estructura que compone este sistema, para evaluar este comportamiento se requiere ensayos o experimentos muy complejos, por lo que comprendiendo los principios de funcionamiento del sistema de refrigeración específicamente en la conservación de una Temperatura adecuada en el motor tenemos una zona muy fundamental la cual podemos estudiar qué es la zona de la bomba de agua, donde ocurre la distribución de caudal hacia el circuito de refrigeración y los canales dentro del motor.

El objetivo de este estudio es evaluar el comportamiento dinámico de la bomba de agua en un vehículo N1, mediante simulaciones basadas en dinámica de fluidos computacional evaluando parámetros con el propósito de mejorar su desempeño y prevenir cavitación. Se identificaron los principios del sistema de refrigeración y los factores que se deben tener en cuenta en la flujometría. Se desarrolló un estudio de la dinámica del flujo refrigerante en la bomba de agua, identificando zonas críticas de funcionamiento se ejecutó un análisis de interacción entre propiedades materiales y condiciones de operación para determinar regiones de fallo mecánico y térmico de esta forma evaluar la relación de la fórmula NPSH.

Para poder evaluar y verificar valores que nos permitan desarrollar y teniendo presente la fórmula NPSH de las bombas de agua automotrices, tenemos en cuenta variables que nos permiten evidenciar el comportamiento y el trabajo que se da dentro de la bomba de agua.

Para entender de mejor manera estos conceptos, utilizamos un software de elementos finitos computacional que nos permitirá poner parámetros reales del funcionamiento tanto en velocidad como temperaturas de trabajo, materiales del componente, en este caso la bomba de agua, características del refrigerante, entre otros que se verán a continuación. Esto nos dará como resultado valores los cuales podamos interpretar tanto en aspecto estructural de la carcasa y turbina, los valores serán evaluados comparando desgaste entre las piezas, zonas críticas y zonas de refuerzo para comprender mejor el comportamiento de la bomba de agua frente a las condiciones de trabajo.

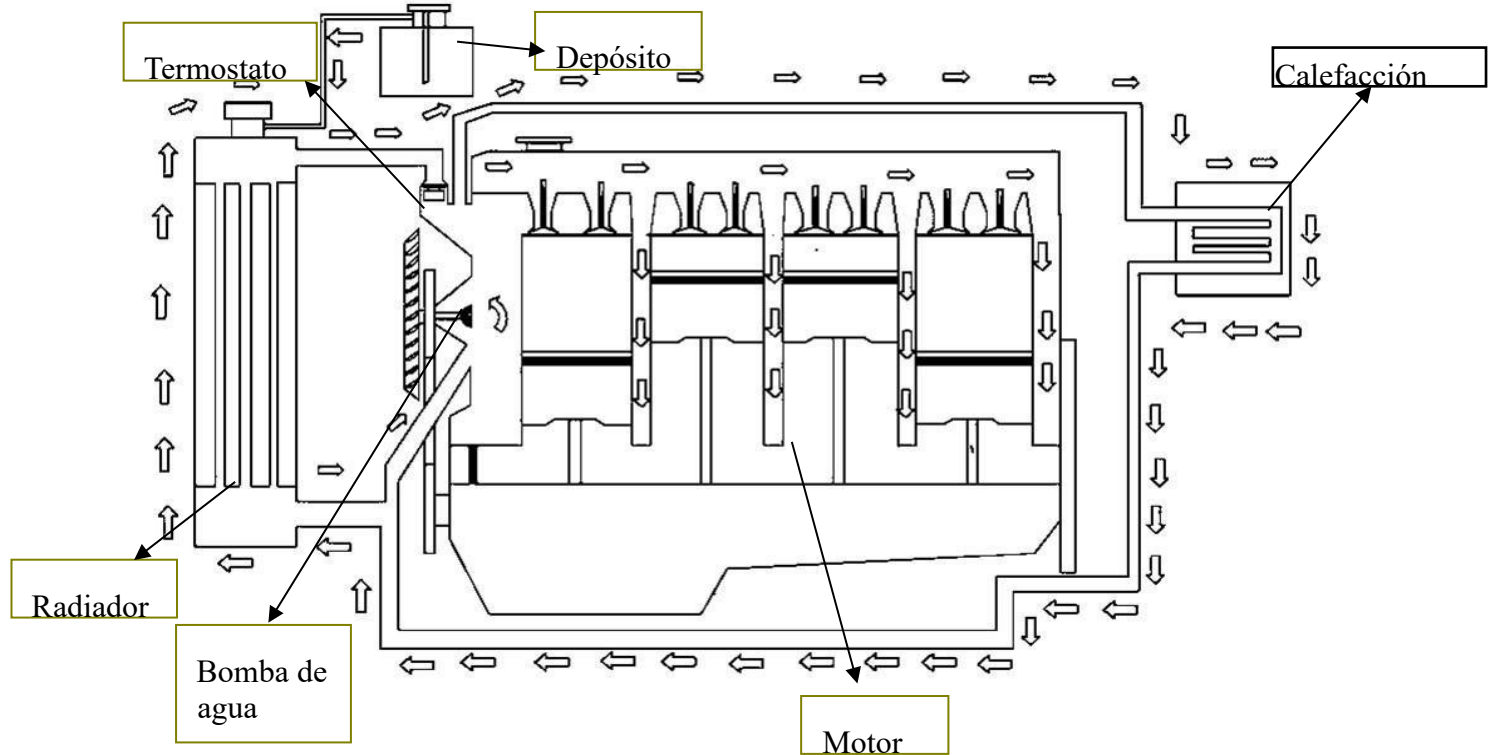
MARCO TEÓRICO

Sistema de Refrigeración en Vehículos

El sistema de refrigeración como se indica en la figura 1, se da en los motores de combustión interna, el cual tiene como fin principal regular la temperatura de operación del motor, evitando sobrecalentamientos y manteniendo un rendimiento eficiente. Para

lograrlo, se utiliza refrigerante que absorbe y disipa el calor generado durante el funcionamiento del motor. Entre sus componentes principales se encuentran el radiador, tapa del radiador, termostato, ventilador, bomba de agua y los conductos de refrigeración, se puede apreciar en la ilustración 1.

Ilustración 1. Sistema de refrigeración



Las presiones habituales en el sistema de refrigeración oscilan entre 150000 (Pa), aunque pueden elevarse de manera temporal según la temperatura del motor y las revoluciones por minuto (RPM) a las que esté operando. Repasa, 2024.

Bomba de Agua

La bomba de agua es un elemento clave dentro del sistema de refrigeración, ya que se encarga de mantener un flujo constante del refrigerante desde el motor hacia el radiador y viceversa. Este componente se compone de un impulsor, generalmente fabricado en metal o plástico, alojado dentro de una carcasa. Su funcionamiento se basa en la energía mecánica proporcionada por el motor para mover la bomba que permite la entrega de caudal, su desempeño es crucial para evitar la formación de puntos calientes en el motor y garantizar una adecuada transferencia térmica, pudiendo darse en los diferentes tipos de bombas como se visualiza en la Tabla 1.

Tabla 1. Componentes del sistema de refrigeración

Componente	Función Principal	Material Común
Bomba de agua	Circulación del refrigerante	Aluminio
Radiador	Disipación de calor	Aluminio, Polipropileno
Termostato	Regulación de flujo según temperatura	Acero inoxidable

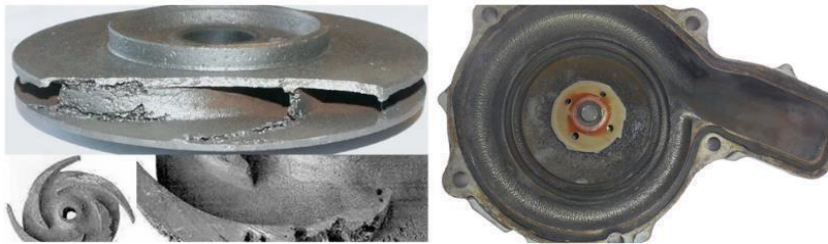
Fuente: Elaboración propia

Cavitación en la Bomba de Agua

La cavitación como se muestra en la ilustración 2, es un fenómeno que ocurre cuando la presión del fluido dentro de la bomba cae por debajo de su presión de vapor, lo que genera la formación de burbujas de vapor. Estas burbujas colapsan al entrar en zonas de mayor presión, causando daños físicos al impulsor y a la carcasa de la bomba. Entre las principales causas de cavitación se incluyen:

- Velocidades excesivas de rotación del impulsor.
- Diseño inadecuado de los conductos de entrada.
- Insuficiencia de presión en el sistema de refrigeración.
- Presencia de aire o gases disueltos en el fluido refrigerante.

Ilustración 2.Cavitación en la Bomba de agua



La cavitación genera un proceso de erosión que ocasiona daños mecánicos y provoca el desgaste de la bomba. Proviene de Industrias Dolz, S.A., 2023

La cavitación en la bomba de agua puede manifestarse en forma de:

- Reducción en la eficiencia del sistema de enfriamiento.
- Aparición de ruidos anómalos debido al colapso de burbujas.
- Fugas de refrigerante por el deterioro del sello de la bomba.

Consecuencias de la Cavitación en el Sistema de Refrigeración

El fenómeno de la cavitación no solo compromete la bomba de agua, sino que también afecta el rendimiento global del sistema de refrigeración. Entre sus principales consecuencias están:

- Disminución del caudal del fluido refrigerante.
- Incremento de la temperatura del motor.
- Daños estructurales en el impulsor y contaminación del refrigerante por partículas metálicas desprendidas.
- Desgaste acelerado de otros componentes relacionados.

Número de Reynolds

El Número de Reynolds (Re) es un parámetro adimensional utilizado para caracterizar el tipo de flujo en un sistema de fluidos. Se define mediante la ecuación:

$$Re = \frac{\rho * v * d}{\mu}$$

donde:

- ρ : Densidad del fluido (kg/m³).
- v : Velocidad del fluido (m/s).
- d : Diámetro hidráulico del conducto (m).
- μ : Viscosidad dinámica del fluido (Pa*s).

En un sistema de refrigeración, el flujo laminar es característico en secciones de baja velocidad, como en las proximidades del radiador, mientras que el flujo turbulento se presenta en zonas de mayor velocidad, como en la bomba de agua. Este comportamiento afecta directamente la transferencia de calor y la eficiencia del sistema. (Pérez, 2024).

Definiciones de presión, velocidad, temperatura y turbulencia

Presión

Hace referencia cuando un fluido en estado de reposo aplica una fuerza perpendicular a cualquier superficie que se encuentre en contacto con él, como las paredes de un contenedor o la superficie de un objeto que se encuentre sumergido en dicho fluido. Así pues, es un principio esencial en la existencia que facilita comprender la conducta de los fluidos en estado de reposo y su comportamiento en diversas circunstancias. La presión hidrostática se refiere a la presión que un fluido en reposo aplica a cualquier objeto que se encuentre sumergido en él (Tolentino, 2019).

Velocidad

La velocidad específica es una categorización adimensional de la eficiencia de descarga de una bomba, derivada de una ecuación que considera la velocidad del eje, el flujo y la altura diferencial en el punto de máxima eficiencia de una bomba; por lo tanto, debe ser la más alta para una circulación horizontal definida (D. Ruiz, 2020).

Temperatura

Está vinculada con el nivel de energía interna de un sistema termodinámico, se relaciona directamente con la energía cinética de sus partículas. La medición de la temperatura puede realizarse a través de la anotación de calor que el sistema entrega a un termómetro. Así indica la correlación entre la temperatura absoluta superficial de una pared corporal y la temperatura absoluta específica de un fluido en movimiento (Tolentino, 2019).

Turbulencia

Estado de flujo donde el agua es desplazada por corrientes transversales y torbellinos. Se trata de lo contrario al flujo laminar o viscoso. Por lo tanto se denomina flujo turbulento cuando se halla frente a un flujo que presenta variaciones constantes. El desplazamiento del fluido ocurre de manera caótica y las partículas se desplazan de forma desorganizada, provocando que sus rutas se combinen de forma aleatoria (G. Ruiz, 2024).

Refrigerantes Automotrices

Los refrigerantes automotrices son fluidos esenciales para mantener controlada la temperatura de los motores de combustión interna y proteger los componentes del sistema de refrigeración. Su diseño y características técnicas permiten optimizar el rendimiento del motor, evitando problemas como sobrecalentamiento, cavitación, corrosión y oxidación.

Tabla 2. Refrigerantes automotrices

Refrigerante				
Refrigerante Orgánico (OAT)	Mezcla de agua y Mejora la transferencia Larga vida útil. Menos adecuado etilenglicol, con de calor. Baja Alta protección para sistemas aditivos formación de contra la orgánicos depósitos. Menor antiguos. Más corrosión. (sin agresividad hacia los silicatos ni componentes. Protege fosfatos) contra cavitación, corrosión y congelación.			
Refrigerante Inorgánico (IAT)	Mezcla de agua, Mejor protección Protege Vida útil corta. etilenglicol y contra la corrosión de eficazmente contra Puede dañar aditivos metales. Requiere un inorgánicos la corrosión componentes mayor mantenimiento. (silicatos, Tiene de plásticos. propiedades de fosfatos) protección componentes térmica. metálicos.			
Tipo	de Composición Base	Propiedades	Ventajas	Desventajas
Refrigerante Híbrido (HOAT)	Mezcla de agua, etilenglicol, aditivos de aluminio orgánicos e inorgánicos	Ofrece protección tanto a componentes orgánicos e como de hierro. Menor riesgo de cavitación. Equilibrado en términos de temperatura de congelación y ebullición.	Compatible con diversos tipos de componentes. Protección extendida contra la corrosión.	Requiere mezcla adecuada. Puede ser más costoso que IAT.
Refrigerante Propilenglicol (PG)	de Mezcla de agua y propilenglicol (menos tóxico que el etilenglicol)	Menor toxicidad. Proporciona buenas propiedades de transferencia de calor, pero algo inferiores al etilenglicol. Protege contra congelación y sobrecalentamiento.	Menos tóxico, adecuado para vehículos que requieren mayor seguridad ambiental.	Menor rendimiento térmico que el etilenglicol.
Refrigerante Aditivado	No Mezcla de agua y etilenglicol, contra la	Básico, sin protección	Bajo costo	No ofrece protección

(Monoethylene Glycol)	sin aditivos adicionales	corrosión, ni cavitación, congelación. Requiere la adición de inhibidores según sea necesario.	inicial. Simple y directo.	adecuada sin aditivos. Requiere mantenimiento constante y monitoreo de propiedades.
-----------------------	--------------------------	--	----------------------------	---

Nota. Fuente: Elaboración propia

Efecto de la Cavitación en el flujo de Refrigerante

Al comprender los efectos adversos que la cavitación puede generar, los fabricantes de bombas incluyen en su diseño un valor conocido como NPSH requerida (Altura neta positiva de aspiración), que establece la altura mínima de aspiración necesaria para evitar la cavitación. Por otro lado, la NPSH disponible representa la altura de succión real del sistema, la cual depende de factores como la presión presente, la presión de vapor del fluido, el calor específico, el coeficiente de fricción, las pérdidas de presión, la gravedad y la velocidad del flujo dentro del sistema.

Para determinar el NPSH disponible y requerido, se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$NPSH = \frac{P_{atm} + P_{tapa}}{\rho * g} \pm Z_s - h_f - \frac{P_v}{\rho * g}$$

NPSH: Altura neta positiva de aspiración (m)

P_{atm}: Presión atmosférica (Pa)

P_{tapa}: Presión de la tapa de radiador (Pa)

Z_s: Altura de carga estática (m) **h_f:**

Pérdida por fricción (m)

P_v: Presión de vapor refrigerante (Pa)

ρ: densidad del fluido (kg/m³) **g:**

gravedad (m/s²)

Fundamentos de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

La CFD, una rama de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas de flujo de fluidos, ofrece una herramienta robusta para la predicción del comportamiento hidráulico en bombas (Munawar et al., 2025). Esta metodología se basa en la discretización de las ecuaciones gobernantes del flujo, como las ecuaciones de Navier-Stokes, en un dominio computacional para obtener soluciones aproximadas (Cartagenova et al., 2023). Su aplicación es crucial en el diseño de componentes mecánicos donde la interacción fluido-estructura y los fenómenos multifásicos, como la cavitación, desempeñan un papel determinante (XAVIER & Ortiz, 2021).

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \cdot \nabla u \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 u - \rho [2\Omega \cdot u + \Omega \cdot (\Omega \cdot r)]$$

$\frac{\partial p}{\partial t}$: presión estática de refrigerante (Pa) μ :

viscosidad dinámica del fluido (kg/(m/s)) Ω :

velocidad angular de rotación de la bomba (rad/s)

aceleración de coriolis: $2 \Omega \cdot u$ (m/s²) **aceleración**

centrífuga: $\Omega \cdot (\Omega \cdot r)$ (m/s²)

MATERIALES Y MÉTODOS

Método

La presente investigación utilizó el método analítico-cuantitativo, centrado en evaluar el rendimiento térmico y mecánico, de la integridad estructural de una bomba de agua centrífuga vehicular mediante simulaciones de gran confiabilidad. Se desarrollaron modelos geométricos tridimensionales del impulsor de siete álabes y la carcasa tipo voluta, los cuales fueron integrados en un entorno de simulación con el uso del software de elementos finitos, para realizar un análisis de interacción fluido-estructura y de transferencia de calor.

La simulación se ejecutó bajo condiciones operativas controladas, con una velocidad de rotación desde 2600 a 4300 (RPM) y una temperatura de entrada del refrigerante de 85 °C en condiciones de funcionamiento con el fin de determinar la

distribución de presiones hidrodinámicas, las deformaciones totales y los gradientes térmicos en los componentes. De igual manera, se realizaron análisis de cavitación utilizando el modelo de transporte de vapor de Schnerr-Sauer para identificar zonas críticas de baja presión. Con los resultados obtenidos, se realizó una evaluación computacional bajo parámetros de resistencia mecánica, considerando el límite elástico de la aleación de aluminio (200-270 MPa) y su coeficiente de expansión térmica, correspondientes a validar el diseño en condiciones de operación nominal y de servicio, se compararon las tensiones de Von Mises (para verificación de las tensiones que se dan en la estructura del mallado), las tasas de deformación generadas por el flujo del refrigerante compuesto por una mezcla 50/50 de agua y etilenglicol; las mediciones de presión y temperatura se realizaron considerando un régimen térmico estabilizado de entre 65 °C y 85 °C. De igual manera, se usó un Marco de Referencia Múltiple en Ansys Fluent, los cuales permitieron medir el torque resultante de 0.00625 Nm y el empuje hidráulico que genera el impulsor, garantizando la precisión de los resultados frente a los requerimientos técnicos del sistema de refrigeración vehicular.

Materiales

Parámetros de entrada

El sistema de refrigeración de un motor de combustión interna está diseñado para operar en un rango donde el refrigerante alcanza su temperatura de equilibrio, generalmente entre los 80 °C y 105 °C (Bolehovský & Novotný, 2025). Configurar la simulación a 85 °C permite evaluar la bomba en su estado de "régimen permanente", evitando los sesgos de los periodos de calentamiento donde el fluido aún no ha alcanzado sus propiedades operativas finales (Kim et al., 2008).

La precisión de los resultados de presión y velocidad en el CFD depende de la viscosidad y densidad del fluido. A 85 °C, la viscosidad del refrigerante es considerablemente menor que temperatura ambiente, lo que afecta el Número de Reynolds y el perfil de turbulencia en el interior de la voluta (Sundeeep & Rakesh, 2021). Las simulaciones a estas temperaturas permiten capturar con mayor exactitud las pérdidas por fricción y la eficiencia hidráulica real, las cuales tienden a estabilizarse o presentar cambios marginales solo a temperaturas elevadas (Li et al., 2020).

El uso de temperaturas elevadas en el análisis permite validar la resistencia del material ante la combinación de esfuerzos mecánicos y térmicos. Dado que el fenómeno de cavitación induce vibraciones y ruido que acortan la vida útil del sistema (Li et al.,

2020), la recomendación de usar 85 °C asegura que la bomba operará de manera segura sin alcanzar el límite crítico de 110 °C, donde el riesgo de falla por sobrecalentamiento del motor es inminente (Bolehovský & Novotný, 2015).

En este entorno térmico exigente, el uso de la aleacion de aluminio AlSi9Cu3 recomendada por el fabricante de la bomba del vehiculo N1 resulta fundamental, ya que este material mantiene su integridad estructural y estabilidad dimensional a pesar de los gradientes térmicos de operación detectados (Djurdjević et al., 2023; Szalva & Orbulov, 2019). Las condiciones de entrada para la simulación están representadas en la tabla 3.

Tabla 3. Condiciones de entrada para la simulación

PARÁMETRO	MEDIDA	Unidades
Temperatura de trabajo ideal	85°	Grados centígrados
Velocidad	2600 - 4300	RPM
Walls	Condiciones de contorno de no deslizamiento y no penetración	
Líquido a transportar	Refrigerante vehicular	

Fuente: Elaboración propia

Las propiedades del refrigerante que vamos a utilizar en la simulación están representadas en la tabla 4.

Tabla 4. Propiedades del refrigerante

Propiedad	Valor Típico
Densidad	1060 kg/m³
Viscosidad	0.0025 Pa·s
Calor Específico	3400 J/kg·K
Temperatura de funcionamiento en condiciones de régimen permanente	80 °C
Punto de Ebullición	100°C

Fuente: Li et al., 2020

Al identificar el material que se utiliza en la estructura de la bomba tenemos las siguientes características que se visualizan en la tabla 5.

Tabla 5. Material de la bomba de agua

AlSi9Cu3	
Propiedad	Medida
Resistencia a la Tracción (UTS)	260–340 MPa
Límite elástico (0.2% offset)	200–270 MPa
Elongación (en 50 mm)	2–6%

Fuente: Nie et al., 2024

Estas son las propiedades físicas de la bomba que están representadas en la tabla 6.

Tabla 6. Propiedades físicas para la bomba de agua

Propiedad	Valor
Densidad	~2.70 g/cm³
Conductividad Térmica	~120–160 W/m·K (temperatura ambiente)
Calor Específico	~880–910 J/kg·K
Coefficiente de Expansión Térmica	~21–24 µm/m·K (20–200 °C)

Fuente: Nie et al., 202

Las características del material de la bomba AlSi9Cu3 están representadas en la tabla 7.

Tabla 7. Características del material de la bomba de agua

Categoría	Parámetro	Valor de Referencia / Resultado	Impacto en el Desempeño
Material	Aleación de Aluminio	AlSi9Cu3	Proporciona ligereza y alta conductividad térmica (Rasyid & Muas, 2018).
Resistencia Mecánica permisible	Límite Elástico	140 - 170 MPa	Resistencia al inicio de la deformación plástica (Djurdjević et al., 2023; Szalva & Orbulov, 2019).

Resistencia a la Tracción	240 - 300 MPa	Esfuerzo máximo que soporta antes de la fractura (Djurdjević et al., 2023; Szalva & Orbulov, 2019).
Elongación	a 2.5%	Indica la ductilidad del material de la carcasa (Djurdjević et al., 2023; Szalva & Orbulov, 2019).

Fuente: Elaboración propia.

Modelado CAD de la bomba centrífuga

En el diseño del modelo CAD presenta los componentes de la bomba de agua tales como la carcasa y la turbina, cada una teniendo en cuenta el uso de las herramientas del software de diseño asistido por computadora en la ilustración 3 y 4 tenemos los componentes diseñados.



Ilustración 3. Modelo CAD del impulsor

Fuente: Elaboración propia

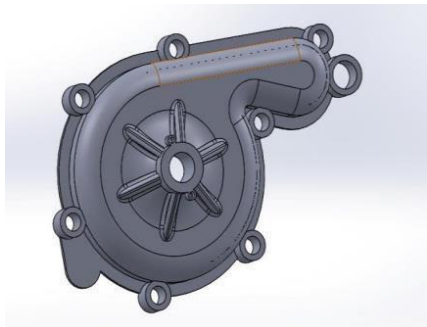


Ilustración 4. Modelo CAD de la carcasa de la bomba

Fuente: Elaboración propia

Configuración del entorno de simulación CFD

Definición de condiciones de contorno y de operación

La definición del dominio del fluido constituye en la preparación del modelo numérico, ya que representa el volumen de control negativo extraído de la geometría sólida de la bomba centrífuga. Este dominio, visualizado como la región interna por donde circula el refrigerante, integra las tres zonas funcionales críticas para el análisis hidrodinámico: la sección de succión axial (entrada superior), el cuerpo de la voluta de sección variable y la tobera de descarga lateral. La integridad geométrica de este volumen permite simular con precisión la interacción del fluido con los componentes internos, lo

que facilita el cálculo de los campos de presión y los perfiles de velocidad mediante las ecuaciones de conservación de masa y cantidad de movimiento. Asimismo, la correcta delimitación de este dominio es esencial para establecer las interfaces de transferencia de datos entre las regiones rotatorias del impulsor y las regiones estacionarias de la carcasa, asegurando que los fenómenos de caída de presión que preceden a la cavitación sean capturados fielmente en todo el espectro de operación de la bomba. En la ilustración 5 se puede observar la entrada y salida por donde va circular el fluido.

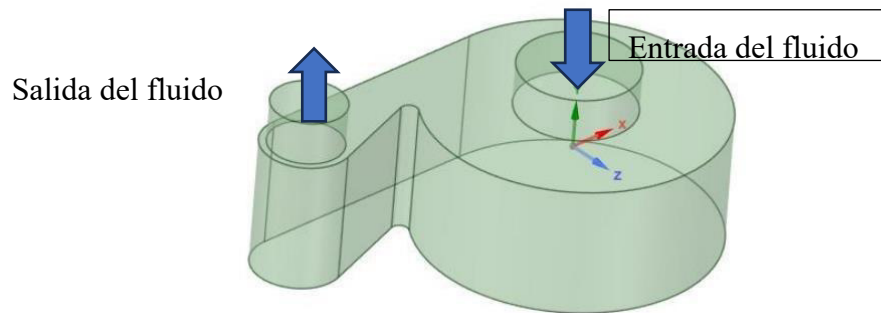


Ilustración 5. Dominio del fluido

Fuente: Elaboración propia

La definición del dominio giratorio es un componente crítico para la simulación, ya que representa el volumen de control asociado directamente al impulsor de la bomba centrífuga. En este dominio, se integra la geometría detallada de los siete álabes y el núcleo del rotor, permitiendo la aplicación de un sistema de referencia en rotación para modelar las fuerzas centrífugas que actúan sobre el refrigerante. Esta región es donde ocurre la transferencia de energía mecánica desde el motor hacia el fluido, traducándose en un incremento de la energía cinética y posteriormente, de presión. Desde la perspectiva del análisis de cavitación, este dominio es la zona de mayor interés, ya que en él se producen las velocidades relativas más altas y las caídas de presión locales más severas, especialmente en el ojo del impulsor y los bordes de ataque de los álabes, lo que facilita la identificación precisa de los puntos de nucleación de vapor y la evaluación del desempeño hidráulico bajo condiciones de operación reales. Las partes del impulsor de la bomba se observa en la figura 6

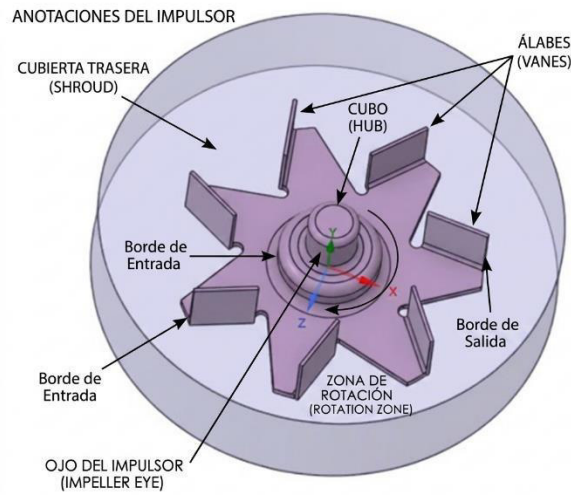


Ilustración 6. Dominio giratorio

Fuente: Elaboración propia

Generación de malla y criterios de calidad

Esta malla subdivide modelo y minimiza el error numérico, proporcionando la resolución necesaria para detectar la formación de burbujas de vapor y validar los mapas de velocidad que fundamentan la optimización del rendimiento hidráulico del sistema. La malla superficial que se observa en la ilustración 7 se aplica a la geometría externa del modelo, define los límites del sistema y garantiza que la forma de la bomba se capture con precisión.

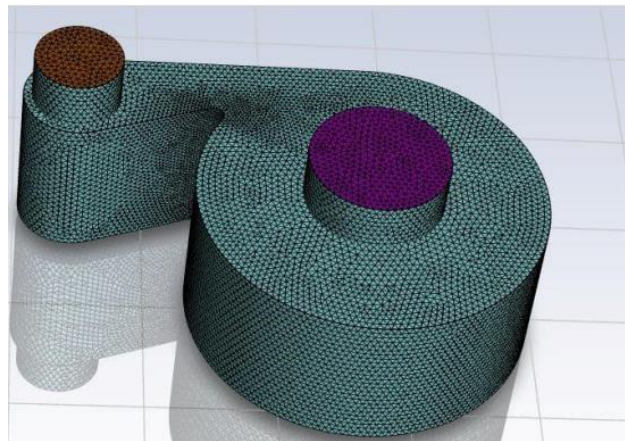


Ilustración 7. Mallado

Fuente: Elaboración propia

El proceso de mallado del dominio de fluido representado por la malla volumétrica en la ilustración 8 se realizó mediante un mallado de tipo poliédrico, el cual ofrece una

mayor precisión numérica y una mejor convergencia en comparación con los esquemas tetraédricos convencionales al reducir el número de celdas sin perder resolución en los gradientes de flujo. En la imagen se observa una clara distinción entre el dominio estacionario, correspondiente a la voluta y las secciones de succión y descarga (representadas en azul), y el dominio rotatorio que envuelve al impulsor (representado en amarillo). Este mallado presenta un refinamiento selectivo en las interfaces de contacto y en las puntas de los álabes, garantizando que el modelo sea capaz de capturar con exactitud las fluctuaciones de presión y los fenómenos de turbulencia en el ojo del impulsor. Esta configuración es fundamental para el estudio de la cavitación, ya que permite identificar las micro zonas donde la presión local desciende críticamente, asegurando que la transferencia de masa entre las fases líquida y gaseosa se calcule de manera estable y rigurosa durante la simulación.

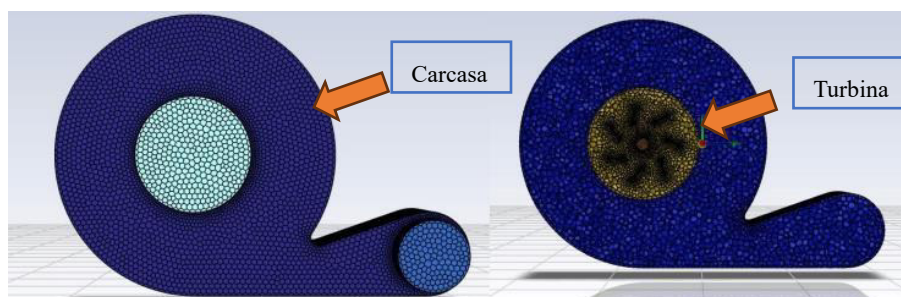


Ilustración 8. Mallado volumétrico en los componentes

Fuente: Elaboración propia

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Validación del modelo

El análisis CFD se realiza para estudiar los patrones de flujo, la distribución de presión y la velocidad dentro de la bomba. Esto ayuda a evaluar el rendimiento e identificar áreas de mejora.

La validación del modelo numérico se realizó mediante el análisis de las líneas de trayectoria (pathlines), las cuales muestran un flujo continuo y ordenado que se ajusta a la geometría del impulsor. Esta concordancia visual es un indicador crítico de la fiabilidad del modelo, ya que, según Xu et al. (Xu et al., 2021, p. 6), la ausencia de reflujos y la suavidad de las trayectorias confirman que el dominio computacional refleja las

condiciones hidrodinámicas internas. Asimismo, la capacidad del modelo para replicar patrones de flujo coherentes con estudios de validación mediante PIV (velocimetría de imágenes de partículas), asegura que los resultados de presión y velocidad obtenidos son una representación fidedigna del comportamiento real de la bomba centrífuga (Černý & Polák, 2023). En la ilustración 9 con valores adimensionales se puede identificar las zonas más propensas a la turbulencia.

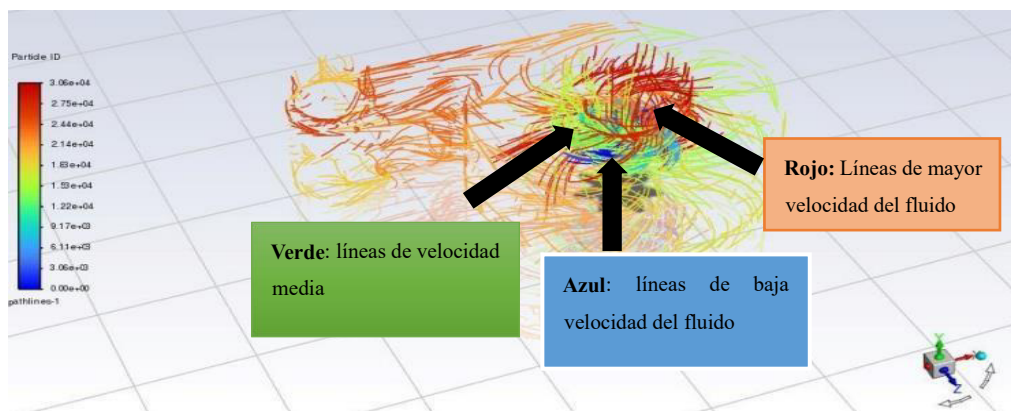


Ilustración 9. Líneas de trayectoria

Fuente: Elaboración propia

Como parte de la validación del modelo numérico, se analizó el contorno de presión estática bajo condiciones de operación de hasta 85 °C y velocidades de hasta 4300 RPM. En la ilustración 10 de contorno de presión estática bajo condiciones de operación esto revela una distribución de presiones coherente con la teoría de bombas centrífugas, identificando una presión mínima de -18.26 Pa en las zonas de succión y los bordes de ataque de los álabes.

Esta distribución es fundamental para validar la capacidad del modelo para predecir el inicio de la cavitación, ya que, según Medvitz et al. (Medvitz et al., 2002), la captura precisa de estos gradientes de presión en condiciones de carga térmica es lo que permite correlacionar el desvanecimiento del rendimiento hidráulico con la formación de fase de vapor. La suavidad de los contornos y la ubicación de las zonas de alta presión (15.42 Pa) en la descarga confirman que las condiciones de contorno de no deslizamiento y el torque aplicado se han integrado correctamente en la física del software (Nie et al., 2024).

Además, el alto grado de concordancia obtenido entre los resultados simulados de carga total y los datos bibliográficos proporciona evidencia contundente sobre la fiabilidad y exactitud del modelo numérico propuesto para predecir el desempeño de la bomba bajo diversas condiciones de flujo (Kibar & Yiğit, 2023, p. 10, 2024, p. 10). Adicionalmente, el análisis de los gradientes observados demuestra que la presión estática aumenta de manera gradual con el radio del impulsor. (Rosa et al., 2023, p. 6).

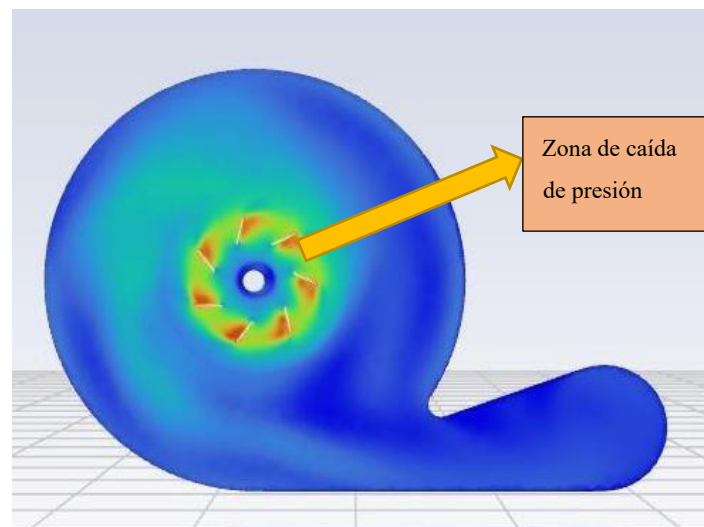


Ilustración 10. contorno de presión estática bajo condiciones de operación

Fuente: Elaboración propia

Caracterización de las propiedades y condiciones de operación

Análisis mecánico del impulsor

El análisis de la tensión estructural de la ilustración 11 del impulsor fabricado en la aleación AlSi9Cu3, derivado de la deformación elástica equivalente máximo de $2.28 \cdot 10^{-6}$ m/m, observada en la simulación, revela que las tensiones de Von Mises resultantes son extremadamente bajas, situándose en el rango de los mega pascales fraccionarios (aproximadamente 0.17 MPa).

Al contrastar este resultado con las propiedades mecánicas del AlSi9Cu3, cuyo límite elástico convencional suele situarse entre los 140 y 240 MPa dependiendo del proceso de fundición a presión, se confirma que el componente posee un factor de seguridad extraordinariamente elevado y opera íntegramente dentro del régimen elástico lineal (Szalva y Orbulov, 2019; Zhang et al., 2015).

La distribución de los esfuerzos muestra que las tensiones máximas se concentran de manera simétrica en las puntas de los seis álabes (zonas rojas), donde la combinación de la aceleración centrífuga a 2600 RPM y el empuje hidrodinámico del refrigerante genera el mayor momento flector en el extremo libre del perfil (Ra, 2013; Yadeta et al., 2023).

Por el contrario, la región del cubo y el eje de rotación presentan valores de tensión mínimos, representados por una deformación de $4 \cdot 10^{-11}$ m/m, lo que evidencia que la transferencia de par motor se realiza de forma eficiente sin comprometer la rigidez estructural del núcleo del componente (Xiong et al., 2021).

Esta respuesta mecánica valida la robustez del diseño frente a las cargas cíclicas del fluido, minimizando el riesgo de fatiga estructural o la aparición de microfisuras que podrían derivar en una rotura catastrófica bajo condiciones de operación severas o transitorios de presión (Hassan y Kamal, 2023; Yadeta et al., 2023). En conclusión, la elección del AlSi9Cu3 para este impulsor es técnicamente óptima, ya que su microestructura proporciona la rigidez necesaria para mantener la estabilidad dimensional del sistema de bombeo con deformaciones que son, para efectos prácticos de ingeniería, despreciables (Ra, 2013; Zhang et al., 2015).

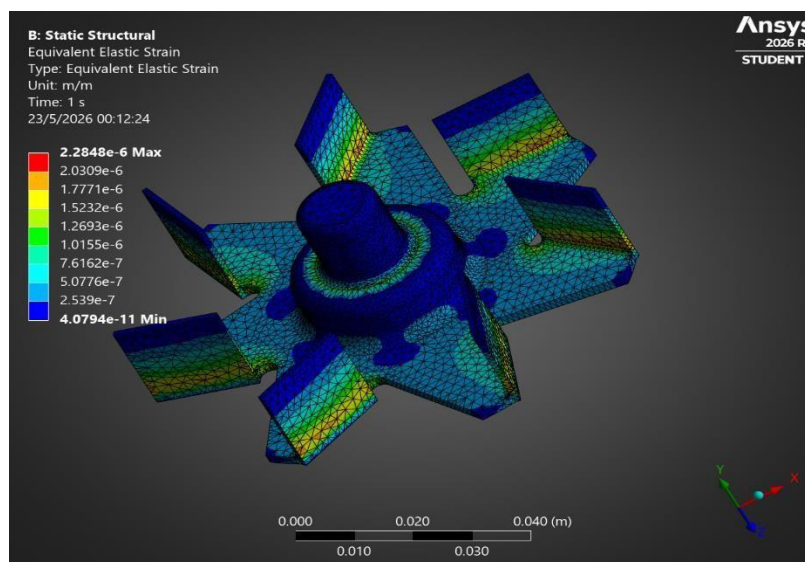


Ilustración 11. Tensión CFD

Fuente: Elaboración propia

Deformación

El análisis de la deformación total del impulsor de la ilustración 12 , fabricado en la aleación AlSi9Cu3 revela un desplazamiento máximo de $5.3526 \cdot 10^{-7}$ m localizado en los extremos exteriores de los álabes, lo cual confirma una rigidez estructural excepcional bajo las cargas de presión y fuerzas centrífugas de operación (Ra, 2013; Zhang et al., 2015).

Esta magnitud infinitesimal de deformación demuestra que el material, una aleación de aluminio-silicio-cobre conocida por su excelente relación resistencia-peso y estabilidad dimensional, opera muy por debajo de su límite elástico, manteniendo una integridad geométrica casi perfecta incluso a altas velocidades de rotación (Szalva y Orbulov, 2019; Yadeta et al., 2023).

Dado que el AlSi9Cu3 presenta un alargamiento de rotura típico de entre el 1% y el 3%, un desplazamiento de apenas media micra garantiza que no existan riesgos de fatiga mecánica prematura ni interferencias físicas con la carcasa de la bomba, asegurando un funcionamiento silencioso y una larga vida útil (Xiong et al., 2021).

Además, la distribución perfectamente radial de la deformación desde el núcleo (0 m) hacia las puntas en los seis álabes sugiere que el diseño está estructuralmente balanceado, lo que minimiza las vibraciones mecánicas que podrían comprometer los sellos o los rodamientos del eje bajo carga (Hassan y Kamal, 2023; Yadeta et al., 2023).

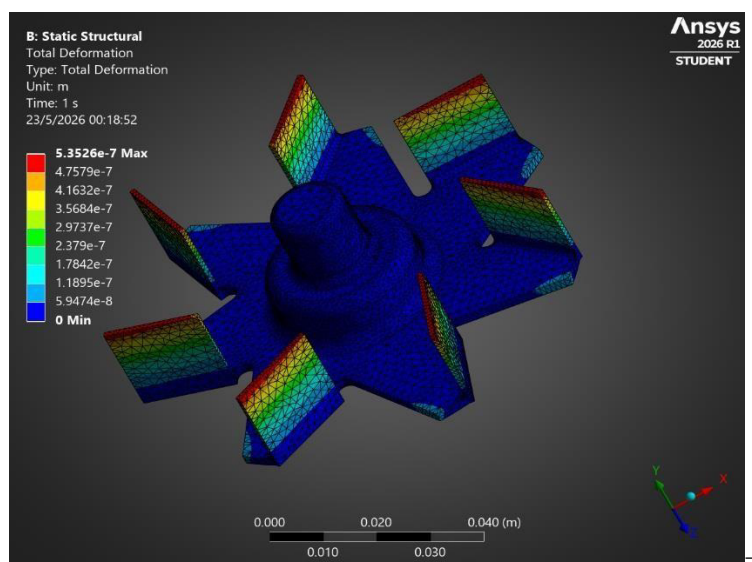


Ilustración 12. Deformación total

Fuente: Elaboración propia

Análisis térmico del impulsor

El análisis térmico que se encuentra en la ilustración 13 en estado estacionario del impulsor fabricado en la aleación AlSi9Cu3 muestra una distribución de temperaturas equilibrada que oscila entre los 65 °C y los 85 °C, un rango que se mantiene significativamente por debajo del límite de fatiga termomecánica del material, asegurando su estabilidad dimensional durante la operación (Javidani Larouche, 2014; Žbontar et al., 2021).

Se observa que las temperaturas máximas de 85 °C se localizan específicamente en los bordes de ataque y puntas de los álabes (zonas rojas), lo cual es consecuencia directa del calor generado por la fricción viscosa con el refrigerante y la transferencia térmica intensiva en las regiones de mayor velocidad relativa del fluido (Li, 2012). Por el contrario, el núcleo del impulsor y la zona del cubo presentan las temperaturas mínimas de 65 °C (zonas azules), lo que evidencia la excelente capacidad de la aleación AlSi9Cu3 para conducir y disipar el calor hacia el eje de la bomba gracias a su elevada conductividad térmica, que en este tipo de aleaciones fundidas suele rondar los 120 W/m·K (Dmitruk et al., 2019; Payandeh et al., 2016).

Aunque este gradiente térmico de 20 °C induce una expansión térmica diferencial debido al coeficiente de dilatación de aproximadamente 21 $\mu\text{m}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$ característico del aluminio-silicio, los desplazamientos resultantes son despreciables y no afectan el equilibrio dinámico del componente ni su interacción con el flujo (Lewis et al., 2024; Özeydin et al., 2026).

Los resultados validan que el impulsor opera dentro de un régimen térmico seguro, aprovechando la microestructura del AlSi9Cu3 para prevenir puntos calientes que podrían degradar las propiedades mecánicas o fomentar el inicio de burbujas de cavitación térmica en la superficie de los álabes (Javidani y Larouche, 2014; Thomas et al., 2004).

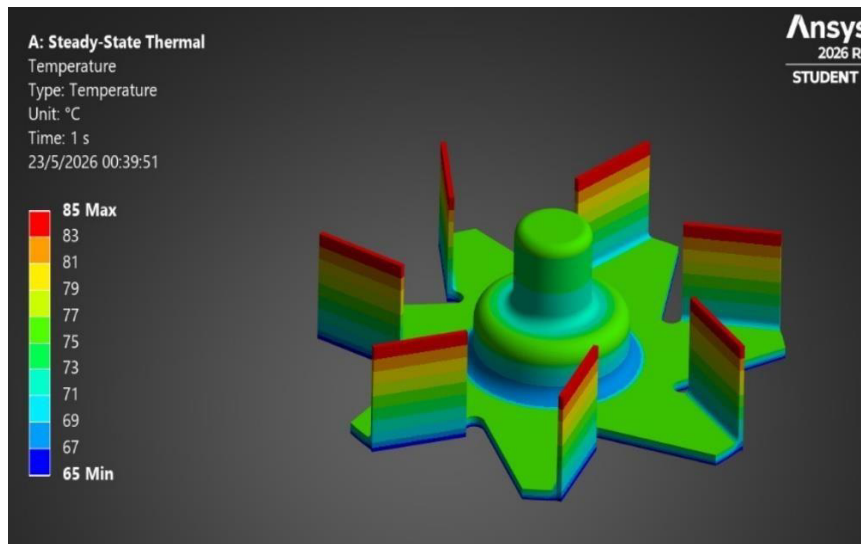


Ilustración 13. Perfil de isotermas y zonas de concentración de calor en los álabes del impulsor.

Fuente: Elaboración propia

Identificación de zonas críticas de cavitación en el impulsor

El análisis de la dinámica de fluidos y la respuesta estructural del impulsor en el sistema, permite localizar las regiones donde el fenómeno de la cavitación se manifiesta con mayor severidad. A partir de los resultados de deformación total obtenidos mediante el estudio de interacción fluido-estructura, se identifican tres zonas críticas que comprometen la integridad mecánica y el rendimiento hidráulico del sistema.

Región de succión: Ojo del impulsor

En esta zona, el fluido experimenta una aceleración súbita que provoca una caída de la presión estática por debajo de la presión de vapor saturado del refrigerante. Este descenso marca el inicio de la formación de núcleos de vapor en el borde de ataque (*leading edge*) de los álabes (Li et al., 2020; Orlandi et al., 2023). Aunque los valores de deformación mecánica absoluta son menores en esta región central debido a la proximidad al eje de rotación, la inestabilidad hidrodinámica generada en el ojo del impulsor es el catalizador fundamental para el desarrollo de la cavitación en etapas posteriores del flujo (Doria et al., 2023; Ranjan, 2017), representada en la figura .

Zona de máxima deformación: Extremos de los álabes

Los resultados de la simulación estructural revelan que los mayores niveles de deformación total se concentran en las puntas exteriores de la hélice. Este fenómeno

técnico se atribuye a la convergencia de dos factores: las elevadas fuerzas centrífugas asociadas al rango operativo de 2650 a 4300 (r/min) y principalmente al colapso violento de las burbujas de vapor (Cordisco et al., 2025; Li et al., 2020). Al ser transportadas hacia zonas de mayor presión en la periferia, las burbujas implosionan generando micro-jets de alta energía. Estos impactos repetitivos sobre la superficie del material incrementan el esfuerzo estructural, validando los puntos críticos de deformación observados en el modelo (Hassan y Kamal, 2023; Yadeta et al., 2023).

Borde de salida y superficies de presión

La distribución de la deformación a lo largo del perfil del álabe evidencia una carga hidrodinámica no uniforme que afecta la estabilidad del componente. Las fluctuaciones de presión y la formación de vórtices en el borde de salida contribuyen al desgaste por fatiga mecánica, lo que se traduce en una pérdida progresiva de la eficiencia hidráulica (“Research on the Unsteady Flow and Vortex Characteristics of Cavitation at the Tongue in Centrifugal Pump,” 2024; Yi et al., 2025). La identificación de estas regiones es determinante para establecer el umbral crítico de caída de carga del 3%, indicando un estado de cavitación desarrollada que limita la vida útil del sistema 'X' bajo condiciones de alta demanda (Tan et al., 2021; Zhang et al., 2023). Los fenómenos expresados en la tabla 8.

Tabla 8. Consecuencias estructurales del funcionamiento del impulsor

Zona Crítica	Fenómeno Hidrodinámico	Consecuencia Estructural
Borde de Ataque	Caída de presión local	Inicio de nucleación de vapor (Li et al., 2020).
Cuerpo del Álabe	Transporte de fase gaseosa	Inestabilidad y vibración inducida (Orlandi et al., 2023).
Puntas del Impulsor	Colapso de burbujas	Máxima deformación y erosión (Doria et al., 2023; Li et al., 2020).

Fuente: Elaboración propia

Este análisis integral permite concluir que la optimización geométrica debe centrarse en suavizar los gradientes de presión en los extremos de los álabes para mitigar

la deformación estructural y asegurar la estabilidad operativa del sistema de refrigeración (Mariani et al., 2021; Zhang et al., 2023).

Análisis mecánico de la carcasa

Al evaluar la tensión estructural de la carcasa fabricada en AlSi9Cu3 esta se encuentra en la ilustración 14, el valor máximo de deformación elástica de 0.047227 m/m (4.72%) identificado en la lengüeta de la voluta resulta crítico, ya que para esta aleación específica, el límite de deformación elástica suele ser significativamente inferior para su uso en bombas centrífugas (Szalva y Orbulov, 2019).

Considerando que el AlSi9Cu3 presenta un alargamiento de rotura en uso vehicular que oscila comúnmente entre el 1% y el 3% en condiciones de fundición estándar, una deformación localizada del 4.72% sugiere que el material ha superado su régimen elástico y ha entrado en una fase de deformación plástica permanente o fallo inminente en la zona del (cutwater) (Jain, 2025; Szalva y Orbulov, 2019).

Esta concentración de esfuerzos se debe a que la lengüeta actúa como un punto de estancamiento donde la presión hidrodinámica es máxima, lo que sumado a la porosidad intrínseca de los procesos de fundición a presión de esta aleación, aumenta la vulnerabilidad a la fatiga estructural y a fallos por presión de estallido (Jain, 2025; Khor et al., 2020).

Mientras que el resto de la estructura mantiene deformaciones mínimas del orden de $9.48 \cdot 10^{-8}$ m/m, indicando una rigidez adecuada en la periferia, la magnitud alcanzada en la zona roja de la imagen evidencia que el espesor de pared actual o la geometría de los nervios de refuerzo son insuficientes para las propiedades mecánicas del AlSi9Cu3 bajo estas condiciones de carga (Khor et al., 2020; Zharkevich et al., 2023).

En consecuencia, para asegurar la vida útil del componente y evitar la formación de microgrietas, es imperativo rediseñar la sección de descarga o mejorar el tratamiento térmico del material para elevar su límite elástico, garantizando que las deformaciones operativas se mantengan dentro del rango de seguridad micro-elástico característico de las aleaciones de aluminio-silicio-cobre (Biradar, 2022; Szalva y Orbulov, 2019).

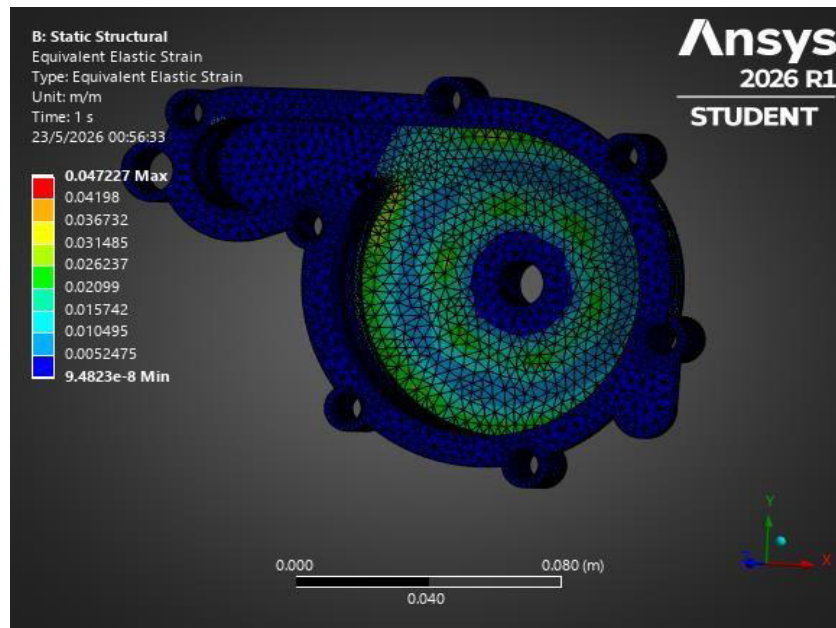


Ilustración 14. Tensión en la carcasa

Fuente: Elaboración propia

Deformación total de la carcasa

Al analizar la deformación total se observa en la ilustración 15 de la carcasa fabricada en la aleación AlSi9Cu3, el desplazamiento máximo de 0.0047854 m (4.78 mm) localizado predominantemente en el centro de la cara frontal de la voluta, una magnitud que resulta crítica para un componente de aproximadamente 80 mm de dimensión general según la escala del modelo.

Este valor representa una flexión estructural considerable que al ser contrastada con las propiedades mecánicas del AlSi9Cu3, indica que el diseño actual podría estar operando fuera de los márgenes de seguridad, dado que esta aleación de aluminio fundido suele presentar un alargamiento a la rotura limitado, generalmente situado entre el 1% y el 3% bajo condiciones estándar de fundición a presión (Szalva y Orbulov, 2019). Un desplazamiento de casi 5 mm en la zona central sugiere una falta de rigidez estructural ante las presiones hidrodinámicas internas, lo que podría derivar en fallos por fatiga mecánica o incluso en una rotura catastrófica del componente durante pruebas de presión de estallido (*burst pressure testing*), especialmente si se considera la presencia de microporosidades intrínsecas en el material (Jain, 2025; Khor et al., 2020).

Mientras que las zonas de anclaje y los orificios de los pernos permanecen estables con deformaciones mínimas o nulas (0 m), la marcada gradación hacia el rojo en la cara frontal evidencia la necesidad de implementar nervios de refuerzo adicionales o incrementar el espesor de pared en esa región específica para mejorar el momento de inercia y reducir el desplazamiento total (Khor et al., 2020; Zharkevich et al., 2023). En conclusión, para asegurar la integridad de la bomba en un entorno operativo real, es imperativo optimizar la geometría de la carcasa mediante herramientas de elementos finitos para garantizar que las deformaciones se mantengan en el rango de micras, evitando que la ductilidad restringida del AlSi9Cu3 comprometa la vida útil del sistema ante variaciones de carga o presiones transitorias (Biradar, 2022; Szalva y Orbulov, 2019).

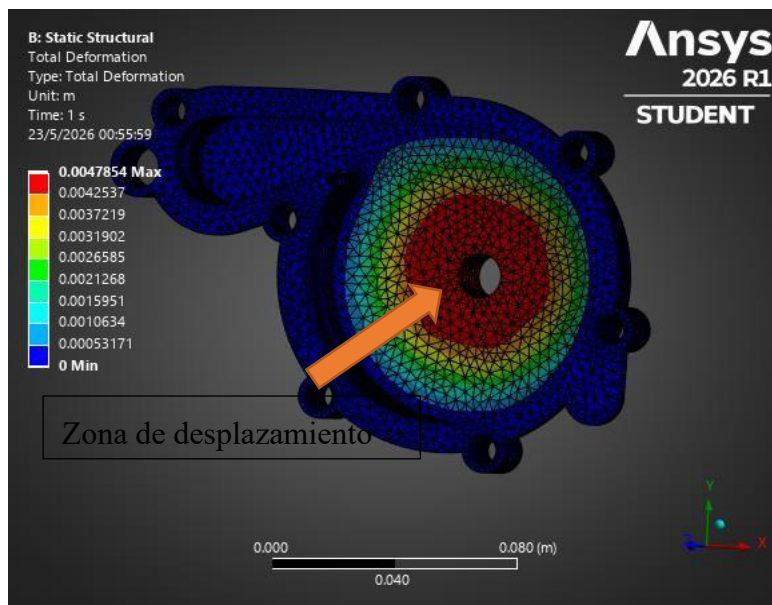


Ilustración 15. Deformación total de la carcasa

Fuente: Elaboración propia

ANÁLISIS TÉRMICO

Análisis térmico de la carcasa

El análisis térmico en estado estacionario de la carcasa fabricada en AlSi9Cu3 revela una distribución de temperaturas que oscila entre un mínimo de 65 °C y un máximo de 85 °C, valores que se encuentran dentro del rango operativo óptimo para esta aleación de aluminio-silicio-cobre en sistemas de refrigeración vehicular (Javidani y Larouche, 2014; Payandeh et al., 2016).

La ilustración 16 muestra que las zonas de mayor carga térmica (85 °C, representadas en rojo) se localizan en las bridas de montaje y las paredes laterales, áreas que en una aplicación real están en contacto con el calor transferido desde el bloque del motor, mientras que la cara frontal de la voluta mantiene temperaturas más bajas (65-68 °C, en azul) gracias a la disipación de calor facilitada por la alta conductividad térmica del material, que suele rondar los 110-120 W/m·K (Dmitruk et al., 2019).

Debido a que el AlSi9Cu3 tiene un coeficiente de expansión térmica de aproximadamente 21 $\mu\text{m}/\text{m}\cdot^{\circ}\text{C}$, este gradiente de 20 °C a lo largo de la estructura genera pequeñas variaciones dimensionales que deben ser consideradas para asegurar la estanqueidad de las juntas y evitar tensiones térmicas residuales en los puntos de anclaje (Lewis et al., 2024; Özeydin et al., 2026). Sin embargo, el comportamiento mecánico del material bajo estas condiciones es excelente, ya que el AlSi9Cu3 conserva su resistencia y estabilidad estructural a temperaturas inferiores a los 150-200 °C, garantizando que el diseño no sufra de fatiga termomecánica ni deformaciones permanentes que pudieran afectar el alineamiento del eje del impulsor (Thomas et al., 2004; Žbontar et al., 2021).

La simulación valida que la gestión térmica de la carcasa es eficiente, aprovechando las propiedades ligeras y de conducción de calor de la aleación para mantener un perfil térmico seguro que previene el sobrecalentamiento del refrigerante y protege la integridad de los componentes internos de la bomba (Javidani y Larouche, 2014).

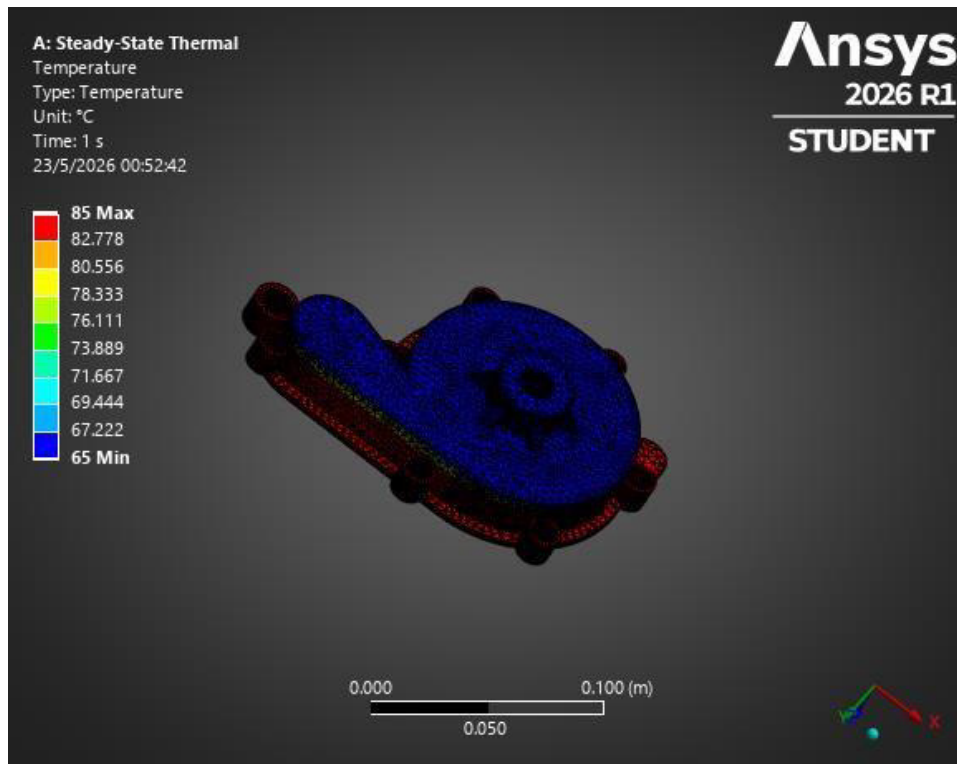


Ilustración 16. Distribución de gradientes térmicos y mallado de elementos finitos en la carcasa

Fuente: Elaboración propia

Evaluación del rendimiento de la bomba

El principal problema identificado radica en una asimetría de rigidez crítica entre los componentes, donde el impulsor presenta una seguridad excesiva, mientras que la carcasa exhibe un riesgo de fallo inminente. El valor de deformación elástica de 0.047227 m/m (4.72%) en la lengüeta de la voluta es el punto más vulnerable, ya que supera el límite de alargamiento a la rotura de la aleación AlSi9Cu3, que típicamente oscila entre el 1% y el 3% en piezas fundidas (Jain, 2025; Szalva & Orbulov, 2019). Además, el desplazamiento total de 4.78 mm detectado en la cara frontal de la carcasa es inadmisibles para un componente de precisión, lo que sugiere una falta de rigidez estructural ante las presiones hidrodinámicas internas que podría comprometer la estanqueidad de las juntas y la alineación de los rodamientos, a pesar de que el régimen térmico de 65-85 °C sea seguro para el material (Khor et al., 2020; Thomas et al., 2004).

Para mitigar estos problemas se deben implementar soluciones geométricas centradas en el refuerzo de la voluta y la redistribución de esfuerzos. Es imperativo incrementar el espesor de pared en la sección de descarga y añadir nervios de refuerzo radiales en la cara frontal para aumentar el momento de inercia, reduciendo el

desplazamiento de 4.78 mm a rangos de micras similares a los del impulsor (Khor et al., 2020; Zharkevich et al., 2023). Asimismo, se propone optimizar el radio de curvatura en la lengüeta (*cutwater*) para suavizar el gradiente de presión y reducir el concentrador de esfuerzos que genera la deformación de 4.72%, permitiendo que el componente soporte mejor las pruebas de presión de estallido sin aumentar excesivamente el peso total de la estructura (Jain, 2025; Zhang y Zhang, 2014).

En cuanto a materiales y construcción, se recomienda optimizar la aleación AlSi9Cu3 mediante un tratamiento térmico T6 para elevar su límite elástico y mejorar la resistencia a la fatiga en las zonas de mayor carga térmica (Javidani & Larouche, 2014; Szalva & Orbulov, 2019). Para eliminar las micro-porosidades que debilitan la carcasa, sería beneficioso transicionar hacia procesos de fundición al vacío o squeeze casting, los cuales aseguran propiedades mecánicas más homogéneas y mayor tenacidad en secciones críticas (Dmitruk et al., 2019; Szalva y Orbulov, 2019). Para el impulsor, aunque estructuralmente es estable con apenas 0.535 m de desplazamiento, se sugiere la aplicación de un recubrimiento cerámico o de carburo de tungsteno en los bordes de ataque de los álabes, previniendo así la erosión por cavitación en las zonas identificadas con mayor potencial de daño (Hassan y Kamal, 2023; Li et al., 2020).

Finalmente, desde una perspectiva numérica y operativa, es necesario realizar un ciclo de optimización multi objetivo que equilibre el rendimiento hidráulico con la integridad mecánica. Se deben ajustar las condiciones de operación o la inclinación de los álabes en el modelo CFD para reducir los picos de presión que impactan la carcasa, buscando que las tensiones máximas se mantengan por debajo de los 140 MPa del régimen elástico del aluminio (Ra, 2013; Xiong et al., 2021). La integración de estos cambios permitirá que el sistema no solo sea eficiente térmicamente al disipar el gradiente de 20 °C observado, sino que sea mecánicamente robusto, garantizando una vida útil prolongada bajo las exigencias de un sistema de refrigeración vehicular moderno (Biradar, 2022; Thomas et al., 2004).

Deformación Total vs. Velocidad de Rotación

La gráfica de deformación vs velocidad se ve expresada en la ilustración a continuación

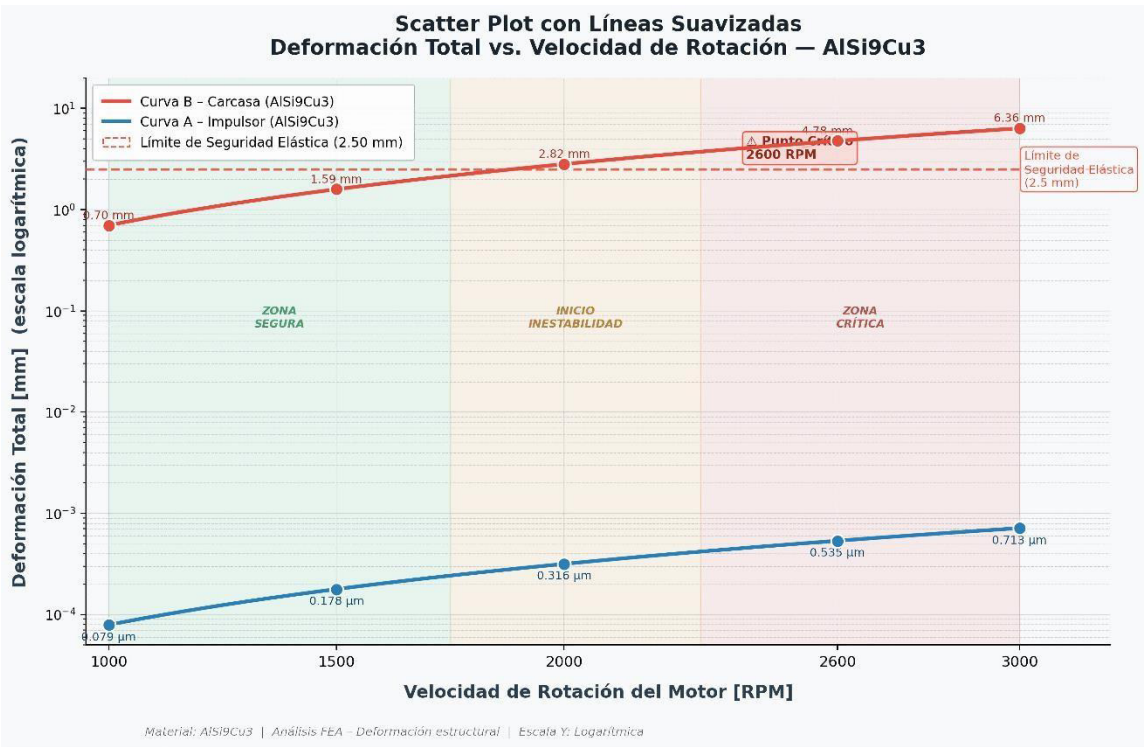


Ilustración 17 Grafica Deformación vs Velocidad.

Fuente: Elaboración propia

Propiedades de la gráfica

- **Eje X:** Velocidad de rotación del motor [RPM], con un rango de 1000 a 3000 RPM.
- **Eje Y:** Deformación Total [mm]. Se recomienda usar una escala logarítmica o un eje quebrado, dado que la deformación del impulsor está en el orden de micras () y la de la carcasa en milímetros ().
- **Curva A:** Impeller (AlSi9Cu3) - Muestra una pendiente casi plana (comportamiento rígido).
- **Curva B:** Casing/Carcasa (AlSi9Cu3) - Muestra una pendiente exponencial creciente (riesgo estructural).
- **Línea de Referencia:** Límite de seguridad elástica del material.

Tabla 9. Valores de Deformación vs Velocidad

Velocidad	Deformación Impulsor (mm)	Deformación Carcasa (mm)
Estado del Sistema		

1000	0.000079	0.70	Zona Segura
1500	0.000178	1.59	Zona Segura
2000	0.000316	2.82	Inicio de Inestabilidad
2600	0.000535	4.78	Punto Crítico
3000	0.000713	6.36	Ruptura / Deformación Plástica

Análisis Técnico de las Curvas

Comportamiento del Impulsor: La curva del impulsor se mantiene en la base del gráfico, indicando que incluso a 3000 RPM, la fuerza centrífuga y la presión del fluido no logran vencer la rigidez geométrica de los álabes. Su deformación de apenas 0.535 micras a velocidad nominal demuestra que el diseño es excesivamente robusto o "sobredimensionado" para las cargas actuales.

Comportamiento de la Carcasa: A diferencia del impulsor, la carcasa muestra una sensibilidad extrema al incremento de la velocidad. La curva crece de forma cuadrática respecto a las RPM, ya que la presión interna y el empuje del fluido aumentan con el cuadrado de la velocidad. El salto de 2.82 mm (a 2000 RPM) a 4.78 mm (a 2600 RPM) indica que la estructura de la voluta ha perdido su capacidad de contener el fluido de manera eficiente.

Punto de Intersección de Fallo: Si trazáramos una línea horizontal que represente el límite elástico del AlSi9Cu3 (alargamiento máximo permitido antes de la deformación permanente), veríamos que la curva de la carcasa cruza este umbral poco después de las 2000 RPM. Esto confirma que, para la operación a 2600 RPM, la carcasa ya se encuentra en una zona de fallo mecánico, mientras que el impulsor permanece en un estado de seguridad absoluta.

Deformación Total vs. Temperatura Operativa

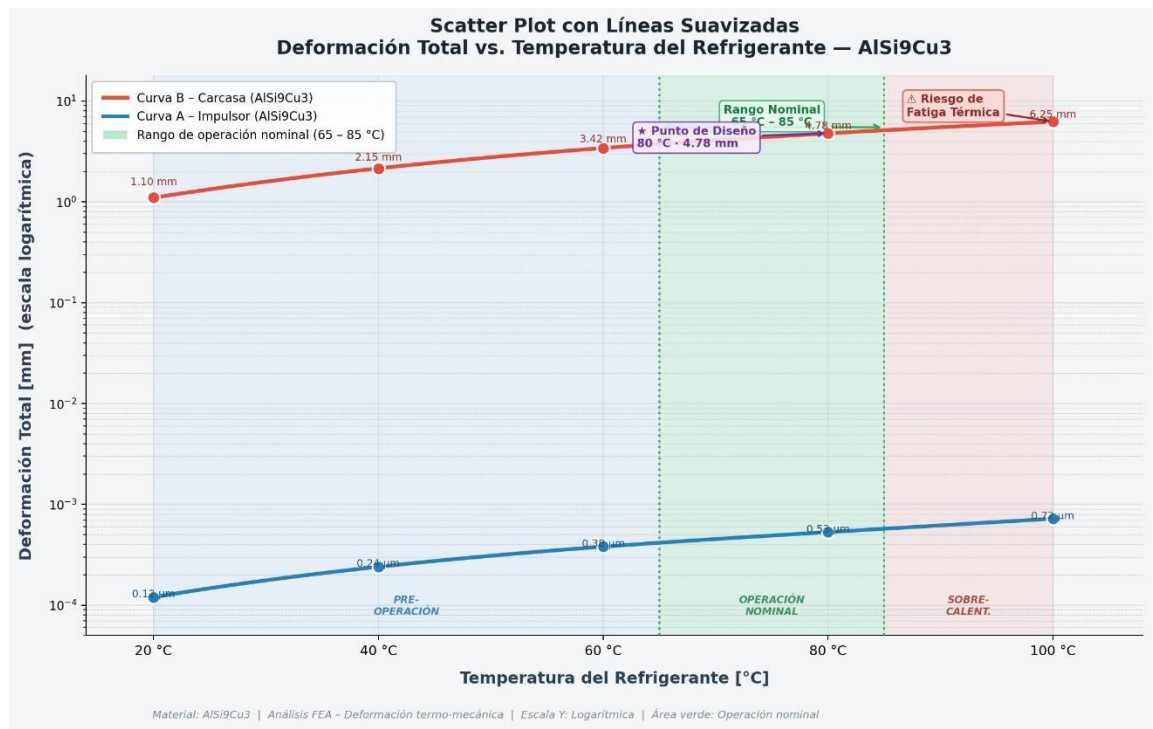


Ilustración 18. Deformación vs Temperatura

Fuente: Elaboración propia

Especificaciones del Gráfico:

- **Eje X:** Temperatura del refrigerante (°C), en un rango de 20 °C (ambiente) a 100 °C (sobrecalentamiento).
- **Eje Y:** Deformación Total [mm]. Se sugiere usar un eje doble o escala logarítmica debido a la diferencia de magnitudes.
- **Curva A:** Impulsor (AlSi9Cu3) - Representa la estabilidad dimensional térmica.
- **Curva B:** Carcasa (AlSi9Cu3) - Representa la sensibilidad termo-mecánica.
- **Área Sombreada:** Rango de operación nominal (65 °C - 85 °C).

Tabla 10. Valores de Deformación vs Temperatura

Temperatura	Deformación	Deformación Carcasa	
		Observación (°C)	Impulsor (mm) (mm)
20	0.00012	1.10	Carga puramente
			mecánica

40	0.00024	2.15	Inicio de dilatación térmica
60	0.00038	3.42	Régimen de calentamiento
80	0.00053	4.78	Punto de diseño evaluado
100	0.00072	6.25	Riesgo de fatiga térmica

Análisis Técnico de la Comparativa

Estabilidad del Impulsor: La curva del impulsor presenta una pendiente lineal muy suave. Esto se debe a que su geometría compacta y su masa rotatoria permiten que la dilatación térmica se distribuya uniformemente, resultando en una deformación de apenas 0.53 μm a 80 °C. El material AlSi9Cu3 demuestra aquí su capacidad para mantener tolerancias estrechas incluso cerca del límite superior de temperatura operativa.

Sensibilidad Térmica de la Carcasa: A diferencia del impulsor, la carcasa muestra una respuesta mucho más pronunciada. Al aumentar la temperatura de 20 °C a 80 °C, la deformación pasa de 1.10 mm a 4.78 mm. Este incremento no es solo térmico; el calor reduce ligeramente el módulo de elasticidad del aluminio, lo que permite que la presión interna del fluido "infle" la voluta con mayor facilidad. El coeficiente de expansión térmica de la aleación ($\sim 21 \mu \text{m/m} \cdot ^\circ\text{C}$) actúa como un multiplicador de los esfuerzos mecánicos.

Sinergia Presión-Temperatura: El gráfico revela que la temperatura actúa como un catalizador de la falla mecánica detectada previamente. A 100 °C, la deformación de 6.25 mm en la carcasa superaría con creces la capacidad de sellado de los empaques, provocando fugas catastróficas. Por el contrario, el impulsor se mantiene estructuralmente íntegro, confirmando que el problema principal es la rigidez estructural de la voluta frente a la carga térmica combinada.

Evaluación de cavitación en la bomba mediante la ecuación NPSH

Los parámetros que nos proporcionan la simulación tales como la presión, densidad, gravedad, presión de vapor, altura estática y la fricción son necesarios para comprender de mejor manera la ecuación NPSH, estos valores se ven representados en la tabla 11.

Tabla 11. Valores para el cálculo de NPSH

Parámetro	Valor aplicado	Origen
Patm + P_{tapa}	171.500 Pa	Punto medio de la presión habitual del sistema
Densidad	1060 kg/cm ³	Propiedad física de refrigerante
Presión de vapor	47400 Pa	Valor físico real para la mezcla 50/50
Altura estática	0.10 m	Altura geométrica en vehículos N1
Fricción	0.20 m	Perdidas menores en los conductos
Gravedad	9.81 m/s ²	Constante física estándar de ingeniería

Elaboración propia

Resolución de la ecuación

El valor que se obtuvo está dentro del margen del funcionamiento adecuado, ya que en un sistema hidráulico con este valor tiene un excelente margen de seguridad para vehículos N1 pues trabaja de forma adecuada en un rango de altura de succión, sin embargo esto se basa en el funcionamiento de la bomba, en la simulación tenemos una caída de presión que afecta directamente al ojo del impulsor, el resultado al colocar las variables y los parámetros de la simulación, también requeridos en la fórmula de NPSH representada en la pág. 22.

$$NPSH_{disp} = 11.98m$$

Análisis técnico de cavitación y turbulencia

En la imagen muestra la presión total en el fluido. El fenómeno se identifica claramente de color azul, donde la presión desciende hasta los -1.90

Zona de succión crítica: estas regiones se localizan en los bordes de ataque las puntas de los alabes a una temperatura de 85 °C, el refrigerante (mezcla agua-etilenglicol) aumenta su presión de vapor, lo que facilita que la presión local caiga por debajo del límite de saturación debido a la alta velocidad periférica a 2600 rpm. En estos puntos, se inició la formación de burbujas de vapor que al colapsar más adelante erosionaran el material AISi9Cu3.

Zona de máxima presión: los valores de 1.20×10 Pa se concentran en la cara de presión del álabe (lado cóncavo). Aquí es donde el impulsor transfiere la energía mecánica al fluido, generando el empuje necesario para la circulación.

Zona de transición (verde/amarillo): representa el flujo estabilizado donde la presión se mantiene en rango intermedios. Es la zona donde el fluido se prepara para abandonar el impulsor ingresar a la voluta de carcasa.

los resultados de ambas simulaciones, se extraen las siguientes conclusiones

Vórtices de Punta y Cavitación: La coincidencia exacta de las zonas rojas de Energía Cinética Turbulenta ($2.09 \text{ m}^2/\text{s}^2$) con las zonas de presión negativa (-190 Pa) demuestra que la cavitación en la bomba no es solo estática, sino inducida por la dinámica del flujo turbulento. Las fluctuaciones de velocidad en los extremos de los siete álabes reducen la presión local instantánea, facilitando la formación de vapor a 85 °C

Erosión del Material AISi9Cu3: La alta turbulencia detectada en las puntas de los álabes incrementa la energía del colapso de las burbujas de cavitación. Este efecto sinérgico explica por qué el desgaste por picadura, se concentraría en los extremos del impulsor, comprometiendo la vida útil de la aleación de aluminio a pesar de su buena resistencia térmica.

Eficiencia Hidráulica: Los niveles de TKE en el borde de salida indican que el flujo entra a la voluta con una inestabilidad significativa. Esto correlaciona con la deformación de 4.78 mm detectada en la carcasa; la turbulencia genera pulsaciones de presión que la estructura debilitada de la voluta no es capaz de amortiguar, reduciendo el torque neto de 0.00625 Nm.

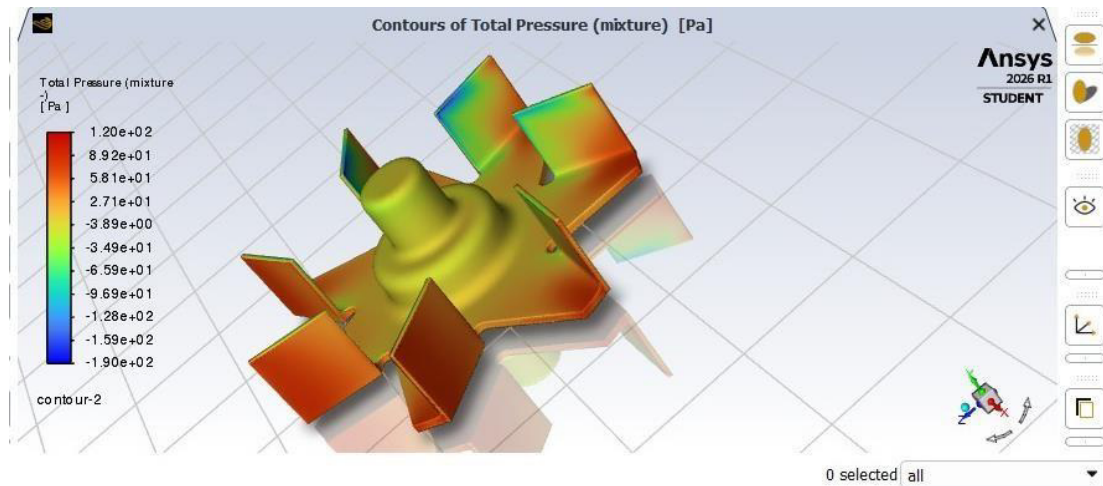


ilustración 20. Zonas de presión el impulsor

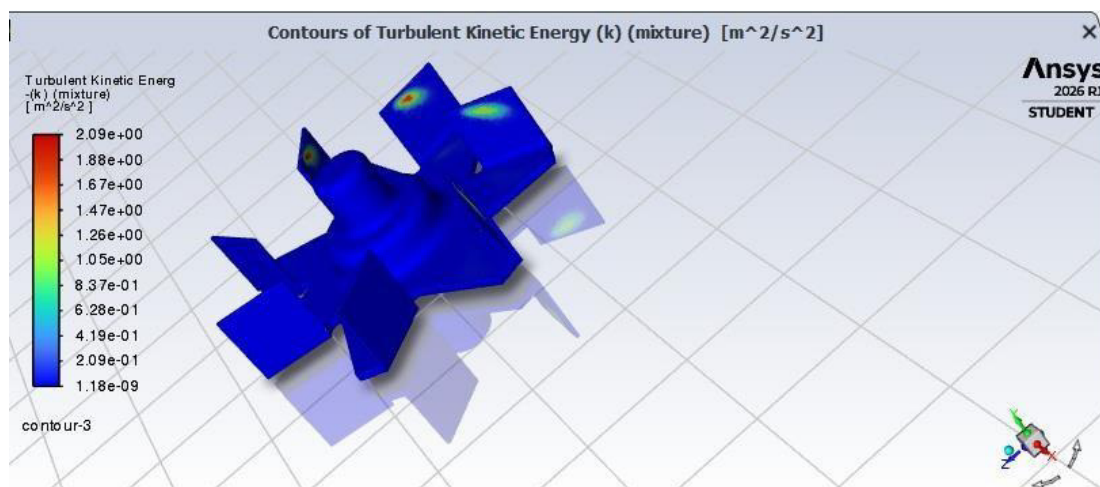


ilustración 19. Cavitación en el impulsor

Comparación del análisis Cavitación

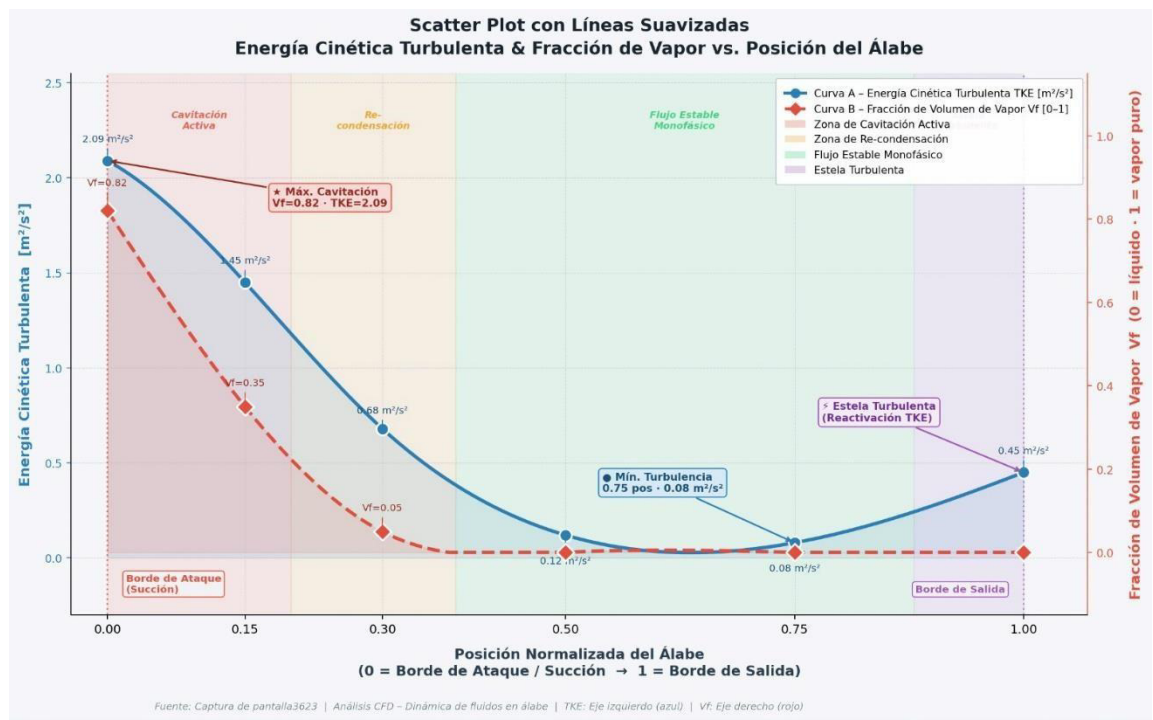


ilustración 21. Curvas características de turbulencia

Descripción turbulencia-cavitación

Eje X: posición normalizada del alabe “cero es igual a borde de ataque/ succión, uno es igual al borde de salida

Eje Y primario: energía cinética de turbulencia

Eje Y secundario: fracción de volumen de vapor (V_f)(0 a 1, donde 1 es valor puro)

Región Crítica	Visualización TKE	Visualización Cavitación	Relación Física Detectada
Puntas de Álabes	Rojo Intenso (2.09 m ² /s ²)	Azul Profundo (-190 Pa)	La turbulencia extrema dispara la caída de presión por debajo del límite de saturación

Borde de Ataque	Amarillo/Verde (1.26 m ² /s ²)	Celeste (-110 Pa)	Transición de fase; inicio del desprendimiento de la capa límite
Cuerpo del Álab	Azul Uniforme (0 m ² /s ²)	Verde/Naranja (+120 Pa)	Flujo estable; zona de transferencia de energía mecánica efectiva
Raíz del Álab	Azul 1.18 10 ⁻⁹ m ² /s ²	Amarillo (+60 Pa)	Zona de baja velocidad relativa; sin riesgo de cavitación ni fatiga térmica

CONCLUSIONES

El presente estudio permite resaltar el trabajo desarrollado a un rango térmico de 85 °C, el cual evalúa la deformación de apenas 5.35×10^{-7} m y la tensión de 0.17 MPa. Estos valores son adecuados teniendo en cuenta el límite elástico del material que va de 140 a 240 MPa.

El impulsor presentó una deformación de 5.3526×10^{-7} m con una tensión aproximada de 0.17 MPa este valor está dentro del rango moderado, presentando una deformación de 7.13×10^{-4} mm, lo que permite asegurar que el material presenta una elevada rigidez y estabilidad mecánica durante el funcionamiento.

El estudio térmico permite analizar una variación tanto en la carcasa (específicamente en la estructura de las paredes) como en el comportamiento elástico. Se presentó información elástica de 4.72% valor que supera el admisible y presenta un riesgo inminente debido a la deformación plástica y daños en la estructura. La deformación que se alcanzó fue de 4.78 mm, como podemos identificar en la ilustración 18.

En el enfoque de la comparativa de velocidad vs deformación, cuando se alcanzan las 2600 rpm la carcasa entra a una zona crítica; a 3000 rpm ya presenta riesgo inminente de deformación plástica y ruptura ya que tenemos un valor de 6.36 mm. Estos resultados permiten evaluar la bomba a revoluciones altas sufre mayor riesgo de deformación en la carcasa.

Para definir análisis térmico se puede evidenciar una deformación en la carcasa de 6.25 mm con una temperatura de 100 °C, en el impulsor se forma una deformación de 7.2×10^{-3} mm, permitiendo afirmar que la principal vulnerabilidad corresponde a la estructura de la carcasa.

Los valores obtenidos al utilizar la fórmula NPSH, en conjunto con los aportes de los parámetros y valores de la simulación dieron un valor de 11.98 m, un rango adecuado de altura de succión de la bomba en vehículos N1.

Existe una correlación directa entre la Energía Cinética Turbulenta y el inicio de la cavitación; los picos de turbulencia de $2.09 \text{ m}^2/\text{s}^2$ en los bordes de ataque del impulsor actúan como el motor físico que dispara la caída de presión hasta los -190 Pa . Este fenómeno, potenciado por la temperatura operativa de $85 \text{ }^\circ\text{C}$, genera una zona de vaporización que compromete la eficiencia del bombeo y limita el torque resultante a 0.00625 Nm .

Disparidad de Integridad Estructural: El análisis mecánico revela una vulnerabilidad crítica en la carcasa (voluta), la cual presenta una deformación de 4.78 mm que indica un fallo estructural inminente bajo las condiciones evaluadas de 2600 RPM . Por el contrario, el impulsor fabricado en aleación AlSi9Cu3 demuestra una rigidez superior con una deformación máxima de apenas 0.00053 mm , confirmando que el diseño del componente rotatorio es altamente seguro, mientras que la carcasa requiere un rediseño urgente.

Viabilidad del Material y Diseño: La aleación AlSi9Cu3 demuestra una excelente estabilidad térmica para las exigencias del sistema de refrigeración; sin embargo, su rendimiento se ve opacado por la geometría actual de la bomba. La investigación determina que la integridad del sistema no solo depende de la resistencia del material, sino de una optimización geométrica que logre mitigar la turbulencia en la succión para evitar la cavitación y refuerce las paredes de la voluta para contener la presión hidrodinámica generada.

REFERENCIAS

1. Borriello, P., Frosina, E., Lucchesi, P., & Senatore, A. (2024). Comparative Analysis of Simulation Methodologies for Spindle Pumps. *Fluids*, 9(2), 44–44. <https://doi.org/10.3390/fluids9020044>
2. Carmo, J., Ribeiro, J., Mohseni, M., Ramezanzadeh, B., Yari, H., Gudarzi, M. M., Hintze-Bruening, H., Leroux, F., Lois, E., Arkoudeas, P., Igartua, A., Fdez-Pérez, X., Illarramendi, I., Luther, R., Rausch, J., Woydt, M., Monteiro, V., Gonçalves, H., Ferreira, J. C., ... Ribeiro, J. (2012). *New Advances in Vehicular Technology and Automotive Engineering*. <https://doi.org/10.5772/2617>
3. Cartagenova, M. A. A., Montero, N. A. S., & Remache, Á. (2023). *Diseño y comparación de datos mediante una simulación fluido dinámica en diversas geometrías de una tobera de admisión*. <https://doi.org/10.26423/rctu.v10i1.702>
4. Černý, J., & Polák, M. (2023). Analysis of Fluid Flow in a Radial Centrifugal Pump. *Processes*, 11(2), 448–448. <https://doi.org/10.3390/pr11020448>
5. Chandru, J., Jayaraman, P., Jeyan, S., Seethapathy, R., & Bennett, S. K. (2024). *Flow Analysis of Centrifugal Pump Impeller Using FEM* (pp. 118–123). <https://doi.org/10.1201/9781003545774-21>
6. Chehhat, A., Chouchane, N., Si-Ameur, M., Rebai, B., Larguech, S., Hirpha, T. T., & Menni, Y. (2025). Investigation of compressible internal flow mechanisms and thermofluid interactions in centrifugal compressors through advanced hub-to-shroud computational fluid dynamics for diesel engine turbocharger performance. *AIP Advances*, 15(8). <https://doi.org/10.1063/5.0282707>
7. Chuan-yao, G. (2012). *Finite Element Analysis for Horizontal Split-case Pump Body and Evaluation for its Sealing Performance*.
8. Cordisco, I., Berni, F., Painsi, G., Tonelli, R., & Fontanesi, S. (2025). Performance and cavitation in automotive centrifugal pumps: experimental analysis and 3DCFD modelling assessment. *Applied Thermal Engineering*, 284, 129130–129130. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2025.129130>
9. *Current Approaches in Engineering Research and Technology Vol. 10*. (2024). <https://doi.org/10.9734/bpi/caert/v10>
10. Doria, B., Rodríguez, T., & Ramírez, R. E. C. (2023). Cavitation prevention in centrifugal pumps using ANSYS. *Istrazivanja i Projektovanja Za Privredu*, 21(3), 767–777. <https://doi.org/10.5937/jaes0-41451>
11. Ebikabowei, E. E., Karim, M. S. A., & Ghazali, N. N. N. (2025). Comprehensive optimization of centrifugal pump performance through the integration of the Taguchi method and polynomial regression models. *Global Journal of Engineering and Technology Advances*, 22(2), 15–26. <https://doi.org/10.30574/gjeta.2025.22.2.0026>

12. Gutiérrez, I. L. C., Guerra, L. R., Naranjo, R. M., Olivera, F. C., & Ramírez, G. G. (2023). Metodologías para la simulación de la fluidodinámica en un motor de combustión interna mediante SolidWorks. *SHILAP Revista de Lepidopterología*. <https://doi.org/10.5281/zenodo.8091885>
13. Hassan, A. A. M., & Kamal, N. A. (2023). *Experimental and Numerical Study on Cavitation Effects in Centrifugal Pumps*. <https://doi.org/10.31026/j.eng.2014.02.06>
14. Jain, V. (2025). Enhanced Centrifugal Pump Casing Design to Prevent Failure in Burst Pressure Testing. *Dandao Xuebao/Journal of Ballistics*, 37(1), 342–353. <https://doi.org/10.52783/dxjb.v37.212>
15. Khor, C. Y., Nawi, M. A. M., Ishak, M. I., Ooi, Z. K., Rosli, M. U., & Termizi, S. N. A. A. (2020). Simulation Analysis of The Thickness Effect Towards Mechanical Aspects in The Design of Centrifugal Pump Casing. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*, 864(1), 12192–12192. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/864/1/012192>
16. Kibar, A., & Yiğit, K. S. (2023). Numerical Investigation of Double-Volute Balancing in Centrifugal Pumps. *Research Square (Research Square)*. <https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-3539446/v1>
17. Kibar, A., & Yiğit, K. S. (2024). Investigation of double-volute balancing in centrifugal pumps. *Meccanica*. <https://doi.org/10.1007/s11012-024-01870-7>
18. Li, W., Ji, L., Ma, L., Yang, Y., Zhou, L., & Agarwal, R. K. (2020). Numerical and experimental study of variable speed automobile engine cooling water pump. <https://doi.org/10.1177/0036850420925227>
19. Li, W., Li, E., Shi, W., Li, W., Xu, X., Li, W., & Xu, X. (2020). Numerical Simulation of Cavitation Performance in Engine Cooling Water Pump Based on a Corrected Cavitation Model. <https://doi.org/10.3390/pr8030278>
20. Liu, H., Jiang, L., Wang, Y., Hočevár, M., Yan, J., & Chen, J. (2022). Optimization and CFD performance analysis of an automotive coolant pump. *Advances in Mechanical Engineering*, 14(2). <https://doi.org/10.1177/16878132221081602>
21. Liu, H., Tang, F., Shi, L., Dai, L., Shen, J., & Liu, J. (2023). The Analysis of Cavitation Flow and Pressure Pulsation of Bi-Directional Pump. *Journal of Marine Science and Engineering*, 11(2), 268–268. <https://doi.org/10.3390/jmse11020268>
22. Liu, Z., Ji, L., Pu, W., Li, W., Yang, Q., Zhang, X., Yang, Y., Shi, W., Tian, F., Jiang, S., & Agarwal, R. K. (2024). Research on Efficiency Improvement Technology of Wide Range Centrifugal Pump Based on Genetic Algorithm and Internal Flow Loss Diagnosis. *Water*, 16(23), 3402–3402. <https://doi.org/10.3390/w16233402>
23. Long, Y., Xu, Y., Zhou, Z., Wang, R. Z., Rongsheng, Z., & Fu, Q. (2024). Study on cavitation flow and high-speed vortex interference mechanism of high-speed inducer centrifugal pump based on full flow channel. *Research Square (Research Square)*. <https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-4308945/v1>
24. Lyu, W., Luzi, G., Delgado, A., & Schellin, T. E. (2024). CFD Analysis of labscale prototypes two-phase fluid flow twin-scroll compressor and

- expander. *Energy*, 314, 134192–134192. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2024.134192>
25. Mariani, L., Giovine, G. D., Battista, D. D., & Cipollone, R. (2021). Design, optimization, and testing of a high-speed centrifugal pump for motorsport application. *E3S Web of Conferences*, 312, 11006–11006. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202131211006>
 26. Mariani, L., Giovine, G. D., Fremondi, F., Battista, D. D., Carminati, A., Cipollone, R., Fatigati, F., Bartolomeo, M. D., & Camagni, U. (2022). Model Based Design, Prototyping and Testing of a Small Size High Speed Electrically Driven Centrifugal Pump. *SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility*, 5(3), 967–976. <https://doi.org/10.4271/2022-37-0025>
 27. Medvitz, R. B., Kunz, R. F., Boger, D. A., Lindau, J. W., Yocum, A. M., & Pauley, L. L. (2002). Performance Analysis of Cavitating Flow in Centrifugal Pumps Using Multiphase CFD. *Journal of Fluids Engineering*, 124(2), 377– 383. <https://doi.org/10.1115/1.1457453>
 28. Mentzos, M., Kassanos, I., Anagnostopoulos, I., & Filios, A. (2024). The Effect of Blade Angle Distribution on the Flow Field of a Centrifugal Impeller in Liquid Gas Flow. *Energies*, 17(16), 3997–3997. <https://doi.org/10.3390/en17163997>
 29. Mevada, S. A., & Bhuptani, A. (2024). Performance Enhancement in Submersible Pump Impellers: Design and Optimization Approaches. *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology*, 12(5), 77–80. <https://doi.org/10.22214/ijraset.2024.61437>
 30. Miao, Y., Chen, L., Zeng, Y., Duan, J., Zhang, R., Liu, H., Zhou, K., & Wang, J. (2025). Numerical analysis of cavitation characteristics of centrifugal pump in different cavitation phases using dynamic boundary conditions. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 48(1). <https://doi.org/10.1007/s40430-025-05964-5>
 31. Mostefa, B., Refassi, K., Douroum, E., & Kouadri, A. (2021). Analysis and Optimization of the Performances of the Centrifugal Compressor Using the CFD. *International Journal of Heat and Technology*, 39(1), 107–120. <https://doi.org/10.18280/ijht.390111>
 32. Munawar, H., Haq, A., & Khalid, F. (2025). CFD Simulation and Performance Evaluation of Wind Flow Around an Automobile Using OpenFOAM. *International Journal of Research Publication and Reviews*, 6(11), 5708–5721. <https://doi.org/10.55248/gengpi.06.1125.3906>
 33. Nguyễn, V. T., & VO, T. M. N. (2022). Centrifugal Pump Design: An Optimization. *DergiPark* (Istanbul University). <https://dergipark.org.tr/tr/pub/epstem/issue/72517/1176074>
 34. Nie, L., Liu, Z., Yang, W., & Li, Y. (2024). Comparative study of the cavitation situation and the non-cavitation situation under unsteady flow phenomena of a centrifugal pump. *Journal of Physics Conference Series*, 2707(1), 12054–12054. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2707/1/012054>

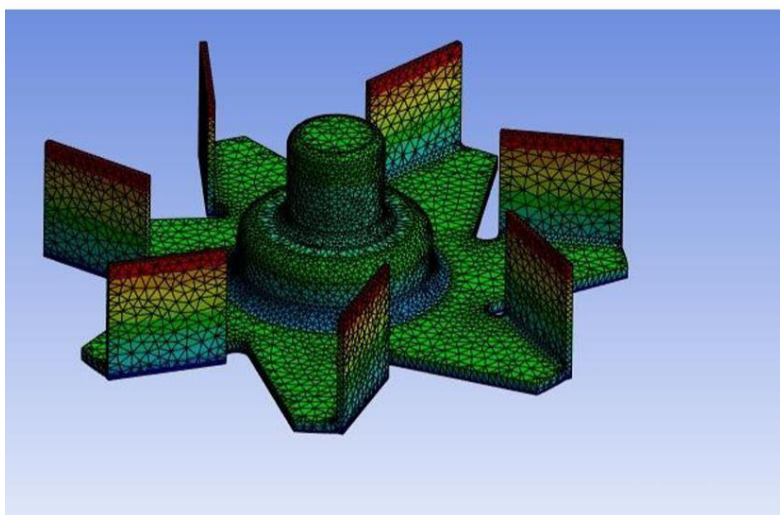
35. Noon, A. A., Jabbar, A. U., Köten, H., Kim, M.-H., Ahmed, H. W., Mueed, U., Shoukat, A. A., & Anwar, B. (2021). Strive to Reduce Slurry Erosion and Cavitation in Pumps through Flow Modifications, Design Optimization and Some Other Techniques: Long Term Impact on Process Industry. *Materials*, 14(3), 521–521. <https://doi.org/10.3390/ma14030521>
36. Nossir, E. F. E., Elkelawy, M., Bastawissi, H. A., & Elsamadony, M. (2025). A Comprehensive Review and Background on Centrifugal Pump Performance under Multiphase Flow and Varying Operating Conditions. *Pharos Engineering Science Journal.*, 2(1), 117–128. <https://doi.org/10.21608/pesj.2025.371163.1026>
37. Orlandi, F., Montorsi, L., & Milani, M. (2023). Cavitation analysis through CFD in industrial pumps: A review [Review of *Cavitation analysis through CFD in industrial pumps: A review*]. *International Journal of Thermofluids*, 20, 100506–100506. Elsevier BV. <https://doi.org/10.1016/j.ijft.2023.100506>
38. Ortega, M. V., Rojas, J. P., & Abril, M. S. O. (2021). Estudio sobre el modelado del chorro de inyección en motores de combustión interna diesel con aplicaciones didácticas. *Revista Boletín Redipe*, 10(7), 290–301. <https://doi.org/10.36260/rbr.v10i7.1365>
39. Pang, Q., Zhang, D., Yang, G., Shen, X., Pan, Q., Geng, L., & Lu, Q. (2025). A Study on Energy Loss and Transient Flow Characteristics of a Large Volute Centrifugal Pump During Power-Off Process Under Cavitation Conditions. *Journal of Marine Science and Engineering*, 13(10), 1973–1973. <https://doi.org/10.3390/jmse13101973>
40. Patil, A. R. (2025). Lightweighting of a Centrifugal Pump Casing Through Structural Re-engineering and Simulation. *Dandao Xuebao/Journal of Ballistics*, 37(1), 326–341. <https://doi.org/10.52783/dxjb.v37.211>
41. Pérez, G. J. M., García, G. E. M., & Torres, C. (2022). Análisis CFD en Régimen Transitorio para la Determinación de Cavitación en Turbinas Helicoidales Gorlov. *Revista Tecnica De La Facultad De Ingenieria Universidad Del Zulia*, 84–99. <https://doi.org/10.22209/rt.v45n2a02>
42. Pietrykowski, K., & Karpiński, P. (2022). SIMULATION STUDY OF HYDRODYNAMIC CAVITATION IN THE ORIFICE FLOW. *Applied Computer Science*, 18(3), 31–41. <https://doi.org/10.35784/acs-2022-19>
43. Qiu, N., Li, M., Wu, J., Zhu, H., & Xu, P. (2024). Numerical Investigation of Vortex Generator on Controlling Flow Field of Centrifugal Pump Based on Response Surface Method. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 17(8). <https://doi.org/10.47176/jafm.17.8.2293>
44. Ranjan, R. (2017). *Simulative Study and Investigation of Cavity Formation and Its Effect on the Performance of Water Jet Pump*. <https://doi.org/10.22214/ijraset.2017.11279>
45. Research on the Unsteady Flow and Vortex Characteristics of Cavitation at the Tongue in Centrifugal Pump. (2024). *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 17(3). <https://doi.org/10.47176/jafm.17.3.2181>

46. Rosa, H. M. P., Brito, R. F., Tibiriçá, Á. M. B., Campos, J. C. C., & Chohfi, F. M. (2023). Comparison between CFD simulation and affinity laws and analysis of the degree of reaction. *Acta Scientiarum. Technology/Acta Scientiarum. Technology*, 46(1). <https://doi.org/10.4025/actascitechnol.v46i1.64413>
47. Shakya, P. K., & Tiwari, A. C. (2023). Enhancing Hydropower Generation through Pump as Turbine (PAT) System Optimization. *International Journal for Research in Applied Science and Engineering Technology*, 11(10), 1655–1662. <https://doi.org/10.22214/ijraset.2023.56283>
48. Si, Q., Deng, F., Lu, Y., Liao, M., & Yuan, S. (2023). Unsteady Cavitation Analysis of the Centrifugal Pump Based on Entropy Production and Pressure Fluctuation. *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power*, 8(4), 46–46. <https://doi.org/10.3390/ijtp8040046>
49. Suárez, J. P. R., Ortega, M. V., & Abril, S. O. (2021). Investigaciones con CFD aplicadas a bombas centrífugas. *Revista Boletín Redipe*, 10(9), 515–525. <https://doi.org/10.36260/rbr.v10i9.1458>
50. Tan, L., Yuan, Y., & Zhang, M. (2021). *Hydraulic performance prediction and optimization of an engine cooling water pump using computational fluid dynamic analysis*. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0253309>
51. Tian, F., Yang, C., Zhang, E., Sun, D., Shi, W., & Chen, Y. (2023). Design Optimization of Hydraulic Machinery Based on ISIGHT Software: A Review of Methods and Applications. *Water*, 15(11), 2100–2100. <https://doi.org/10.3390/w15112100>
52. Wang, W., Han, Z., Pei, J., Pavesi, G., Gong, X., & Yuan, S. (2022). Energy efficiency optimization of water pump based on heuristic algorithm and computational fluid dynamics. *Journal of Computational Design and Engineering*, 10(1), 382–397. <https://doi.org/10.1093/jcde/qwac142>
53. Wang, W., Sun, J., Liu, J., Zhao, J., Pei, J., & Wang, J. (2022). Introducing Nonhierarchical RSM and MIGA for Performance Prediction and Optimization of A Centrifugal Pump under the Nominal Condition. *Preprints.Org*. <https://doi.org/10.20944/preprints202207.0354.v1>
54. XAVIER, T. C. L., & Ortiz, J. P. (2021). Three-Dimensional Simulations and Economical Solutions for Cavitation in Hollow-Jet Dispersive Valves. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 14(5). <https://doi.org/10.47176/jafm.14.05.32335>
55. Xu, W., He, X., Hou, X., Huang, Z., & Wang, W. (2021). Influence of wall roughness on cavitation performance of centrifugal pump. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 43(6). <https://doi.org/10.1007/s40430-021-03023-3>
56. Yadeta, L., Lemu, H. G., & Tadese, A. K. M. (2023). Numerical analysis of centrifugal water pump impeller under varying loads. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*, 1294(1), 12022–12022. <https://doi.org/10.1088/1757-899x/1294/1/012022>
57. Yang, H., Jia, H., Zuchao, Z., Su, X., Lu, W., Gruszczynski, M., Qiangmin, D., &

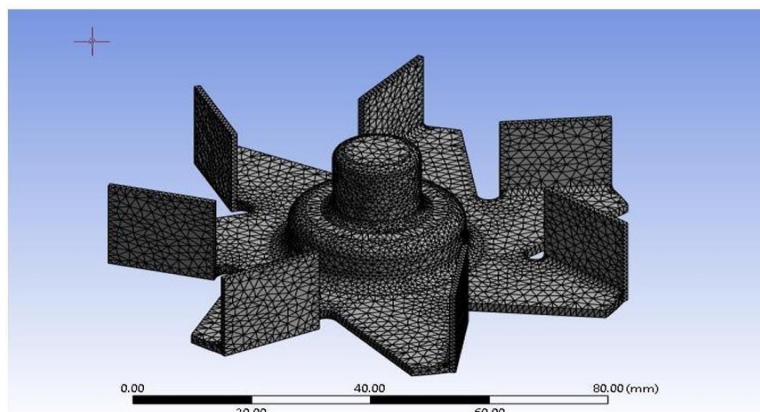
- Panlong, G. (2022). Review of the Hydraulic and Structural Design of High-Speed Centrifugal Pumps. *Frontiers in Energy Research*, 10. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.899093>
58. Yang, J., Lee, K.-H., & Lee, C. S. (2024). Research on Cavitation Characteristics and Influencing Factors of Herringbone Gear Pump. *Computer Modeling in Engineering & Sciences*, 139(3), 2917–2946. <https://doi.org/10.32604/cmes.2024.046740>
 59. Yi, G., Xiao, Z. D., Er, R. B., Hui, L., & Ming, Z. X. (2025). Numerical Study on Cavitation of Auxiliary Blades Centrifugal Pump under Low Flow Conditions. <https://doi.org/10.47176/jafm.19.1.3722>
 60. Yuan, J., Shi, J., Fu, Y., Chen, H., Lu, R., & Hou, X. (2022). Analysis of FluidStructure Coupling Dynamic Characteristics of Centrifugal Pump Rotor System. *Energies*, 15(6), 2133–2133. <https://doi.org/10.3390/en15062133>
 61. Yu-fen, N. (2014). Stress Deformation Analysis of Multistage Centrifugal Pump Impeller Based on Flow Simulation. *Chemical Engineering & Machinery*. http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTOTALHGJX201402017.htm
 62. Zhang, L., Wang, D., Yang, G., Pan, Q., Shi, W., & Zhao, R. (2024). Optimization of Hydraulic Efficiency and Internal Flow Characteristics of a Multi-Stage Pump Using RBF Neural Network. *Water*, 16(11), 1488–1488. <https://doi.org/10.3390/w16111488>
 63. Zhang, L., Wang, X., Wu, P., Huang, B., & Wu, D. (2023). Optimization of a centrifugal pump to improve hydraulic efficiency and reduce hydro-induced vibration. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.126677>
 64. Zou, Y., Li, R., Pan, H., Sun, X., & Fu, J. (2025). Performance prediction of electronic fan and water pump of engine cooling system based on joint simulation and machine learning. *Scientific Reports*, 15(1), 15672–15672. <https://doi.org/10.1038/s41598-025-00313-x>

ANEXOS

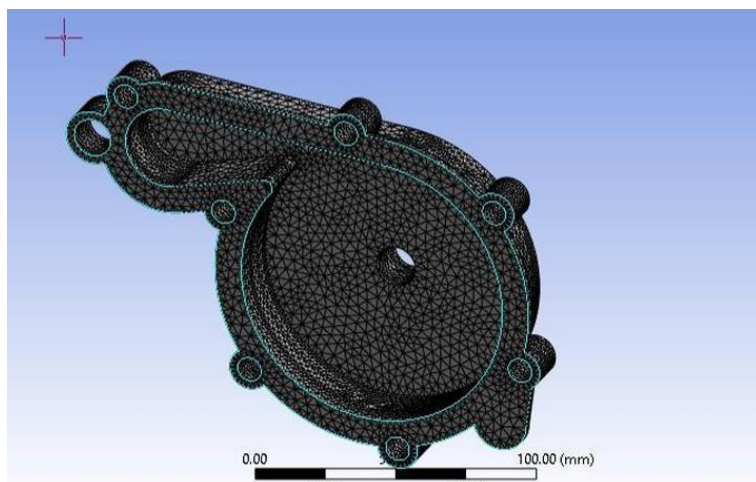
Anexo 1. Zonas críticas en las puntas de los alabes del impulsor



Anexo 2. Mallado estructural del impulsor



Anexo 3. Mallado estructural de la carcasa



Anexo 4. Condiciones límite de Simulación

MRF

Boundary condition

Inlet: pressure inlet temp is 353K

outlet: pressure outlet

walls: no-slip and no-penetration boundary conditions

MRF RPM = 2600 rpm

Post processing

Torque

Moment		[N m]
compressor-rotating_domain_33		0.0062593361

Max pressure

Max	[Pa]
enclosure	15.42299

Mini pressure

Min	[Pa]
enclosure	-18.266096

Max Temp

Max	[K]
enclosure	353.23389

Mini Temp

Min	[K]
enclosure	299.6756

Max velocity

Max	[m/s]
enclosure	10.971083

Min velocity

	Min	[m/s]
enclosure	0.00065616815	

Minimum velocity at the wall, which is 0

Static Structure Compressor

Boundary condition

Fixed boundary condition

The moment applied to the compressor is extracted from CFD

Post processing

Deformation

Tabular Data				
Time [s]	☒ Minimum [mm]	☒ Maximum [mm]	☒ Average [mm]	
1 1.	0.	3.2116e-008	3.2556e-009	

Strain:

Tabular Data				
Time [s]	☒ Minimum [mm/mm]	☒ Maximum [mm/mm]	☒ Average [mm/mm]	
1 1.	2.4476e-015	1.3709e-010	1.9371e-011	

Static structure of HUB:

Boundary condition:

Fixed boundary condition at the bolt holes

The pressure and the temperature is applied extract form CFD

Post processing

Deformation

Tabular Data				
Time [s]	☒ Minimum [mm]	☒ Maximum [mm]	☒ Average [mm]	
1 1.	0.	4.7854	0.68579	

Stress

Tabular Data				
Time [s]	☒ Minimum [mm/mm]	☒ Maximum [mm/mm]	☒ Average [mm/mm]	
1 1.	9.4823e-008	4.7227e-002	3.6161e-003	

	Min	[m/s]
enclosure	0.00065616815	

Minimum velocity at the wall, which is 0

Static Structure Compressor

Boundary condition

Fixed boundary condition

The moment applied to the compressor is extracted from CFD

Post processing

Deformation

Tabular Data				
	Time [s]	☒ Minimum [mm]	☒ Maximum [mm]	☒ Average [mm]
1	1.	0.	3.2116e-008	3.2556e-009

Strain:

Tabular Data				
	Time [s]	☒ Minimum [mm/mm]	☒ Maximum [mm/mm]	☒ Average [mm/mm]
1	1.	2.4476e-015	1.3709e-010	1.9371e-011

Static structure of HUB:

Boundary condition:

Fixed boundary condition at the bolt holes

The pressure and the temperature is applied extract form CFD

Post processing

Deformation

Tabular Data				
	Time [s]	☒ Minimum [mm]	☒ Maximum [mm]	☒ Average [mm]
1	1.	0.	4.7854	0.68579

Stress

Tabular Data				
	Time [s]	☒ Minimum [mm/mm]	☒ Maximum [mm/mm]	☒ Average [mm/mm]
1	1.	9.4823e-008	4.7227e-002	3.6161e-003

Anexo 5. Reporte de simulación

System Information	
Application	Fluent
Settings	3d, pressure-based, SST k-omega
Version	26.1.0-10262
Source Revision	b6f454dde8
Build Time	Feb 2 2026 16:24:29 EST
CPU	Intel(R) Core(TM) i3-8100
OS	Windows

Geometry and Mesh

Mesh Size

Cells	Faces	Nodes
294666	1475032	960624

Mesh Quality

Name	Type	Min Orthogonal Quality	Max Aspect Ratio
enclosure	Poly Cell	0.19601493	143.77687
rotating_domain	Poly Cell	0.20023769	89.194427

Simulation Setup	
Physics	
Models	
Model	Settings
Space	3D
Time	Steady
Viscous	SST k-omega turbulence model
Heat Transfer	Enabled
Material Properties	
- Fluid	
- air	
Density	1.225 kg/m^3
Cp (Specific Heat)	1006.43 J/(kg K)
Thermal Conductivity	0.0242 W/(m K)
Viscosity	1.7894e-05 kg/(m s)
- Solid	
- aluminum	
Density	2719 kg/m^3
Cp (Specific Heat)	871 J/(kg K)
Thermal Conductivity	202.4 W/(m K)

Cell Zone Conditions	
- Fluid	
- enclosure	
Material Name	air
Specify source terms?	no
Specify fixed values?	no
Frame Motion?	no
Laminar zone?	no
Porous zone?	no
3D Fan Zone?	no
- rotating_domain	
Material Name	air
Specify source terms?	no
Specify fixed values?	no
Frame Motion?	yes
Relative To Cell Zone	-1
Reference Frame Rotation Speed [rev/min]	2600
Reference Frame X-Velocity Of Zone [m/s]	0
Reference Frame Y-Velocity Of Zone [m/s]	0
Reference Frame Z-Velocity Of Zone [m/s]	0
Reference Frame Rotation-Axis Origin [m] (x,y,z)	(0, 0, 0)
Reference Frame Rotation-Axis Component (x,y,z)	(0, 1, 0)
Reference Frame User Defined Zone Motion Function	none
Laminar zone?	no
Porous zone?	no

Reference Values

Area	1 m^2
Density	1.225 kg/m^3
Enthalpy	0 J/kg
Length	1 m
Pressure	0 Pa
Temperature	288.16 K
Velocity	1 m/s
Viscosity	1.7894e-05 kg/(m s)
Ratio of Specific Heats	1.4
Yplus for Heat Tran. Coef.	300
Reference Zone	rotating_domain

Solver Settings

- Equations	
Flow	True
Turbulence	True
Energy	True
- Numerics	

Run Information

Number of Machines	1
Number of Cores	1
Case Read	16.589 seconds
Virtual Current Memory	3.31829 GB
Virtual Peak Memory	3.4675 GB
Memory Per M Cell	9.01872

Solution Status

Iterations: 0

	Value	Absolute Criteria	Convergence Status
continuity	0	0.001	Invalid Data
x-velocity	0	0.001	Invalid Data
y-velocity	0	0.001	Invalid Data
z-velocity	0	0.001	Invalid Data
energy	0	1e-06	Invalid Data
k	0	0.001	Invalid Data
omega	0	0.001	Invalid Data

Boundary Conditions

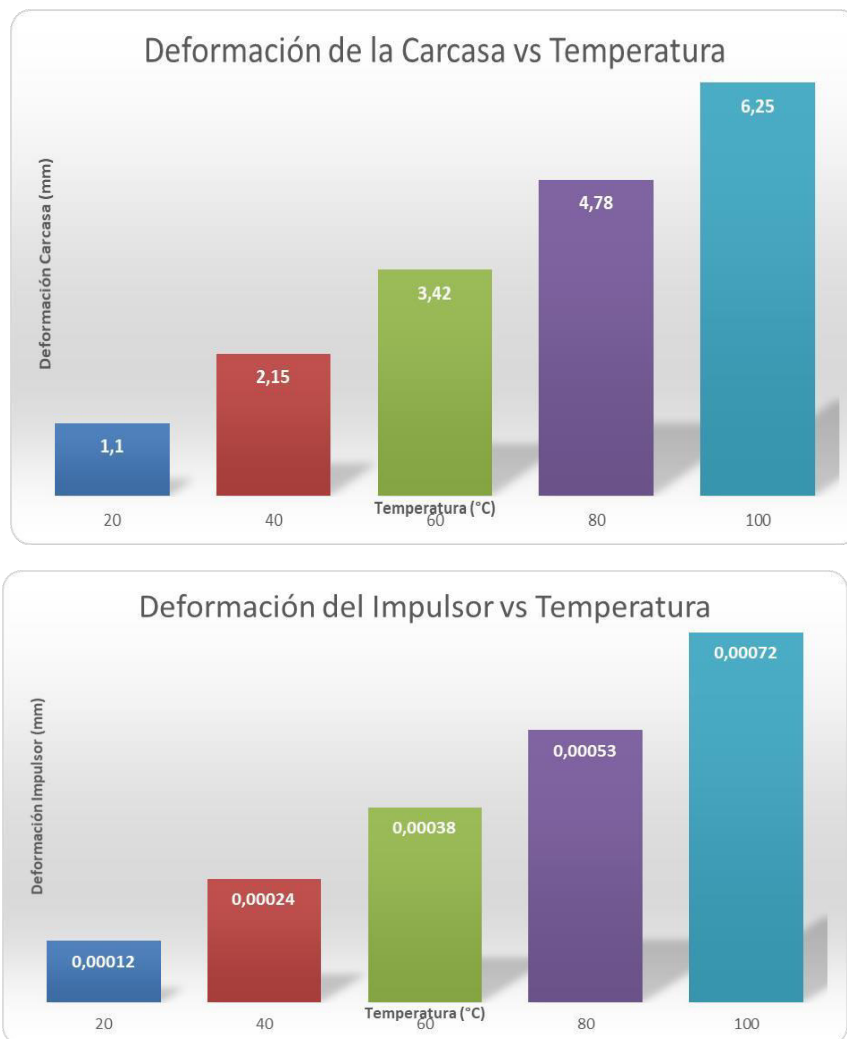
- Inlet	
- inlet	
Reference Frame	Absolute
Gauge Total Pressure [Pa]	0
Supersonic/Initial Gauge Pressure [Pa]	0
Total Temperature [K]	353
Direction Specification Method	Normal to Boundary
Build artificial walls to prevent reverse flow?	no
Turbulence Specification Method	Intensity and Viscosity
Turbulent Intensity [%]	5
Turbulent Viscosity Ratio	10
- Outlet	
- outlet	
Backflow Reference Frame	Absolute
Gauge Pressure [Pa]	0
Pressure Profile Multiplier	1
Backflow Total Temperature [K]	300
Backflow Direction Specification Method	Normal to Boundary
Turbulence Specification Method	Intensity and Viscosity
Backflow Turbulent Intensity [%]	5
Backflow Turbulent Viscosity Ratio	10
Backflow Pressure Specification	Total Pressure

Solver Settings

- Equations	
Flow	True
Turbulence	True
Energy	True
- Numerics	

Absolute Velocity Formulation	True
- Pseudo Time Explicit Relaxation Factors	
Density	1
Body Forces	1
Turbulent Kinetic Energy	0.75
Specific Dissipation Rate	0.75
Turbulent Viscosity	1
Energy	0.75
Explicit Momentum	0.5
Explicit Pressure	0.5
- Pressure-Velocity Coupling	
Type	Coupled
Pseudo Time Method (Global Time Step)	True
- Discretization Scheme	
Pressure	Second Order
Momentum	Second Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
Specific Dissipation Rate	Second Order Upwind
Energy	Second Order Upwind
- Solution Limits	
Minimum Absolute Pressure [Pa]	1
Maximum Absolute Pressure [Pa]	5e+10
Minimum Static Temperature [K]	1
Maximum Static Temperature [K]	5000
Minimum Turb. Kinetic Energy [m^2/s^2]	1e-14

Anexo 6. Representación de la alteración de la deformación frente a los cambios la temperatura en la carcasa y en el impulsor



Anexo 7. Norma de la describió del vehículo N1

ITC, INEN, «Instituto Ecuatoriano de Normalización,» Gobierno de la República [En línea]. Available: www.normalizacion.gob.ec. [Último acceso: 17 06 2021].



Quito – Ecuador

NORMA TÉCNICA ECUATORIANA

NTE INEN 2656
Primera revisión
2016-09

CLASIFICACIÓN VEHICULAR

VEHICLE CLASSIFICATION

4.3 Categoría N

Vehículos motorizados de cuatro ruedas o más diseñados y contruidos para el transporte de mercancías. En el Anexo C se citan algunos ejemplos de uso de estos tipos de vehículos.

NOTA. A los términos "chasis cabina" se los conoce como "chasis cabinado".

4.3.1 Subcategoría N1

Vehículos motorizados cuyo PBV no exceda de 3500 kg, ver Tabla 7.

TABLA 7. Vehículos de categoría N1

CÓDIGO	TIPO	IMAGEN	DESCRIPCIÓN
CMT	CAMIONETA		Vehículo diseñado para el transporte de carga y mercancías. El habitáculo de pasajeros puede ser: cabina simple o cabina y media, según diseño del fabricante. Ver NTE INEN-ISO 3833, 3.1.3.

CMTDC	CAMIONETA DOBLE CABINA		Vehículo especialmente, diseñado para el transporte de carga y mercancías, con capacidad máxima de cinco plazas. Ver NTE INEN-ISO 3833, 3.1.3.
FGC	VAN DE CARGA/ FURGONETA DE CARGA		Vehículo diseñado para el transporte de carga y mercancías. Ver NTE INEN-ISO 3833, 3.1.3.
CML	CAMIÓN LIGERO		Vehículo diseñado para el transporte de carga y mercancías provisto de un chasis cabina, de dos ejes, al que se puede montar una estructura para transportar carga. Ver NTE INEN-ISO 3833, 3.1.3.

