

**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE
MOGROVEJO**

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO Y ENERGÉTICO DE
LA MICROTURBINA J66-8 E&E TURBO
UTILIZANDO HIDRÓGENO COMO
COMBUSTIBLE, CON HERRAMIENTAS
COMPUTACIONALES, PARA AUMENTAR SU
EMPUJE**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO ELÉCTRICO**

WILDER ADRIÁN CHANDUVÍ SIESQUÉN

Chiclayo, 04 de Abril del 2018

**UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTO TORIBIO DE
MOGROVEJO**

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA



**ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO Y ENERGÉTICO DE
LA MICROTURBINA J66-8 E&E TURBO
UTILIZANDO HIDRÓGENO COMO
COMBUSTIBLE, CON HERRAMIENTAS
COMPUTACIONALES, PARA AUMENTAR SU
EMPUJE**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO ELÉCTRICO**

WILDER ADRIÁN CHANDUVÍ SIESQUÉN

Chiclayo, 04 de Abril del 2018

**ANÁLISIS FLUIDO DINÁMICO Y ENERGÉTICO DE
LA MICROTURBINA J66-8 E&E TURBO
UTILIZANDO HIDRÓGENO COMO
COMBUSTIBLE, CON HERRAMIENTAS
COMPUTACIONALES, PARA AUMENTAR SU
EMPUJE**

POR:

WILDER ADRIÁN CHANDUVÍ SIESQUÉN

**Presentada a la Facultad de Ingeniería de la
Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo,
para optar el título de:**

INGENIERO MECÁNICO ELÉCTRICO

APROBADA POR EL JURADO INTEGRADO POR

**Mgtr. JAMES SKINNER CELADA PADILLA
PRESIDENTE**

**Mgtr. ALEJANDRO SEGUNDO
VERA LAZARO
SECRETARIO**

**Mgtr. AMADO AGUINAGA PAZ
VOCAL**

DEDICATORIA

A mi familia,

Que constituye la vivencia más auténtica
de valores humanos y cristianos,
por su incansable esmero
en brindarme una formación sólida
fundamentada en el recto ejercicio de la
inteligencia y la voluntad.

Mi respeto, mi gratitud, mi admiración y mi cariño

AGRADECIMIENTOS

A ti, Señor,

mis primeras palabras de agradecimiento
pues, sin merecerlo, has puesto en mí el
incommensurable regalo de la

GRACIA de tu AMOR.

A mis maestros que, a lo largo de mis estudios
universitarios, iluminaron con su sapiencia el
camino que me conduciría a lograr mis anhelos
intelectuales hasta alcanzar este primer y gran
paso profesional

A mis amigos, con quienes
compartí conocimientos, emociones, sueños... alegrías y tristezas
cuya profunda huella atesoraré en mi recuerdo con cariño y
satisfacción

INDICE

INTRODUCCIÓN	1
JUSTIFICACIÓN	2
OBJETIVOS	3
I. ASPECTOS BÁSICOS	4
1. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL	4
1.1. DESCRIPCIÓN GENERAL	4
1.2. BREVE HISTORIA DE LAS TURBINAS DE GAS EN LA AVIACIÓN	7
1.3. CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS DE GAS COMO MOTORES JET	9
1.4. MICRO – TURBINAS	10
1.4.1. Descripción del ciclo termodinámico de la micro – turbina de gas (Ciclo Brayton)	12
1.4.2. Descripción del ciclo termodinámico de la micro – turbina de gas (Ciclo Brayton)	13
1.5. HIDRÓGENO.....	18
1.5.1. PROPIEDADES FÍSICAS.....	18
1.5.2. PROPIEDADES QUÍMICAS	19
1.5.3. PROPIEDADES COMO COMBUSTIBLE.....	20
1.5.4. MÉTODOS DE PRODUCCIÓN	23
2. DEFINICIÓN DE LA METODOLOGÍA A SEGUIR	25
II. DISEÑO DEL MODELO	27
1. ETAPA DE COMPRESIÓN.....	27
1.1. Entrada de aire (Intake)	27
1.2. Compresor (Compressor wheel).....	28
1.3. Difusor (Diffuser)	29
1.4. Cubierta del compresor (Compressor case).....	30
2. ETAPA DE COMBUSTIÓN	31
2.1. Distribuidor de combustible (Fuel management).....	31
2.2. Cámara de combustión.....	32
2.3. Disipadores de combustible.....	36
2.4. Cubierta (Case)	37
3. ETAPA DE EXPANSIÓN	38
3.1. NGV (Nozzle Guide Vanes)	38
3.2. Turbina (Turbine).....	39
3.3. Cubierta y cono difusor	40
III. SIMULACIÓN	43
1. ANÁLISIS Y ESTUDIO DE LA ETAPA DE COMPRESIÓN.....	43
1.1. Determinación de las curvas de velocidad del compresor	46
1.2. Determinación de la relación de compresión del compresor a velocidad de operación.....	61
2. ANÁLISIS Y ESTUDIO DE LA ETAPA DE COMBUSTIÓN	63
2.1. Utilizando el combustible Jet A1	64
2.2. Utilizando hidrógeno como combustible	70
3. ANÁLISIS Y ESTUDIO DE LA ETAPA DE EXPANSIÓN	77
3.1. Determinación de las curvas de velocidad de flujo en la turbina.....	81
IV. ANÁLISIS DE RESULTADOS	95
1. EN LA COMPRESIÓN:.....	95
2. EN LA COMBUSTIÓN:	98
3. EN LA EXPANSIÓN:	100

4.	CICLO BRAYTON DE LA MICRO – TURBINA DE GAS A 100 000 <i>rpm</i>	103
V.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	106
VI.	BIBLIOGRAFÍA	107

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Turbina de gas estacionaria.....	6
Figura 2. Tipos de turbinas de gas móviles	7
Figura 3. El estatorreactor de René Lorin	8
Figura 4. Primer vuelo de un avión con un turbojet 1939	8
Figura 5. Motor rotativo de pistones utilizado por los aviones durante la segunda guerra mundial, 1939.....	8
Figura 6: Árbol familiar de los motores jet.	9
Figura 7. Comparación de relaciones de presión en ambos tipos de compresor.	11
Figura 8. Ciclo Brayton para micro – turbina de gas. Diagrama Ts. Diseño original	12
Figura 9. Métodos de producción de hidrógeno.....	23
Figura 10. Ensamblaje final de la Micro – Turbina J66 – 8.....	42
Figura 11: Geometría y distribución de la etapa de compresión.....	43
Figura 12. Volumen de control	43
Figura 13. Region Rotativa, Compresor.....	44
Figura 14. Volumen de control, a condiciones ambientales.....	44
Figura 15. Velocidad y sentido de giro del compresor establecidos	45
Figura 16. Velocidades del flujo a 5 000 rpm	46
Figura 17. Distribución de velocidades en el compresor a 5 000 rpm	46
Figura 18. Velocidades del flujo a 10 000 rpm.....	47
Figura 19. Distribución de velocidades en el compresor a 10 000 rpm	47
Figura 20. Velocidades del flujo a 20 000 rpm.....	48
Figura 21. Distribución de velocidades en el compresor a 20 000 rpm	48
Figura 22. Velocidades del flujo a 30 000 rpm.....	49
Figura 23. Distribución de velocidades en el compresor a 30 000 rpm	49
Figura 24. Velocidades del flujo a 40 000 rpm.....	50
Figura 25. Distribución de velocidades en el compresor a 40 000 rpm	50
Figura 26. Velocidades del flujo a 50 000 rpm.....	51
Figura 27. Distribución de velocidades en el compresor a 50 000 rpm	51
Figura 28. Velocidades del flujo a 60 000 rpm.....	52
Figura 29. Distribución de velocidades en el compresor a 60 000 rpm	52
Figura 30. Velocidades del flujo a 70 000 rpm.....	53
Figura 31. Distribución de velocidades en el compresor a 70 000 rpm	53
Figura 32. Velocidades del flujo a 80 000 rpm.....	54
Figura 33. Distribución de velocidades en el compresor a 80 000 rpm	54
Figura 34. Velocidades del flujo a 90 000 rpm.....	55
Figura 35. Distribución de velocidades en el compresor a 90 000 rpm	55
Figura 36. Velocidades del flujo a 100 000 rpm.....	56
Figura 37. Distribución de velocidades en el compresor a 100 000 rpm	56
Figura 38. Velocidades del flujo a 110 000 rpm.....	57
Figura 39. Distribución de velocidades en el compresor a 110 000 rpm	57
Figura 40. Velocidades del flujo a 120 000 rpm.....	58
Figura 41. Distribución de velocidades en el compresor a 120 000 rpm	58
Figura 42. Velocidades del flujo a 130 000 rpm.....	59
Figura 43. Distribución de velocidades en el compresor a 130 000 rpm	59

Figura 44. Velocidades del flujo a 140 000 <i>rpm</i>	60
Figura 45. Distribución de velocidades en el compresor a 140 000 <i>rpm</i>	60
Figura 46. Distribución de las presiones en la etapa de compresión a 100 000 <i>rpm</i>	61
Figura 47. Detalle de la distribución de presiones en la etapa de compresión	62
Figura 48: Geometría y distribución de la etapa de combustión	63
Figura 49. Distribución de las temperaturas a 100 000 <i>rpm</i>	76
Figura 50: Geometría y distribución de la etapa de expansión	77
Figura 51. Volumen de control	78
Figura 52. Region Rotativa, Compresor y turbina	79
Figura 53. Volumen de control, a condiciones ambientales.....	79
Figura 54. Velocidad y sentido de giro del compresor establecidos	80
Figura 55. Velocidades del flujo a 5 000 <i>rpm</i>	81
Figura 56. Distribución de velocidades en la turbina a 5 000 <i>rpm</i>	81
Figura 57. Velocidades del flujo a 10 000 <i>rpm</i>	82
Figura 58. Distribución de velocidades en la turbina a 10 000 <i>rpm</i>	82
Figura 59. Velocidades del flujo a 20 000 <i>rpm</i>	83
Figura 60. Distribución de velocidades en la turbina a 20 000 <i>rpm</i>	83
Figura 61. Velocidades del flujo a 30 000 <i>rpm</i>	84
Figura 62. Distribución de velocidades en la turbina a 30 000 <i>rpm</i>	84
Figura 63. Velocidades del flujo a 40 000 <i>rpm</i>	85
Figura 64. Distribución de velocidades en la turbina a 40 000 <i>rpm</i>	85
Figura 65. Velocidades del flujo a 50 000 <i>rpm</i>	86
Figura 66. Distribución de velocidades en la turbina a 50 000 <i>rpm</i>	86
Figura 67. Velocidades del flujo a 60 000 <i>rpm</i>	87
Figura 68. Distribución de velocidades en la turbina a 60 000 <i>rpm</i>	87
Figura 69. Velocidades del flujo a 70 000 <i>rpm</i>	88
Figura 70. Distribución de velocidades en la turbina a 70 000 <i>rpm</i>	88
Figura 71. Velocidades del flujo a 80 000 <i>rpm</i>	89
Figura 72. Distribución de velocidades en la turbina a 80 000 <i>rpm</i>	89
Figura 73. Velocidades del flujo a 90 000 <i>rpm</i>	90
Figura 74. Distribución de velocidades en la turbina a 90 000 <i>rpm</i>	90
Figura 75. Velocidades del flujo a 100 000 <i>rpm</i>	91
Figura 76. Distribución de velocidades en la turbina a 100 000 <i>rpm</i>	91
Figura 77. Velocidades del flujo a 110 000 <i>rpm</i>	92
Figura 78. Distribución de velocidades en el compresor a 110 000 <i>rpm</i>	92
Figura 79. Velocidades del flujo a 120 000 <i>rpm</i>	93
Figura 80. Velocidades del flujo a 130 000 <i>rpm</i>	93
Figura 81. Velocidades del flujo a 140 000 <i>rpm</i>	94

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades del hidrógeno	18
Tabla 2. Comparación del hidrógeno con otros combustibles	22
Tabla 3. Propiedades de combustibles convencionales y alternativos	22
Tabla 4. Tabla de propiedades de los gases ideales. Para análisis con Jet A1	64
Tabla 5. Propiedades del aire de ingreso a la cámara de combustión a 363,18 K.....	65
Tabla 6. Propiedades de los gases	66
Tabla 7. Tabla de propiedades de los gases ideales, para análisis con hidrógeno.....	70
Tabla 8. Propiedades de los reactantes	71
Tabla 9. Propiedades de los productos	72
Tabla 10. Parámetros fluidodinámicos del flujo de aire a medida que el compresor acelera.....	95
Tabla 11. Velocidades de flujo en la salida de la micro - turbina	100

ΔP	P_5
ΔK	P_6
Δh_C	ρ_2
Δh_T	ρ_6
C_p	R
π_C	Q_2
k	Q_6
T_2	m_{total}
T_1	m_{air}
T_5	m_{fuel}
T_6	w
η_C	U_2
η_T	U_1
η_{NGV}	V_{t_2}
P_1	V_{t_1}
P_2	C_{NGV}
d_r	\tilde{h}_2
d_t	$\Delta\tilde{h}_{ref}$
A_T	$TFA_{Jet A1}$
β_{out}	TFA_{H_2}
τ	$ex_{Jet A1}$
A_{NGV}	ex_{H_2}
α_{out}	
C_m	
P	
\dot{m}_{air}	
\dot{m}_{fuel}	
E	
\tilde{h}_1	

RESUMEN

En el presente trabajo se realiza un análisis fluido dinámico y energético de la micro – turbina de gas J66 – 8, para determinar velocidades, presiones y variación de densidades, así como también la evolución de la temperatura y entalpía del aire en cada etapa de la micro – turbina, pero cambiando el combustible tradicional con el que funciona, Jet A1, el cual es un hidrocarburo, un combustible hecho a base de carbono; por un combustible de cero emisiones de carbono en su combustión y con un mayor poder calorífico que cualquier otro, el hidrógeno.

Se explica también que, para generar el mismo empuje en la micro – turbina, generado con el Jet A1, se necesita menos cantidad de hidrógeno, y además no hay necesidad de cambiar el material original de los componentes, ya que estos soportan la temperatura que se alcanza en la combustión de hidrógeno.

PALABRAS CLAVE: Micro – turbinas de gas, ciclo Brayton, fluido dinámica, empuje, hidrógeno, combustión.

ABSTRACT

In the present work a dynamic and energetic fluid analysis of the gas micro - turbine J66 - 8 is carried out to determine velocities, pressures and density variation, as well as the evolution of the temperature and enthalpy of the air in each stage of the Micro - turbine, but changing the traditional fuel with which it works, Jet A1, which is a hydrocarbon, a fuel based on carbon; By a zero-emission fuel in its combustion and with a higher calorific value than any other, hydrogen.

It will also be seen that, to generate the same thrust in the micro-turbine, which is generated with Jet A1, less hydrogen is needed, and there is no need to change the original material of the components since they withstand the temperature Is achieved in the combustion of hydrogen.

KEYBOARDS: Micro gas turbines, Brayton cycle, fluid dynamics, thrust, hydrogen, combustion.

INTRODUCCIÓN

Hoy en día el desarrollo social y económico de una sociedad se mide mediante el consumo energético que esta tiene. Las sociedades avanzadas han basado este desarrollo en la utilización de grandes insumos de energía, obtenida fundamentalmente a partir del carbón y del petróleo, es decir, hidrocarburos. Estos elevados consumos de combustibles fósiles tienen profundas implicaciones ambientales, sociales y económicas. Entre estos impactos podemos destacar las emisiones a la atmósfera causantes de la contaminación y el cambio climático.

En respuesta a la necesidad de reducir la contaminación y el cambio climático, surge la opción de cambiar nuestras fuentes de energía basadas en hidrocarburos, por las llamadas energías renovables, como lo son la hidráulica, eólica o solar; el problema con estas energías es que no se pueden usar directamente en un auto, motocicleta, barco o avión, no son energía móvil.

Aún es necesario basarnos en la combustión para generar trabajo, movimiento, empuje. Ante esta situación, cabe preguntarnos, ¿existe una fuente de energía móvil que pueda cumplir el mismo rol de los combustibles fósiles, de generar trabajo mecánico, pero sin contaminar, es decir, cero emisiones de carbono? La respuesta es sí, sí la hay, este combustible es el hidrógeno.

La presente investigación se basa en la combustión de hidrógeno en una micro – turbina de gas para generar empuje, esta micro – turbina es de modelo J66-8, se utiliza en aviones a escala, aeromodelismo, cuyo combustible de trabajo es el Jet A1 (Kerosene).

Se realizan dos tipos de análisis, el fluido dinámico y el análisis energético, para determinar si las temperaturas producto de la combustión de hidrógeno son tan altas que es necesario cambiar el material de algún componente de la micro – turbina o no es necesario realizar ningún cambio, además se evalúa el empuje producto de este cambio de combustible.

Lo que se quiere lograr con esta investigación es comparar dos combustibles: uno, un hidrocarburo, y el otro, un combustible cero emisiones de carbono, es decir, no contamina.

JUSTIFICACIÓN

En este trabajo de investigación se analiza, fluido dinámica y energéticamente, una micro – turbina de gas para comprobar que es factible, un cambio en el combustible con el que trabaja normalmente.

Busca confirmar que sí se puede utilizar hidrógeno como combustible en una micro turbina de gas sin necesidad de cambiar el material de algún componente. Si bien es cierto, las temperaturas de combustión del hidrógeno son más elevadas que las de cualquier otro combustible, por su elevado poder calorífico, éstas se pueden controlar con un exceso de aire y reducir sin causar daños considerables al material de los componentes de la micro – turbina.

También busca determinar que utilizando menos masa de hidrógeno que con Jet A1, combustible tradicional, se puede generar el mismo empuje; y utilizando la misma cantidad de ambos combustibles, se puede generar un mayor empuje.

El desarrollo de esta tecnología en las micro turbinas contribuye a la conservación del ambiente, ya que los únicos resultados de la combustión de hidrógeno son oxígeno y vapor de agua; al desarrollo tecnológico de la sociedad, porque contribuye al estudio y búsqueda de energías más eficientes que las utilizadas en la actualidad; al desarrollo militar, con la fabricación de drones, vehículos no tripulados, que se pueden utilizar para espiar o para tener un rápido acceso a una determinada zona afectada por algún desastre natural.

OBJETIVOS

OBJETIVO GENERAL

Analizar fluido dinámica y energéticamente la micro – turbina de gas J66 – 8 utilizando hidrógeno como combustible, con herramientas computacionales, para aumentar su empuje

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Obtener presiones, temperaturas y velocidades del fluido en cada etapa de la micro turbina de gas J66-8 a través de la simulación CFD.
- Determinar los parámetros dinámicos y energéticos de la micro turbina gas J66-8 cuando se utiliza el hidrógeno como combustible.
- Analizar energéticamente la combustión con el combustible original (Jet A1) y el hidrógeno para comparar la variación del empuje

I. ASPECTOS BÁSICOS

1. MARCO TEÓRICO CONCEPTUAL

1.1.DESCRIPCIÓN GENERAL

Las turbinas de gas son las turbo-máquinas más versátiles hoy en día. Se pueden usar de diferentes modos en industrias de generación de potencia, plantas de procesos o aviación. Su ciclo termodinámico de operación y funcionamiento es el ciclo Brayton, el cual será explicado con detenimiento más adelante.

“En una turbina de gas, el aire admitido es comprimido en el módulo del compresor, a continuación, pasa a la cámara de combustión donde se combina con el combustible para combustionar. Los gases resultantes se expanden a través de la turbina. El eje de la turbina gira proporcionando potencia, tanto para la rotación del compresor, gracias a que están en el mismo eje, como para la carga mecánica que mueve; esta operación se da continuamente”¹.

Tienen 5 componentes principales:

- Entrada: Una turbina de gas puede tener una o varias entradas en función de su diseño y uso. “Se utilizan para enviar el aire y el combustible dentro de las turbinas de gas. La entrada principal se utiliza para aspirar aire, mientras hay otras pequeñas entradas aguas abajo con el fin de inyectar combustible”².
- Compresor: Los compresores son usados para aumentar la presión del aire de la entrada con la finalidad de aumentar la eficiencia de la turbina.
- Cámara de combustión: Aquí el combustible se mezcla con el aire y arde. Esta reacción provoca un incremento de temperatura y volumen. Esto

¹ Claire, Soares. *Gas Turbines – A handbook of air, land, and sea applications*. Segunda edición. Oxford UK. 2015.

² Amir Khodabandeh. *CFD Modelling of generic Gas Turbine Combustor*. Master's thesis in Solid and Fluid Mechanics . Chalmers University of Technology. Sweden. 2011.

ocurre por la liberación de la energía química del combustible como calor. Este es un proceso aproximadamente isobárico.

- Turbina: Su trabajo es proporcionar potencia al eje del compresor, y en el caso de una turbina de gas estacionaria, principalmente, proveer el trabajo mecánico suficiente para proporcionar la potencia para la carga mecánica, por ejemplo, un generador eléctrico. En un ciclo ideal este proceso es isentrópico.
- Salida: Esta sección está diseñada en función del uso de la turbina de gas; para las turbinas de gas estacionarias, la salida es un escape a baja velocidad que guiará a los productos de la combustión del sistema ya sea al medio ambiente o para otros ciclos. Para un turbofan, la salida es una boquilla de chorro lo que aumentará la velocidad para producir empuje.

“Además, cuentan con una serie de sistemas auxiliares necesarios para su funcionamiento”³. Otros componentes de las turbinas de gas:

- Carcasa: protege y aísla el interior de la turbina de gas. Se divide en 3 secciones longitudinales:
 - Carcasa del compresor, consta de una envoltura de pared simple que ofrece soporte a los álabes fijos y conduce el aire de refrigeración a etapas posteriores.
 - Carcasa de la cámara de combustión, varias paredes aproximadamente concéntricas, para protección térmica, mecánica y distribución de aire para las fases en el que se introduce el aire en la combustión.
 - Carcasa de la turbina, cuenta con al menos dos paredes concéntricas, una interna de sujeción de los álabes fijos, y otra externa para la distribución del aire de refrigeración. Debe también proveer protección térmica frente al exterior.
- Cajas de filtros: se encarga del filtrado del aire que ingresa al compresor. Se componen de dos primeras fases de filtrado basto, y una última con

³ <http://www.turbinasdegas.com/principales-partes-turbinas>

filtrado fino. Aquí se pueden aplicar diversas tecnologías que permitan aumentar la humedad y disminuir la temperatura del aire.

- Cojinetes: pueden ser radiales o axiales, según sujeten el desplazamiento axial o los esfuerzos radiales provocados por el giro del eje. La zona de contacto está revestida por un material antifricción llamado *Babbitt*.
- Sistema de lubricación: su función es refrigerar y mantener una película de aceite entre los mecanismos en contacto. Suele contar con una bomba mecánica unida al eje de rotación, otra eléctrica y otra de emergencia.
- Recinto acústico: tiene como objetivo aislar la turbina de gas de las inclemencias del tiempo y a la vez aislar al exterior del ruido. Recubre los sistemas principales de la turbina

Las turbinas de gas se pueden clasificar de diversas maneras, según el origen de su desarrollo, por el diseño de su cámara de combustión o por su número de ejes; pero, en general “se dividen en dos grandes familias”⁴ que dependen del uso que se les quiera dar y de lo que se desee generar:

- Turbinas de gas estacionarias: estos tipos de turbinas están diseñadas para producir potencia y generar energía eléctrica a grandes escalas, por ejemplo, en plantas de potencia. (Figura 1)



Figura 1. Turbina de gas estacionaria

Fuente: Thermodynamic, its cycles and gas turbine engine

⁴ Amir Khodabandeh. *CFD Modelling of generic Gas Turbine Combustor*. Master's thesis in Solid and Fluid Mechanics . Chalmers University of Technology. Sweden. 2011.

- Turbinas de gas móviles: estas turbinas son usadas para generar propulsión en buques o aviones; en estos últimos, los modelos más usados son el turbofan y turbojet conocidos como motores aéreos y algunas veces también se refieren a ellos como motores jet. Una variedad de turbofan y turbojet son usadas en aeronaves militares y comerciales. (Figura 2)

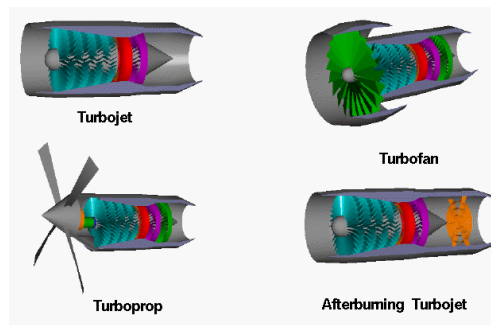


Figura 2. Tipos de turbinas de gas móviles

Fuente: Types of gas turbines - NASA

1.2.BREVE HISTORIA DE LAS TURBINAS DE GAS EN LA AVIACIÓN

“El concepto de usar turbinas de gas para la propulsión jet fue patentado por Maxime Guillaume, en Francia en 1921. Anterior a eso, René Lorin obtuvo una patente por el estatorreactor (ramjet) (Figura 3) a inicios de 1908. En enero de 1930, Sir Frank Whittle también obtuvo una patente por el turborreactor en el Reino Unido. El primer motor de Whittle, el primero en el mundo corrió en un banco de pruebas en abril de 1937. El primer vuelo del mundo de un avión propulsado por un turborreactor (turbojet) fue el Heinkel He 178 (Figura 4), en Alemania con un motor Hans von Ohain He S-3b el 27 de agosto de 1939.”⁵ A partir de ahí comenzaron a surgir nuevos modelos de propulsión jet como el turbohélice (Turboprop), cuyo primer vuelo fue el 20 de septiembre de 1945, y el turboventilador (Turbofan) utilizado desde inicios de los años 90 hasta la actualidad en el transporte civil.

⁵ Claire, Soares. *Gas Turbines – A handbook of air, land, and sea applications*. Segunda edición. Oxford UK. 2015.

Las turbinas de gas sustituyeron totalmente al motor de pistones (Figura 5) en el sector aeronáutico gracias a que son más pequeñas, menos pesadas y además permiten a los aviones alcanzar mayores velocidades.



Figura 3. El estatorreactor de René Lorin

Fuente: NASA

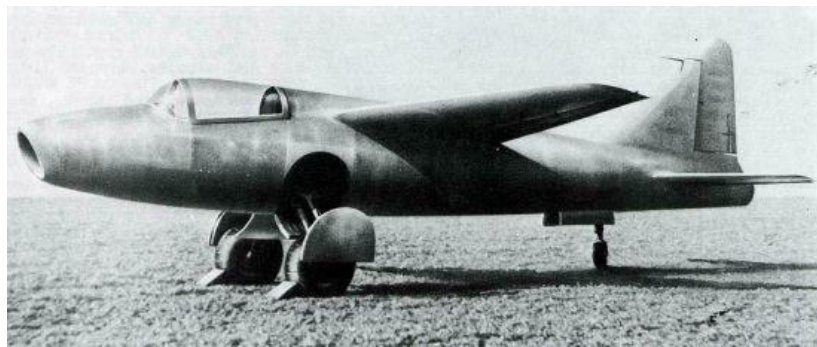


Figura 4. Primer vuelo de un avión con un turbojet 1939

Fuente: Claire Soares, Gas turbinas

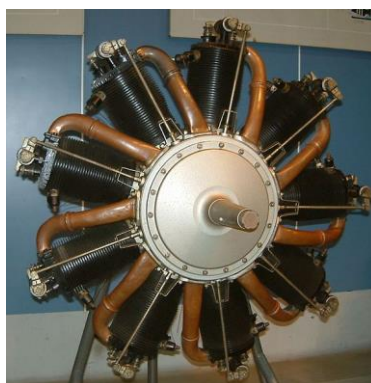


Figura 5. Motor rotativo de pistones utilizado por los aviones durante la segunda guerra mundial, 1939

Fuente: Claire Soares, Gas turbinas

1.4.MICRO – TURBINAS

El objeto de estudio del presente trabajo es una micro – turbina con la configuración de un turbojet.

Etapa de compresión:

- Utiliza un compresor de tipo radial para la etapa de compresión, el cual es mucho más efectivo que uno de tipo axial, la figura 4 – 1 compara la capacidad de ambos compresores para producir una diferencia de presión en el menor espacio posible.
- La relación de compresión necesaria en esta micro turbina para obtener el máximo flujo de aire esta entre “1,2 – 1.8 a 100 000 RPM”⁶, relación que un compresor centrífugo obtiene en una sola etapa, mientras que el axial la obtiene en 4. Cada etapa en un compresor axial posee una relación de compresión entre 1,18 – 1,27 (Figura 7). Esto hace impracticable la construcción de una micro – turbina con un compresor axial, debido a problemas como el desbalance, disposición de apoyos, tolerancias, y eficiencias.
- Después del compresor, utiliza un difusor que dirige el flujo de aire hacia el interior, pero no a través del eje sino hacia la cámara de combustión. Evita que la flama se apague por entrada de flujo directo.

Etapa de combustión:

- La cámara de combustión se encuentra paralela al eje de giro, entre el compresor y la turbina. Las turbinas convencionales para la aviación civil y militar poseen varias cámaras dispuestas en forma circular y simétrica.

⁶ Kamps, T. (2005). *Jet Engines* (Tercera ed.). UK.: Model

- El aire se toma de la atmósfera, se comprime en el compresor y se inyecta aquí donde al mismo tiempo se inyecta el combustible. La combustión se inicia con una chispa y se mantiene en forma continua.

Etapa de expansión:

- Es la etapa donde los gases productos de la combustión se expanden.
- Tiene un NGV (álabes guías) también dispuesto de manera axial al eje rotatorio de la micro – turbina con 30° como ángulo de ingreso y 70° como ángulo de salida.
- Y, además, cuenta con una turbina de tipo axial cuyos ángulos de ingreso y salida en los álabes son 88° y 30° respectivamente.

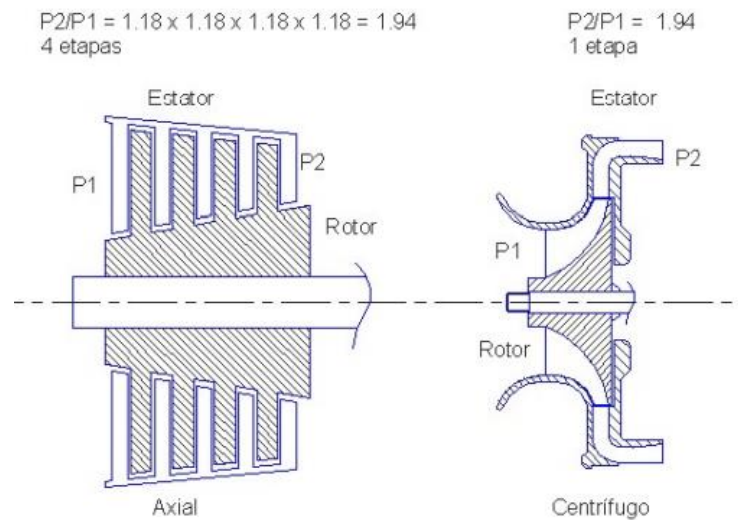


Figura 7. Comparación de relaciones de presión en ambos tipos de compresor.

Fuente: Elaboración propia

1.4.1. Descripción del ciclo termodinámico de la micro – turbina de gas (Ciclo Brayton)

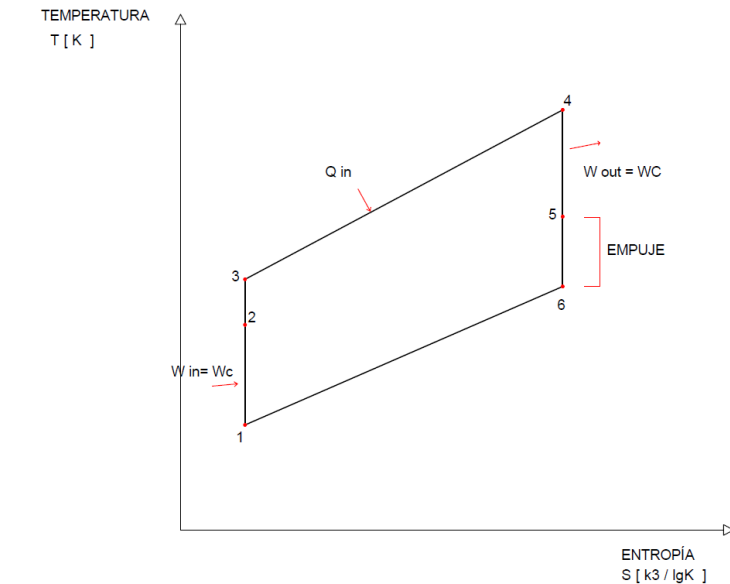


Figura 8. Ciclo Brayton para micro – turbina de gas. Diagrama Ts. Diseño original

Fuente: Elaboración propia

Proceso de 1 → 2: Se da en el compresor una compresión isoentrópica y adiabática, se añade trabajo al sistema.

Proceso de 2 → 3: Se da en difusor, el aire adquiere mayor velocidad y presión justo antes de entrar a la cámara de combustión

Proceso de 3 → 4: En la cámara de combustión, se lleva a cabo el proceso de combustión controlada o de añadida de calor a una presión constante.

Proceso de 4 → 5: En los NGV (álabes guías), el punto 5 describe las propiedades del aire antes de ingresar a la turbina.

Proceso de 5 → 6: Se da en la turbina misma, el punto 6 presenta las propiedades con que son expulsados los gases a la atmósfera después de pasar por la turbina

1.4.2. Descripción del ciclo termodinámico de la micro – turbina de gas (Ciclo Brayton)

Etapas de compresión:

Para el análisis de la micro – turbina se considera un sistema de flujo constante y de estado estable, por lo tanto, se aplica la ecuación de energía con flujo constante, además se asume que el proceso es adiabático ($\Delta P = 0$, $\Delta K = 0$):

$$\Delta h_c = c_p T_1 \left(\pi_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

Donde:

Δh_c : Entalpia que gana el aire

$\pi_c = \sqrt{\pi}$: Relación de compresión

k : relación de calores específicos

Para determinar, las características del aire (temperatura, presión y flujo de masa) a la salida del compresor, se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$T_2 = T_1 + \frac{\Delta h_c}{\eta_c c_p}$$

Mediante la ecuación de los gases ideales se obtiene:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

También:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2}$$

Y de la ecuación de continuidad:

$$Q_2 = \frac{m_{total}}{\rho_2}$$

Dónde:

m_{total} : masa total de aire que ingresa al compresor

Triángulo de velocidades

La energía que transfiere la máquina al fluido en un compresor centrífugo viene cuantificada por la ecuación de *Euler*.

$$w = U_2V_{t_2} - U_1V_{t_1}$$

Donde:

U_2 : velocidad periférica a la salida del compresor [m/s]

V_{t_2} : velocidad tangencial a la salida del compresor [m/s]

U_1 : velocidad periférica a la entrada del compresor [m/s]

V_{t_1} : velocidad tangencial a la entrada del compresor [m/s]

Etapa de combustión:

Es una combinación química exotérmica del aire atmosférico comprimido con el combustible, acompañado del incremento de la temperatura y una transferencia de calor. Los combustibles utilizados en las turbinas de gas son por lo general hidrocarburos, cuya fórmula general es C_XH_Y .

Existen cuatro factores para una combustión eficiente:

- Una mezcla eficiente de combustible y comburente (oxidante).
- El aire suficiente para suministrar oxígeno adecuado.
- La temperatura de ignición apropiada para iniciar y mantener el proceso de combustión.
- El tiempo justo que permita la quema o combustión completa.

Etapa de expansión:

Etapa en la que la energía obtenida en la compresión y combustión se transforma en energía cinética, aplicada al eje, y en impulso, en el chorro de gases. Es el proceso inverso al que se realiza en el compresor, por lo tanto, las ecuaciones son similares a la etapa de compresión con algunos cambios descritos a continuación:

$$\pi_c = \pi_t = \sqrt{\pi}$$

$$\Delta h_t = c_p T_5 (\pi_t^k - 1)$$

$$T_6 = T_5 + \frac{\Delta h_t \eta_t}{c_p}$$

Para hallar la presión:

$$P_6 = P_5 \left(\frac{T_6}{T_5} \right)^K$$

La densidad:

$$\rho_6 = \frac{P_6}{RT_6}$$

$$Q_6 = \frac{m_{air} + m_{fuel}}{\rho_6}$$

Por facilidad de diseño y espacio, el diámetro de la turbina es igual al diámetro del compresor.

Los álabes guías del NGV deben ser entre 11, 13 o 15 y los álabes de la turbina entre 19 – 23, los ángulos varían entre $\beta_{in} = 80^\circ$ para la entrada y $\beta_{out} = [34 - 38^\circ]$ para la salida.

Velocidades de ingreso a la turbina:

$$C_{NGV} = \eta_{NGV} \sqrt{2\Delta h_{turbina}}$$

Donde:

η_{NGV} : Eficiencia de los álabes directrices

Δh_t : Salto de entalpía producido en la turbina [J/kg]

Diámetro menor de la turbina:

$$d_r = \sqrt{\frac{d_t^2 - 4A_{turbina}}{\text{sen}\beta_{out} \pi \tau}}$$

Donde:

d_t : diámetro exterior de la turbina [m]

$A_{turbina}$: Área de la sección comprendida entre los álabes de la turbina [m²]

β_{out} : Ángulo de salida [°]

τ : factor de álabes, fricción

Ángulo de salida de los álabes guías α_{out} , que es igual al ángulo de entrada a la turbina:

$$\alpha_{out} = \text{Arcoseno} \left(\frac{A_{NGV}}{\pi \tau \left(\frac{d_t^2 - d_r^2}{4} \right)} \right)$$

Donde:

A_{NGV} : Área de la sección comprendida
entre los álabes guías [m²]

τ : factor de álabe, adimensional

d_t : diámetro exterior de la turbina [m]

d_r : diámetro menor de la turbina,
en la base del álabe [m]

Velocidad de salida de la turbina:

$$C_m: \text{sen} \beta_{out} C_{NGV}$$

Cálculo de potencia y empuje

La potencia de una turbo máquina se expresa:

$$P = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}) \Delta h$$

Donde:

P : potencia entregada por la turbina [J/s = W]

\dot{m} : flujo másico [kg/s]

Δh : Variación de entalpia en la turbina [J/kg]

Y el empuje se expresa

$$E = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}) C_m$$

Donde:

C_m : velocidad a la salida de la turbina [m/s]

1.5.HIDRÓGENO

1.5.1. PROPIEDADES FÍSICAS

“El hidrógeno es la sustancia más ligera conocida con una densidad de $0,09 \text{ kg/m}^3$ y una flotabilidad en el aire de $1,2 \text{ kg/m}^3$, en su isótopo más común cuenta sólo con un protón y un electrón...”⁷. La forma molecular del hidrógeno es H_2 , es la más pequeña en tamaño cuando se compara con otras moléculas, y es aproximadamente 14 veces más ligero que el aire. Las características físicas del hidrógeno se presentan en la tabla 1.

Tabla 1. Propiedades del hidrógeno

Propiedad	Valor
Peso molecular	2,01594 g/mol
Densidad de gas a 0°C y 1 atm	0,0897 kg/m ³
Densidad de sólido a – 259°C	858 kg/m ³
Densidad de líquido a – 253°C	708 kg/m ³
Temperatura de fusión	–259°C
Temperatura de ebullición a 1 atm	–253°C
Temperatura crítica	–240°C
Presión crítica	12,8 atm
Densidad crítica	31,2 kg/m ³
Calor de fusión a – 259°C	58 kJ/kg
Calor de vaporización a – 253°C	447 kJ/kg
Conductividad térmica a 25°C	0,019 kW/(m°C)
Viscosidad a 25°C	$8,92 \times 10^{-6} \text{ (N - s)/m}^2$
Calor específico de gas a 25°C	14,3 kJ/kg°C
Calor específico de líquido a 25°C	8,1 kJ/kg°C
Calor específico de sólido a 25°C	2,63 kJ/kg°C

Fuente: Ram B. Gupta. *Hydrogen fuel: Production, transport and storage*. US. 2009

⁷ Ram B. Gupta. *Hydrogen fuel: Production, transport and storage*. US. 2009

1.5.2. PROPIEDADES QUÍMICAS

En el hidrógeno se pueden distinguir las siguientes propiedades:

- Difusión: El hidrógeno se difunde a través del aire mucho más rápido que cualquier otro combustible gaseoso.
- Flotabilidad: asciende mucho más rápido que el metano ($1,32 \text{ kg/m}^3$), propano ($4,23 \text{ kg/m}^3$) o el vapor de gasolina ($5,82 \text{ kg/m}^3$).
- Color, olor, sabor y toxicidad: es incoloro, inodoro, insípido y no es tóxico.
- Inflamabilidad: depende del nivel de concentración, pero es mucho mayor que la del metano u otros combustibles. El hidrogeno arde con una llama de baja visibilidad, sus límites de inflamabilidad (LFL y UFL) en el aire a condiciones ambiente son $4 - 75 \text{ vol\%}$, del metano $4,3 - 15 \text{ vol\%}$ y de la gasolina $1,4 - 7,6 \text{ vol\%}$.
- Energía de ignición: cuando la concentración se encuentra en el rango de inflamabilidad, el hidrógeno puede encenderse con una muy pequeña cantidad de energía en comparación de otros combustibles:

$$\text{Energía de ignición}_{\text{Hidrógeno}} = 0,02 \times 10^{-3} \text{ J}$$

$$\text{Energía de ignición}_{\text{Gasolina}} = 0,24 \times 10^{-3} \text{ J}$$

$$\text{Energía de ignición}_{\text{Metano}} = 0,28 \times 10^{-3} \text{ J}$$

- Velocidad de flama: la velocidad de flama del hidrógeno ($1,85 \text{ m/s}$) es mucho mayor que otros combustibles (vapor de gasolina - $0,42 \text{ m/s}$, metano - $0,38 \text{ m/s}$).

- Temperatura de flama: tiene una temperatura de flama (2 207°C), mayor a la del metano (1 917°C) y menor a la de la gasolina (2 307°C)

1.5.3. PROPIEDADES COMO COMBUSTIBLE

El hidrógeno tiene la más alta relación de energía por unidad de masa que cualquier otro combustible. Por ejemplo, sobre un peso base, el hidrógeno contiene aproximadamente tres veces la energía que contiene la gasolina (140,4 *MJ/kg* contra 48,6 *MJ/kg*). Sin embargo, en un volumen base la situación es al contrario: 8,491 *MJ/m³* para hidrógeno líquido contra 31,150 *MJ/m³* para la gasolina. La baja densidad volumétrica del hidrógeno resulta un problema para su almacenamiento.

Debido a la alta difusividad, baja viscosidad y naturaleza química única, la combustibilidad del hidrógeno es algo diferente a la de otros combustibles. A continuación, se describirán sus diversas propiedades de combustibilidad:

- Amplio rango de inflamabilidad:
- Poca energía de ignición: La cantidad de energía necesaria para encender hidrógeno es 0,02 *mJ*, aproximadamente 10 veces menos que la necesaria para encender la gasolina (0,2 *mJ*).
- Pequeña distancia de extinción: El hidrógeno tiene una distancia de extinción de 0,64 *mm* mucho menor a la de la gasolina (2 *mm*).
- Temperatura de ignición espontánea: La temperatura de ignición espontánea del hidrógeno es relativamente alta 585 °C.
- Velocidad de llama alta: Su velocidad de llama es 3,46 *m/s*, tiene una velocidad mucho mayor a la de la gasolina (0,42 *m/s*)

- Fragilización por hidrógeno: la exposición constante al hidrógeno causa fragilización por hidrógeno en muchos materiales, lo que puede conducir a fugas o fallas catastróficas tanto en componentes metálicos como en no metálicos. Los factores que influyen en la tasa y la gravedad de la fragilización por hidrógeno son la concentración de hidrógeno, la pureza, la presión, la temperatura, el tipo de impureza, la composición del metal, la resistencia a la tracción del metal, la microestructura y el tratamiento térmico. Adicionalmente, el contenido de humedad en el hidrógeno gaseoso puede conducir a la fragilización del metal a través de la aceleración de la formación de grietas por fatiga.
- Fugas de hidrógeno: Debido a la baja densidad y alta difusividad, la dispersión del hidrógeno en el aire es considerablemente más rápida que la de la gasolina, lo que es ventajoso por dos razones principales. La primera, la dispersión elevada facilita la formación de una mezcla uniforme de combustible y aire. La Segunda si se desarrolla una fuga de hidrógeno, el hidrógeno se dispersa rápidamente. Por otro lado, la alta dispersabilidad hace muy difícil la contención del hidrógeno a comparación de otros gases. Las fugas de hidrógeno son peligrosas ya que suponen un riesgo de incendio cuando se mezclan con el aire. Sin embargo, el pequeño tamaño molecular que aumenta la probabilidad de una fuga, también da como resultado una flotabilidad y difusividad muy elevadas; por lo tanto, la fuga de hidrógeno se esparce y diluye rápidamente, especialmente al aire libre.
- Relación Aire/combustible: Para una combustión completa, la relación aire combustible del hidrógeno es 34:1, una relación mucho más alta que la de la gasolina 15:1.

En las tablas 2 y 3 se compara al hidrógeno con otros combustibles.

Tabla 2. Comparación del hidrógeno con otros combustibles

Fuel	LHV Mj/kg	HHV Mj/kg	Stoichiometric Air/fuel Ratio (kg)	Combustible Range (%)	Flame Temperature	Min. Ignation Energy (MJ)	Autoignition Temperature (°C)
Metano	50,0	55,5	17,2	5 – 15	1914	0,30	540 – 630
Propano	45,6	50,3	15,6	2,1 – 9,5	1925	0,30	450
Octano	47,9	15,1	0,31	0,95 – 6,0	1980	0,26	415
Metanol	18,0	22,7	6,5	6,7 – 36,0	1870	0,14	460
Hidrógeno	119,9	141,6	34,3	4,0 – 75,0	2207	0,017	585
Gasolina	44,5	47,3	14,6	1,3 – 7,1	2307	0,29	260 – 460
Diesel	42,5	44,8	14,5	0,6 – 5,5	2327		180 – 320

Fuente: Adaptación de *Hydrogen Fuel Cell Engines and Related Technologies*, College of the desert, Palm Desert, CA, 2001.

Tabla 3. Propiedades de combustibles convencionales y alternativos

Tabla 3 Propiedades de combustibles convencionales y alternativos							
Property	Gasoline	Diesel	Methanol	Ethanol	Propane	CNG	Hydrogen
Chemical formula	$C_4 - C_{12}$	$C_9 - C_{25}$	CH_3OH	C_2H_5OH	C_3H_8	CH_4	H_2
Physical state	Líquido	Líquido	Líquido	Líquido	Gas comprimido	Gas comprimido	Gas o líquido comprimido
Molecular weight	100 – 105	200 – 300	32	46	44	16	2
Composition (%)							
Carbon	85 – 88	84 – 87	39,5	52,2	82	75	0
Hydrogen	12 – 15	13 – 16	12,6	13,1	18	25	100
Oxygen	0	0	49,9	34,7	NA	NA	0
Specific gravity	0,72 – 0,78	0,81 – 0,89	0,796	0,796	0,504	0,424	0,07
Boiling Temperature (°C)	27 – 225	190 – 345	68	78	-42	-161	-252
Freezing Temperature (°C)	-40	-34	-97,5	-114	-187,5	-183	-260
Reid vapor pressure (psi)	8 – 15	0,2	4,6	2,3	208	2400	NA

Fuente: Adaptación de *Alternative Fuels Data Center, Properties of fuel, DOE Report, August 2005*, disponible en www.afdc.doe.gov/fuel_comp.html, April 2007

1.5.4. MÉTODOS DE PRODUCCIÓN

Como hemos visto anteriormente, el hidrógeno tiene grandes propiedades que lo convierten en un combustible óptimo a utilizar. Desafortunadamente no está disponible en la tierra como lo están los combustibles fósiles, es decir, a nuestro alcance directo; se debe producir, y para esto existen diversos métodos, cada uno con diversos grados de complejidad y distintos costos de producción. La figura 9 nos muestra las fuentes de energía de las que podemos obtener hidrógeno y los métodos que se pueden utilizar en cada una de ellas. En este estudio no se profundizará en cuanto a la variedad de estos métodos ni en el costo de producción de hidrógeno que cada uno implica, sólo se mencionarán y se describirán de manera general.

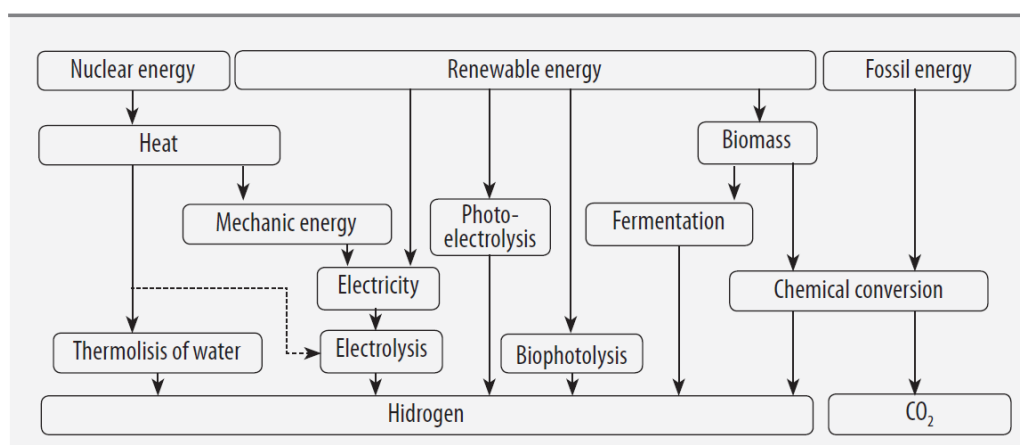


Figura 9. Métodos de producción de hidrógeno.

Fuente: *El hidrógeno y la energía*. José Ignacio Linares Hurtado

“Existen cinco métodos que permiten obtener hidrógeno”⁸:

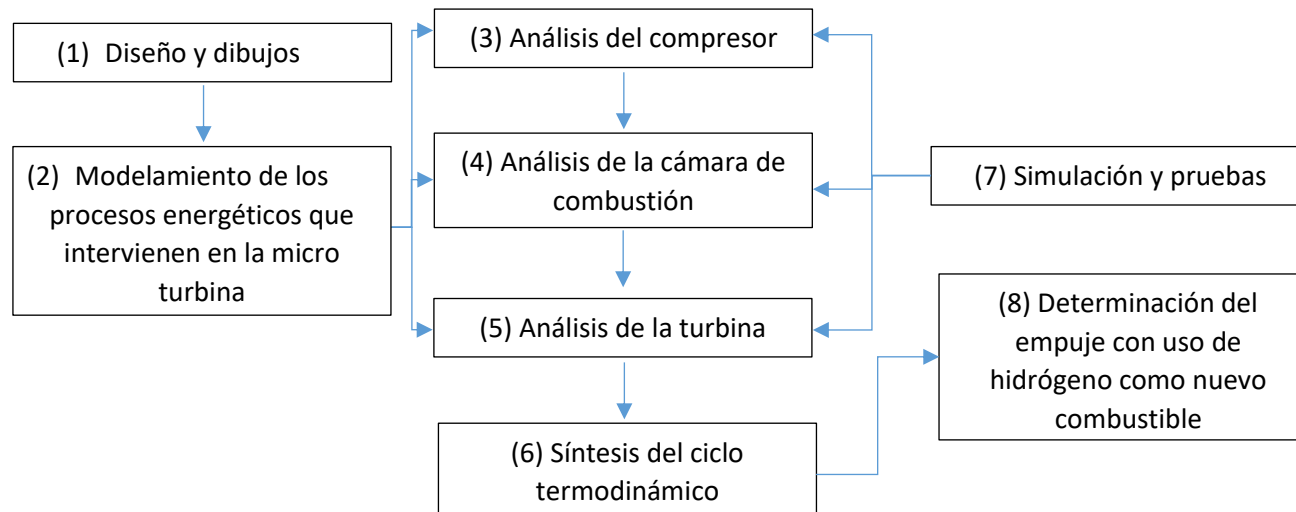
- Termólisis del agua

Los procesos de termólisis implican la extracción del hidrógeno de la molécula que lo alberga, agua, mediante la aplicación de calor.

⁸ José I. Linares H. – Beatriz Y. Moratilla S. *EL hidrógeno y la energía*. Asociación Nacional de Ingenieros del ICAI. Madrid. España. 2007

- **Electrólisis**
La electrólisis consiste en la ruptura de la molécula del agua por acción de una corriente eléctrica.
- **Fotolíticos**
Los procesos fotolíticos emplean la luz solar para producir la hidrólisis del agua. Actualmente se conocen dos procedimientos: los fotobiológicos y los fotoelectroquímicos.
- **Fermentación**
Puede ser de tipo alcohólica o de tipo anaeróbica.
- **Conversión química**
La designación de procesos de conversión química resulta muy amplia, por lo tanto, se pueden aplicar a combustibles fósiles y fuentes renovables (biomasa). Los principales procesos son:
 - Reformado
 - Pirolisis
 - Gasificación

2. DEFINICIÓN DE LA METODOLOGÍA A SEGUIR



En el esquema anterior se presenta la metodología seguida en este estudio, el cual está dividido en 8 fases:

- (1) Diseño y dibujos: el diseño y los dibujos están determinados por el modelo de micro turbina de gas, el cual es J66-8 de Bob Englar, y el CAD está realizado en Solidworks.
- (2) Modelamiento de los procesos energéticos que intervienen en la micro turbina: Se definen las ecuaciones y principios que rigen el funcionamiento de la micro turbina en cada una de sus etapas.

- (3) Análisis del compresor: Se analiza el compresor, para determinar el comportamiento fluido dinámico y térmico mediante curvas de operación rpm/presión, rpm/velocidad y rpm/temperatura del fluido de trabajo, aire.
- (4) Análisis de la cámara de combustión: El análisis de la cámara de combustión se desarrolla para dos combustibles distintos, el primero es el combustible con el que opera normalmente la turbina de gas, el Jet A1 mayormente conocido como kerosene, y el segundo el hidrógeno. Se determinan las temperaturas de flama adiabática de cada uno de ellos y también la temperatura de combustión.
- (5) Análisis de la turbina: esta fase se desarrolla de manera similar al análisis del compresor, se determinan velocidades de salida de la turbina a distintas rpm y se determinará la curva rpm/velocidad a la salida de la turbina.
- (6) Determinación del ciclo termodinámico: Con los resultados obtenidos en las fases de análisis de cada etapa de la micro turbina se definen los parámetros, presión y temperatura, y se graficarán las curvas de trabajo correspondientes del ciclo Brayton.
- (7) Simulación y pruebas: La simulación mediante Solidworks Flow Simulation acompaña al estudio desde la primera fase y en cada análisis.
- (8) Determinación del nuevo empuje: En esta fase se encuentra el empuje generado por la combustión de hidrógeno en este modelo de turbina y también el empuje con el que opera normalmente.

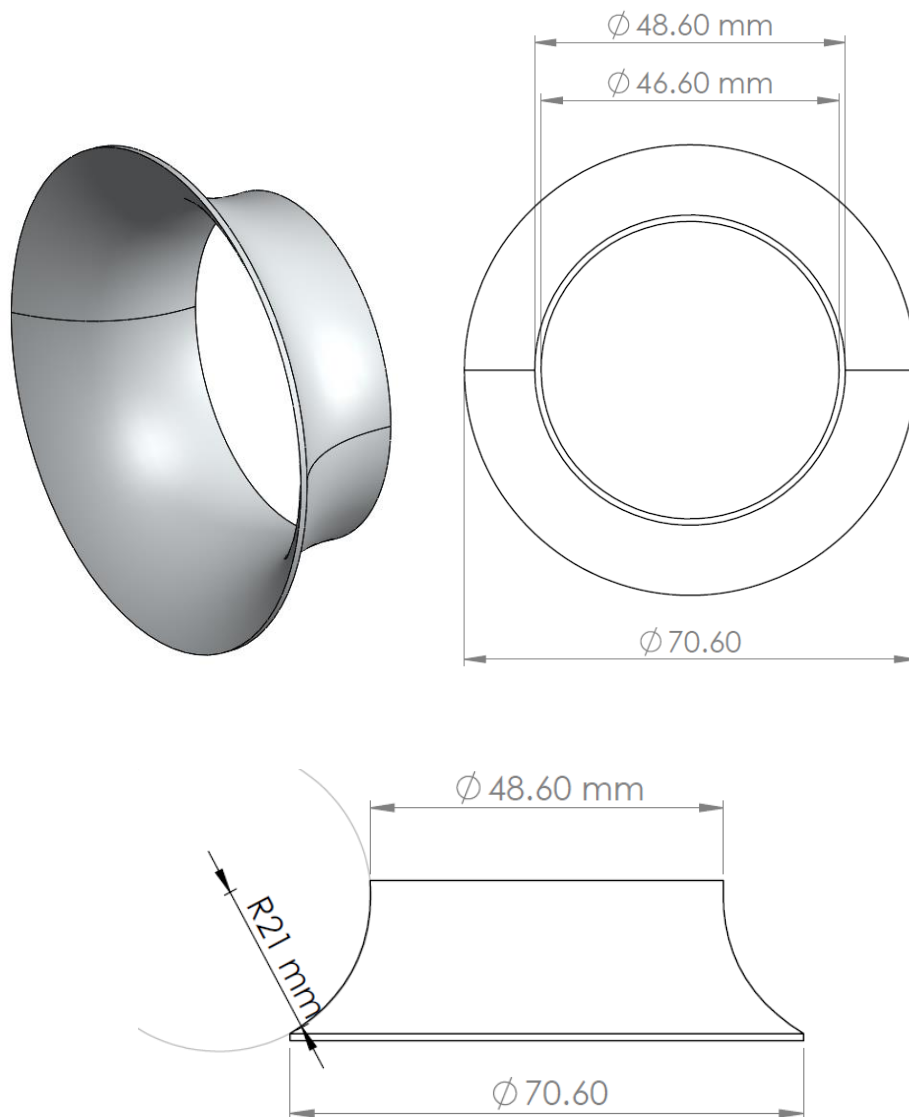
II. DISEÑO DEL MODELO

1. Etapa de compresión

La etapa de compresión se divide en 3 partes: la toma o entrada de aire, el compresor y el difusor.

1.1. Entrada de aire (Intake)

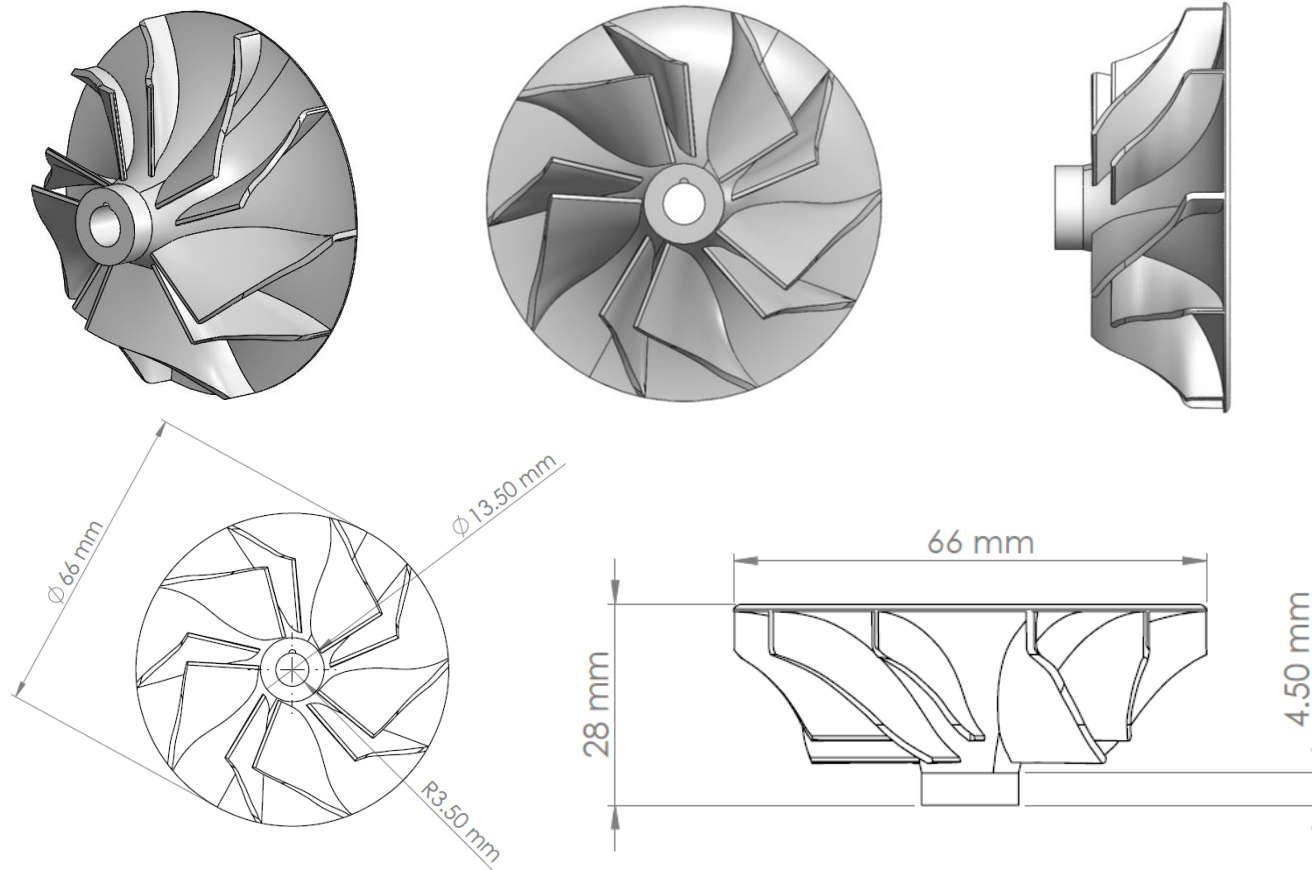
La toma de aire tiene la siguiente forma y las siguientes dimensiones:



El material de la toma de aire es: Aluminio pulido

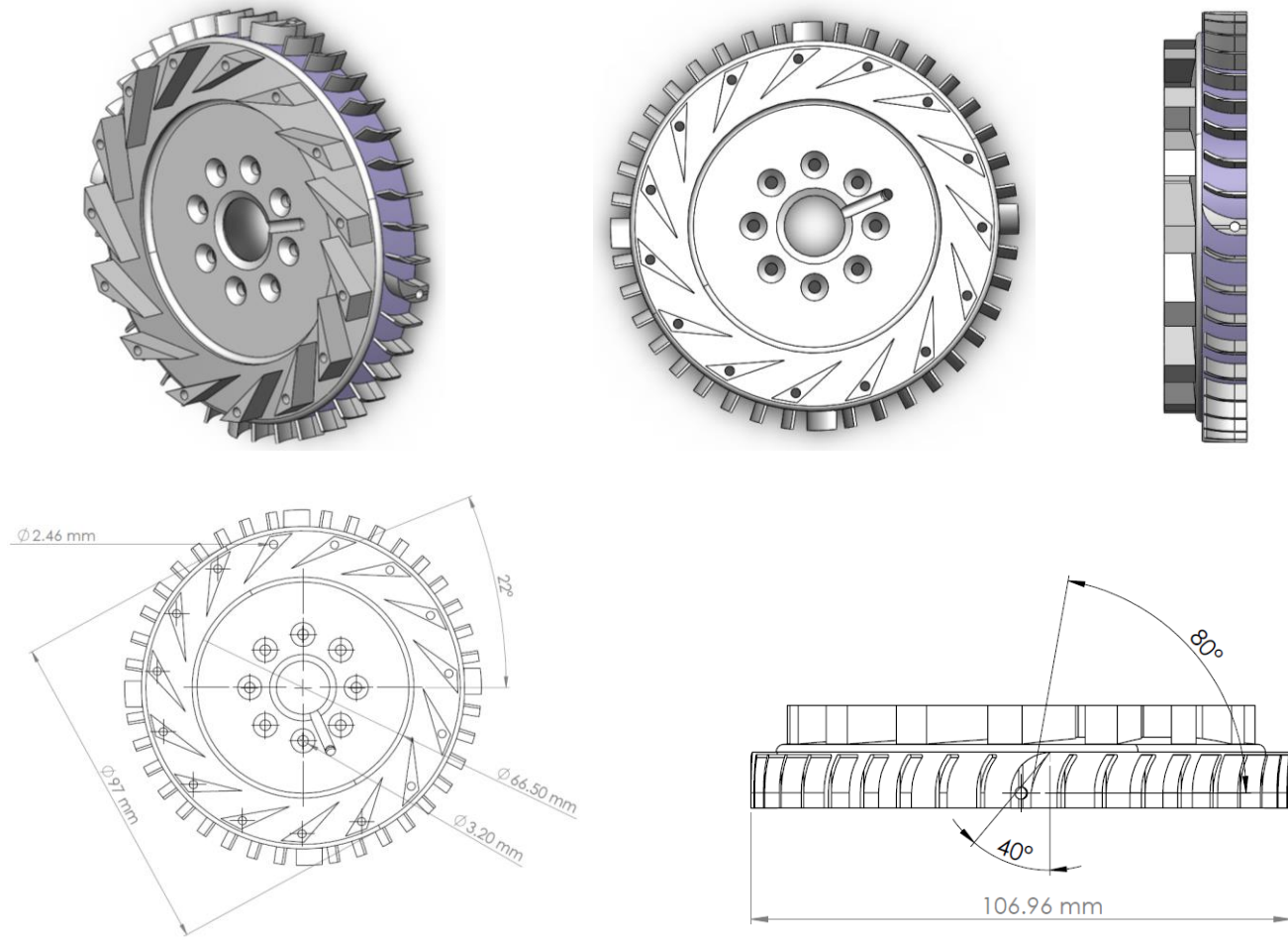
1.2. Compresor (Compressor wheel)

El compresor de ésta micro turbina es de tipo radial, el cual tiene la siguiente forma y dimensiones:



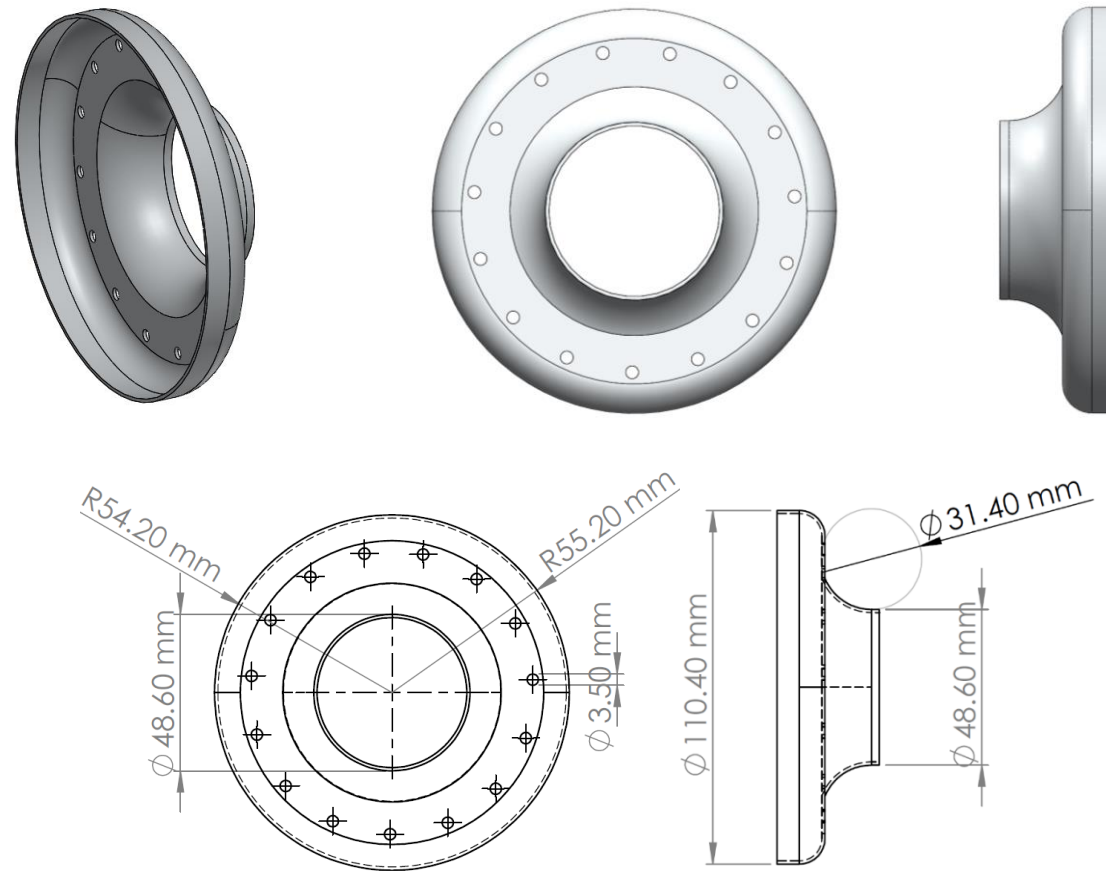
El material del compresor es: Aluminio 6061

1.3. Difusor (Diffuser)



Material del difusor: Aluminio pulido

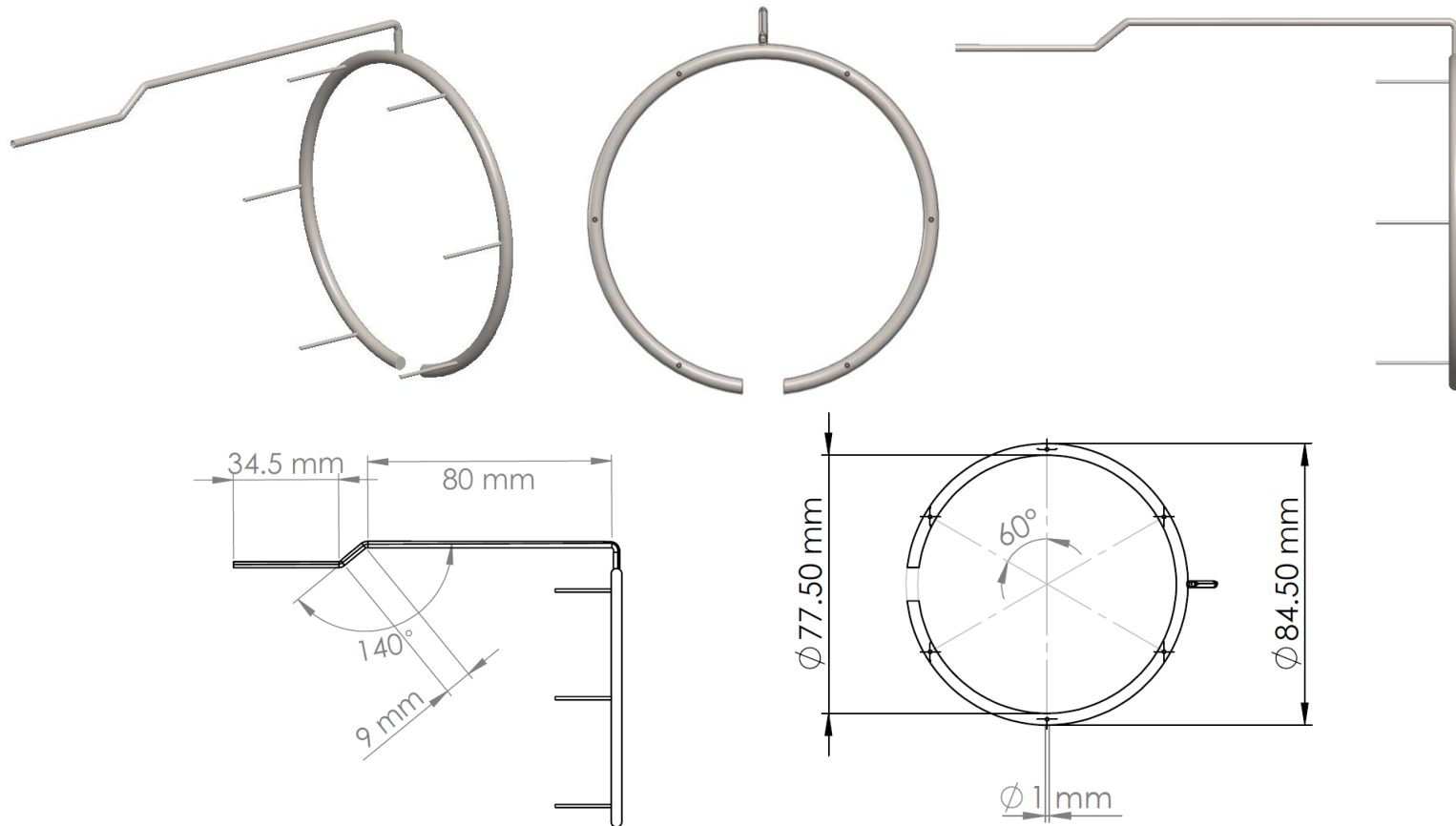
1.4. Cubierta del compresor (Compressor case)



Material de la cubierta del compresor: Aluminio pulido

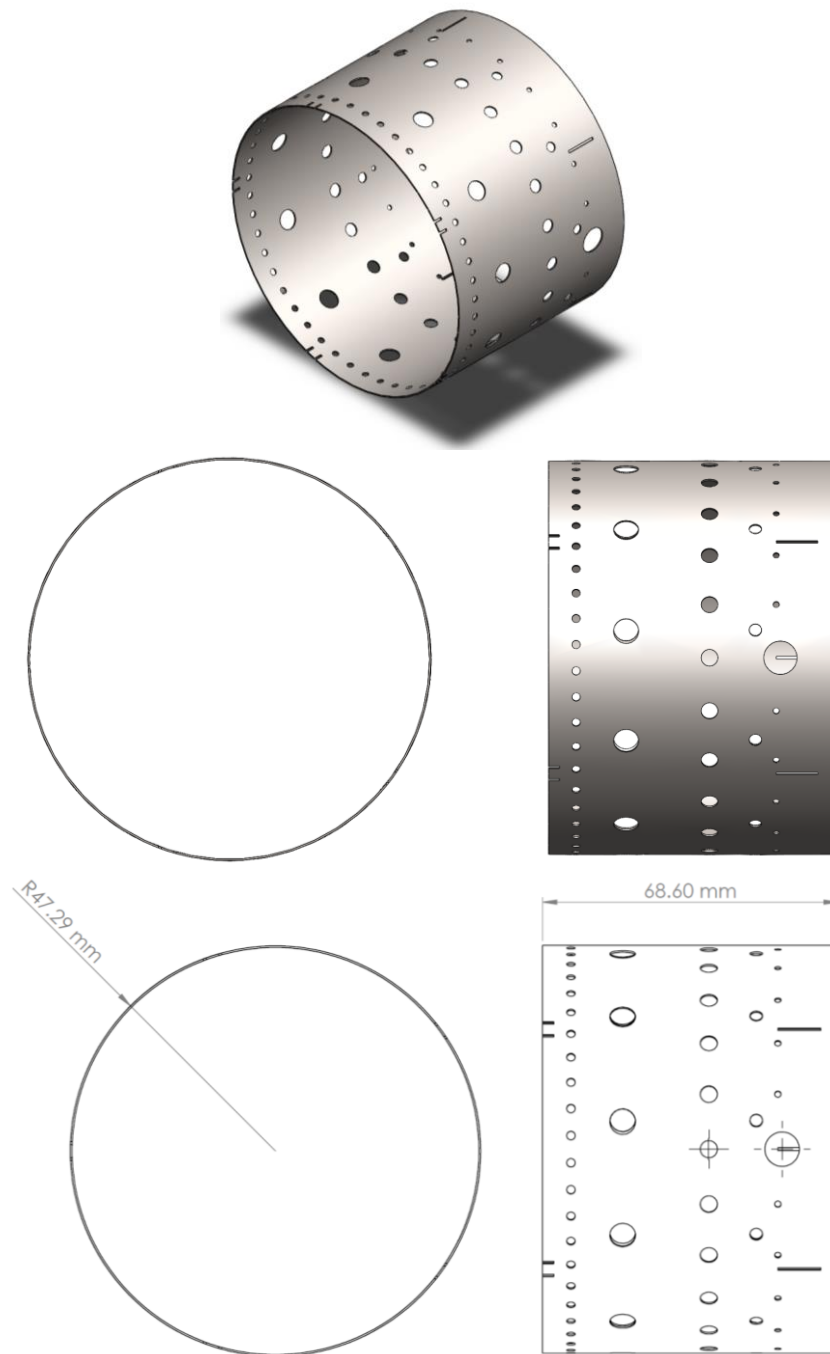
2. Etapa de combustión

2.1. Distribuidor de combustible (Fuel management)



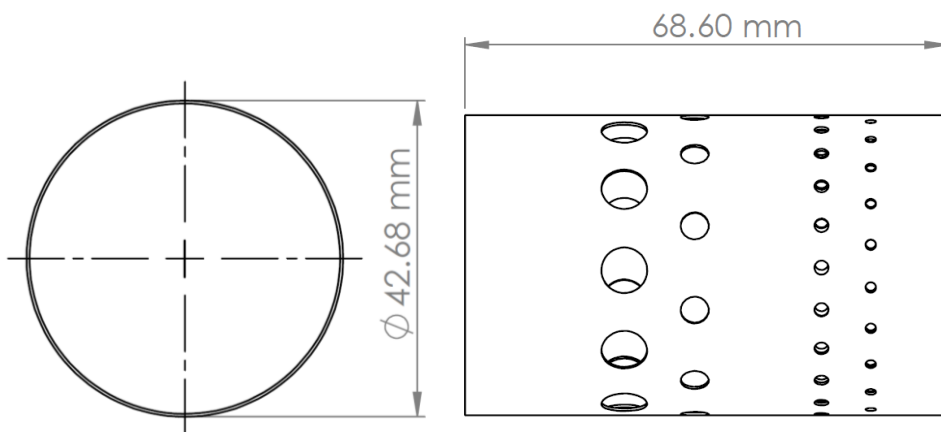
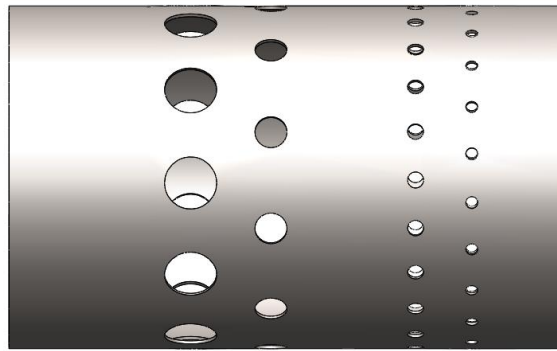
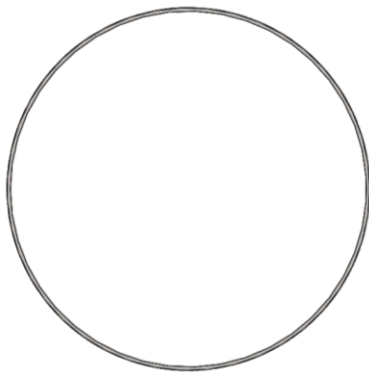
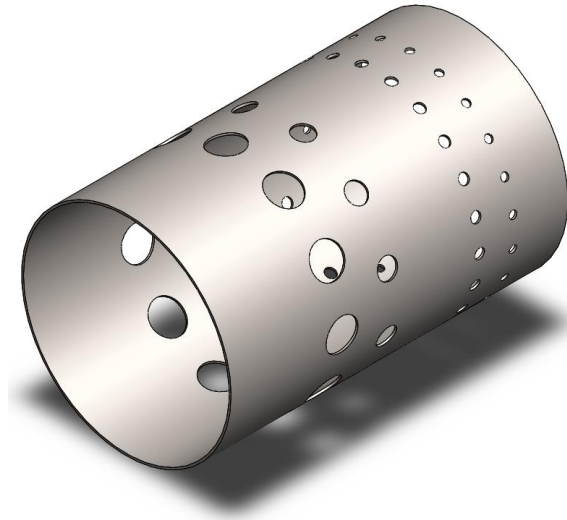
Material del distribuidor de combustible: Acero inoxidable AISI 316L

2.2. Cámara de combustión
2.2.1. Parte externa



Material de la parte externa de la cámara de combustión: Acero inoxidable AISI 316L

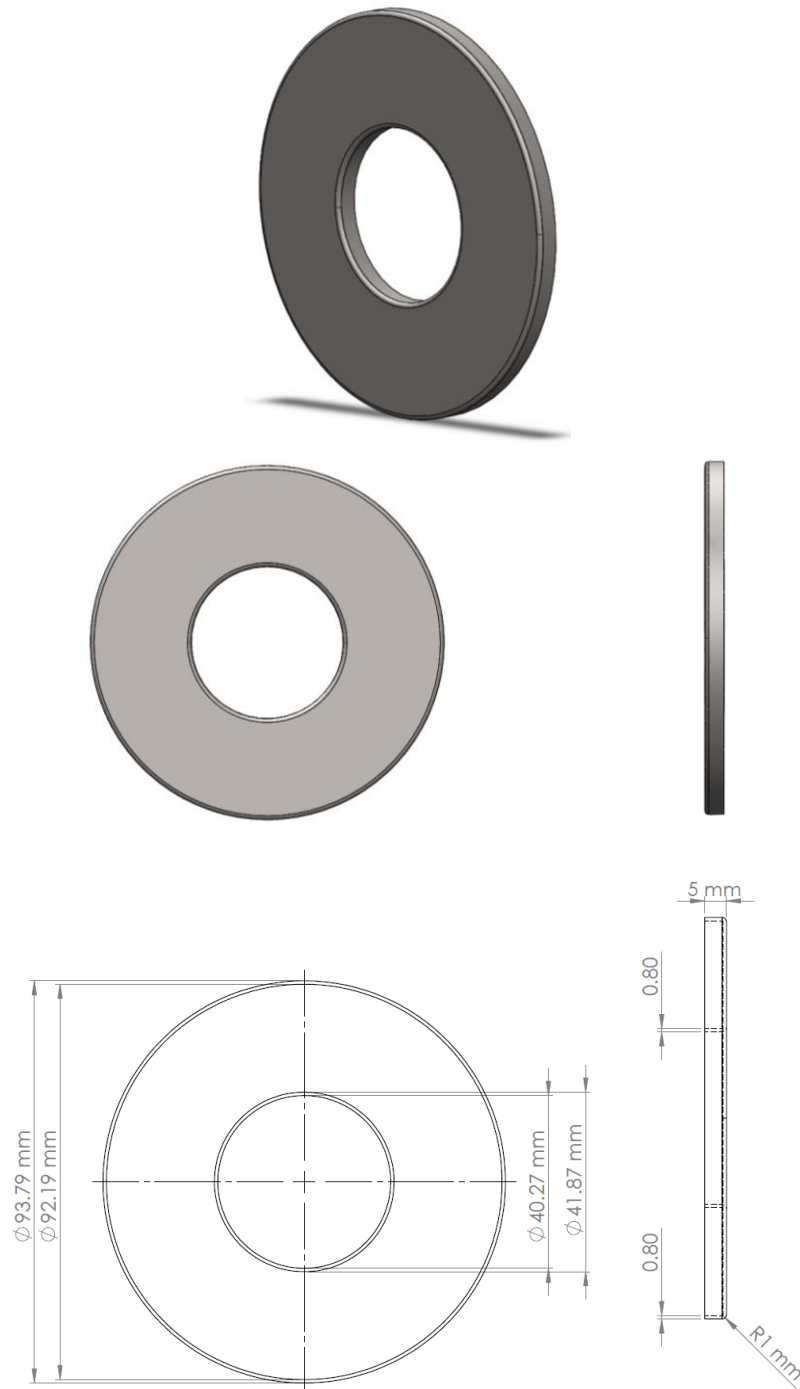
2.2.2. Parte interna



Material de la parte interna de la cámara de combustión: Acero inoxidable AISI 316L

2.2.3. Anillo de unión anterior

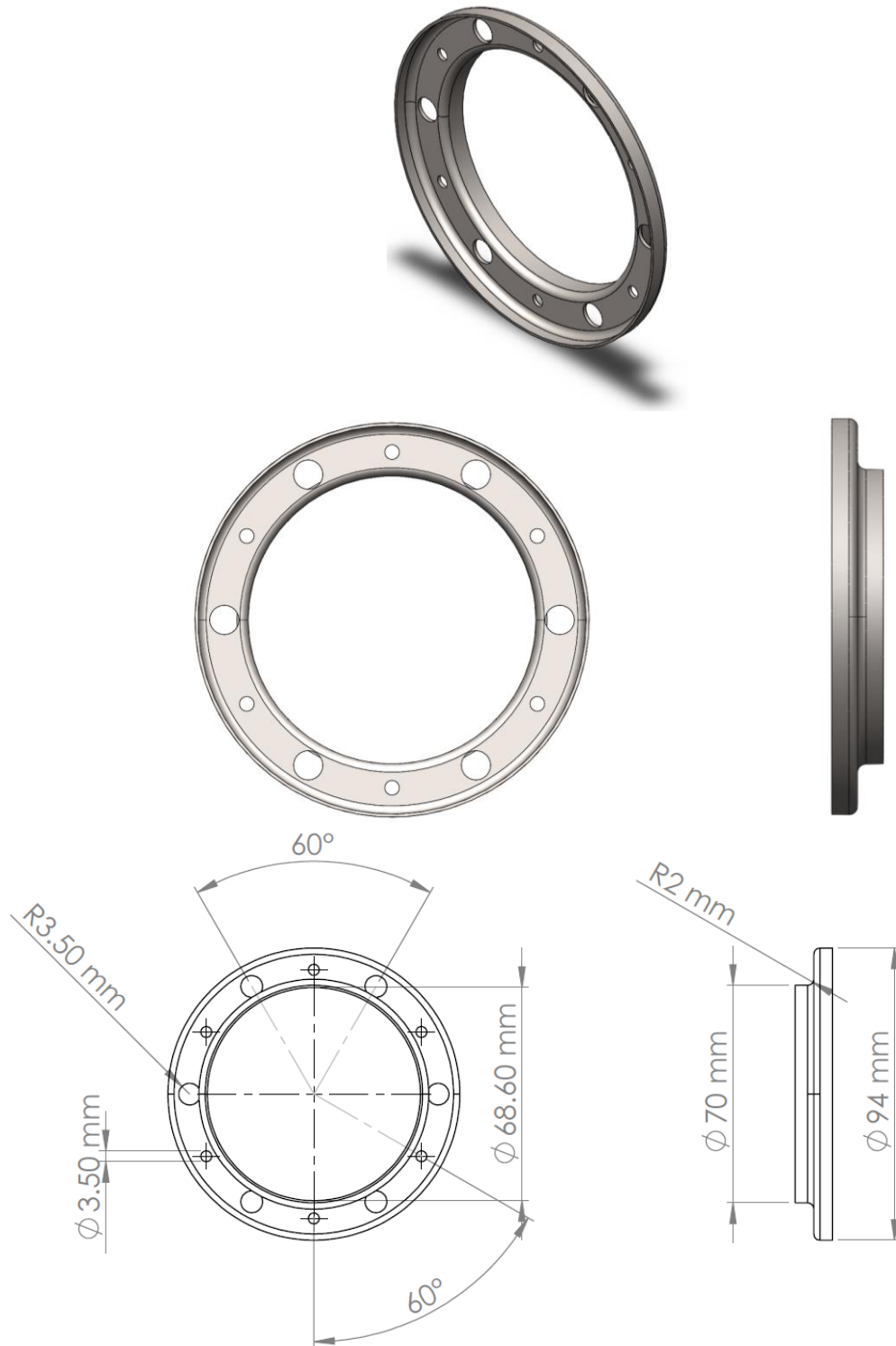
Unirá ambas partes de la cámara de combustión por la parte más cercana al difusor



Material: Acero inoxidable AISI 316L

2.2.4. Anillo de unión posterior

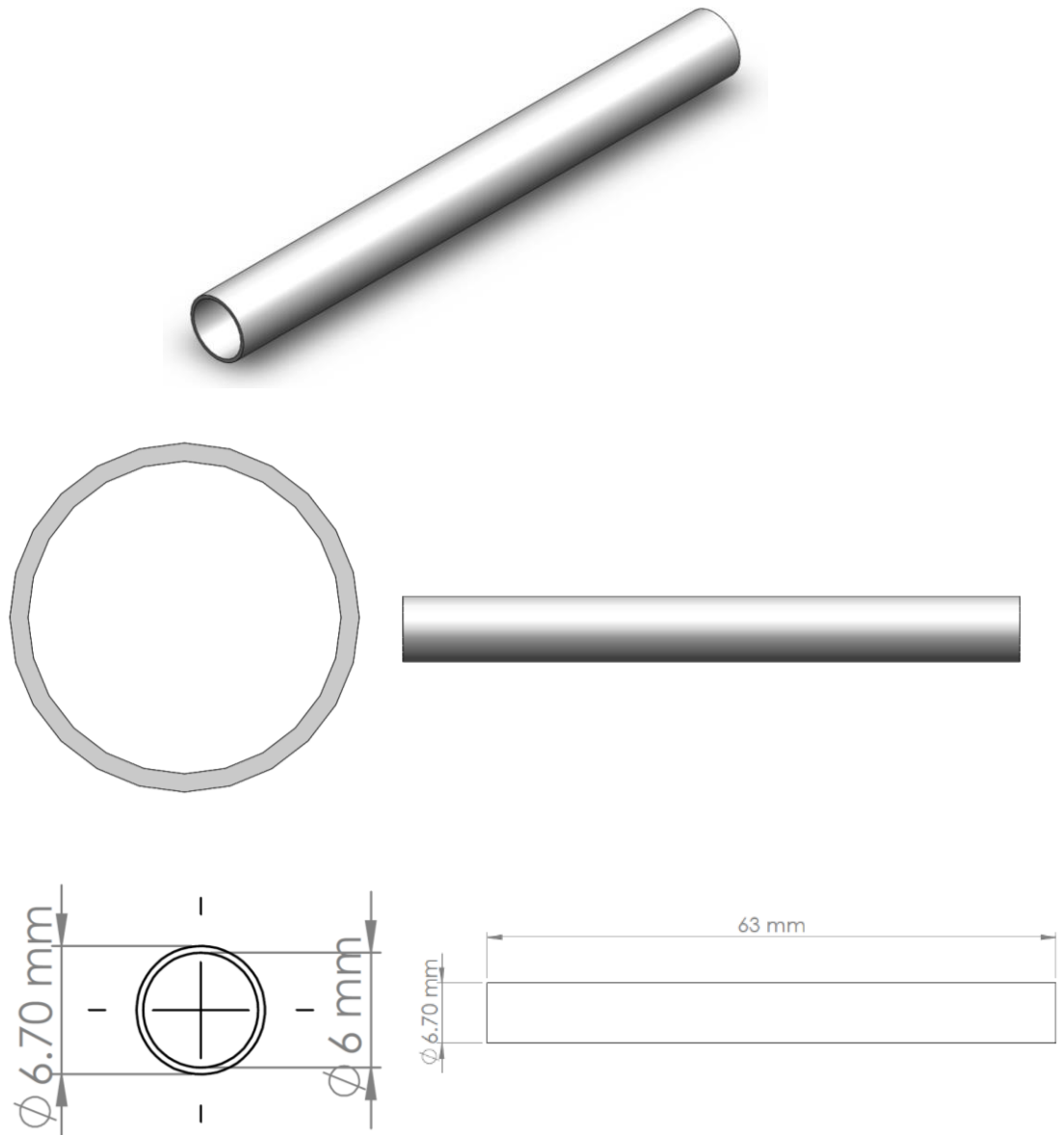
Unirá ambas partes de la cámara de combustión por la parte más cercana al NGV (Nozzle Guide Vane)



Material: Acero inoxidable AISI 316L

2.3. Disipadores de combustible

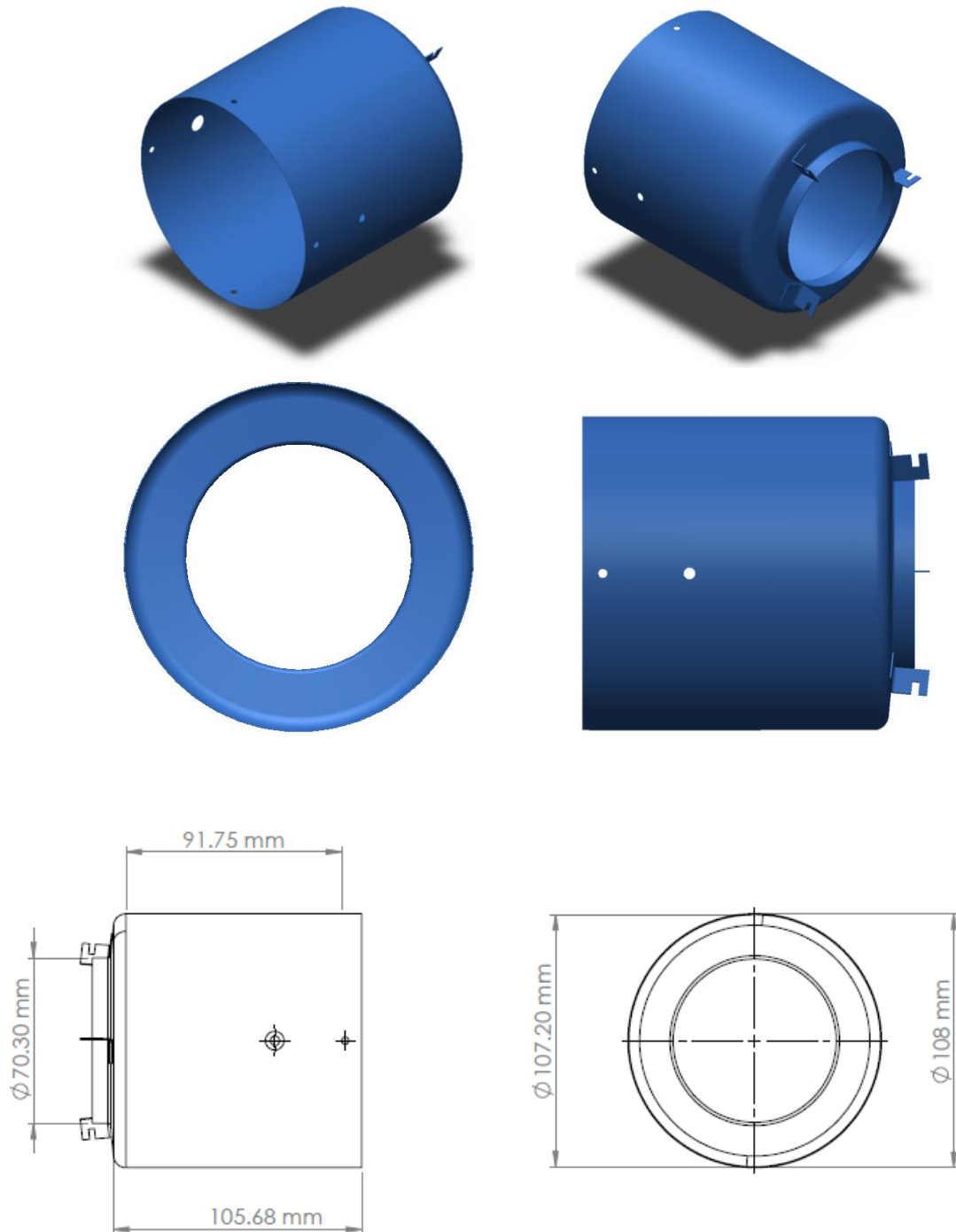
Son seis disipadores que van distribuidos alrededor del anillo de distribución posterior.



Material de los disipadores de combustible: Acero inoxidable AISI 316L

2.4. Cubierta (Case)

Elemento que envuelve y cubre toda la etapa de combustión de la micro turbina.

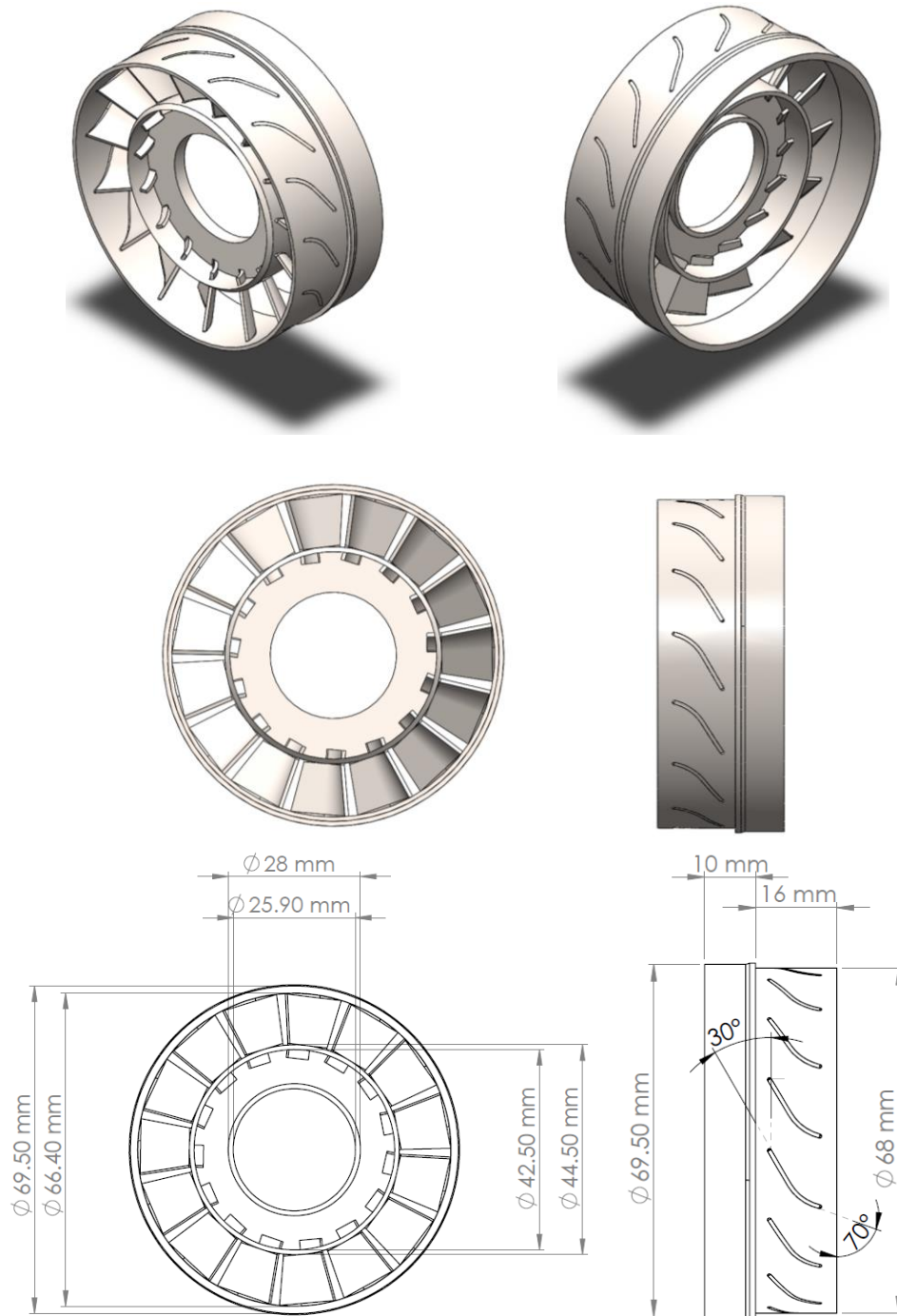


Material: Acero inoxidable AISI 316L

3. Etapa de expansión

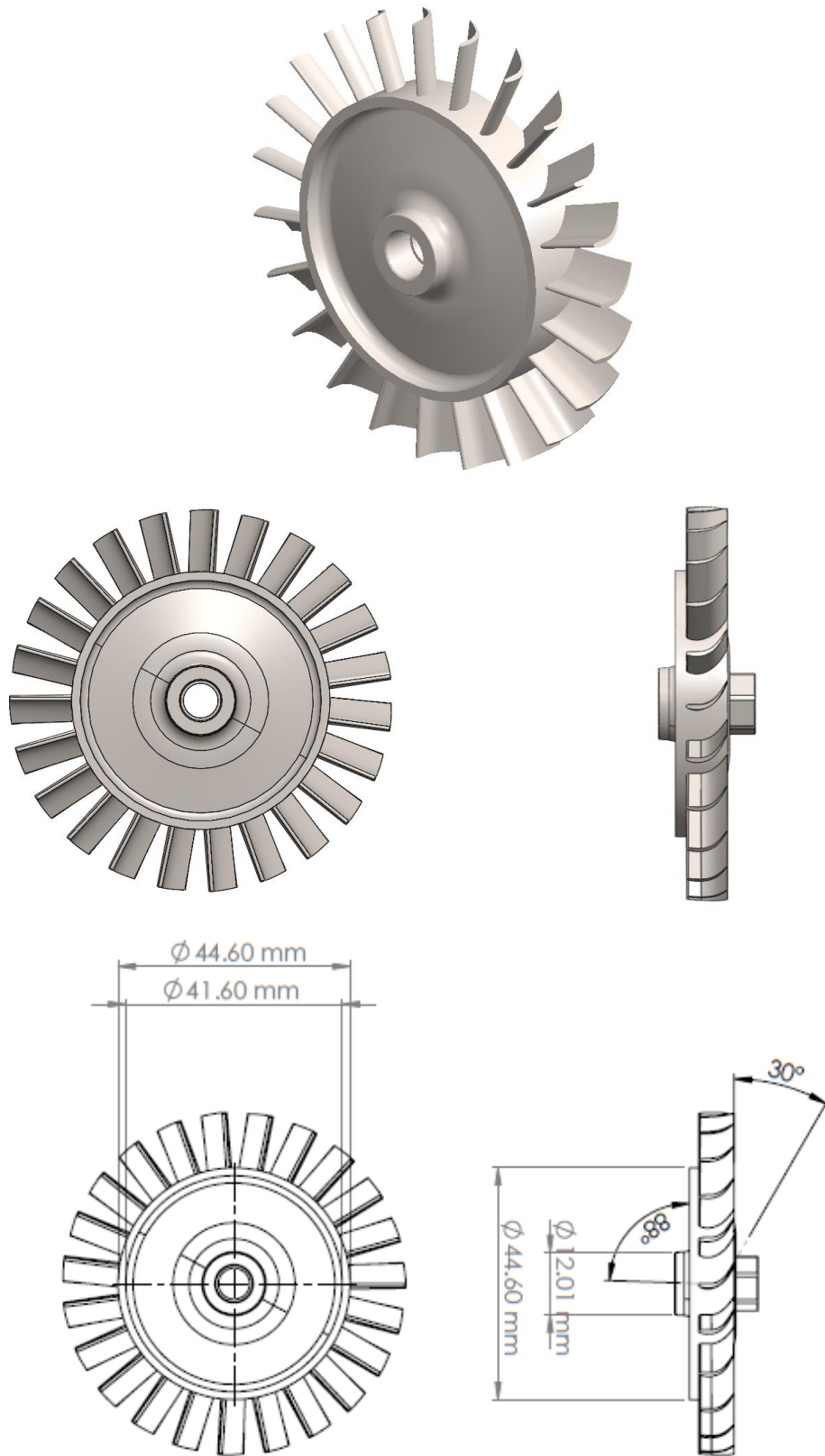
La etapa de expansión de gases está compuesta por los álabes direccionales fijos (NGV), la turbina, la cubierta que recubre este grupo de elementos y el cono difusor, en el que se gana el empuje necesario para mover el avión.

3.1. NGV (Nozzle Guide Vanes)



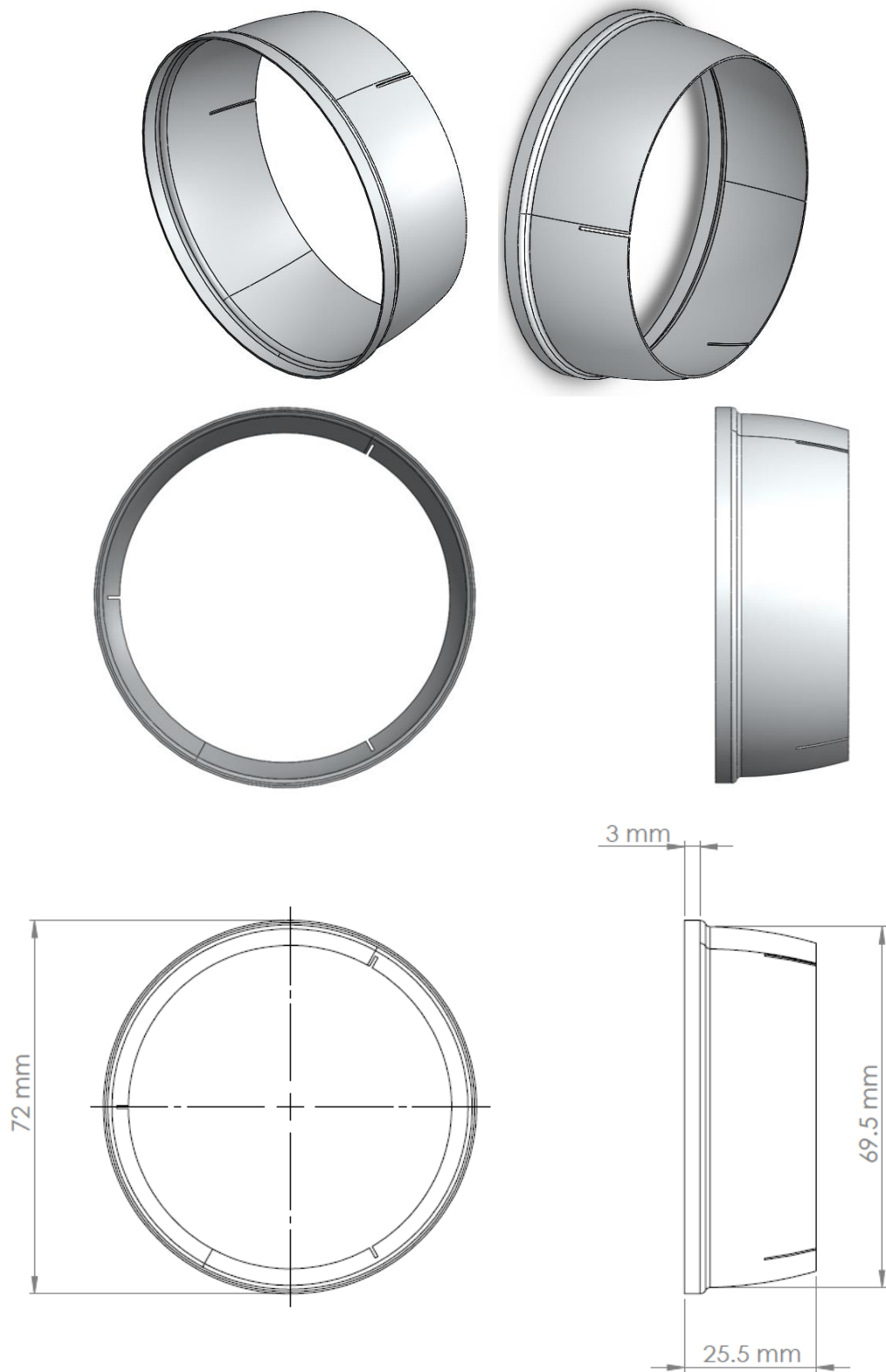
Material: Acero inoxidable AISI 316L

3.2. Turbina (Turbine)

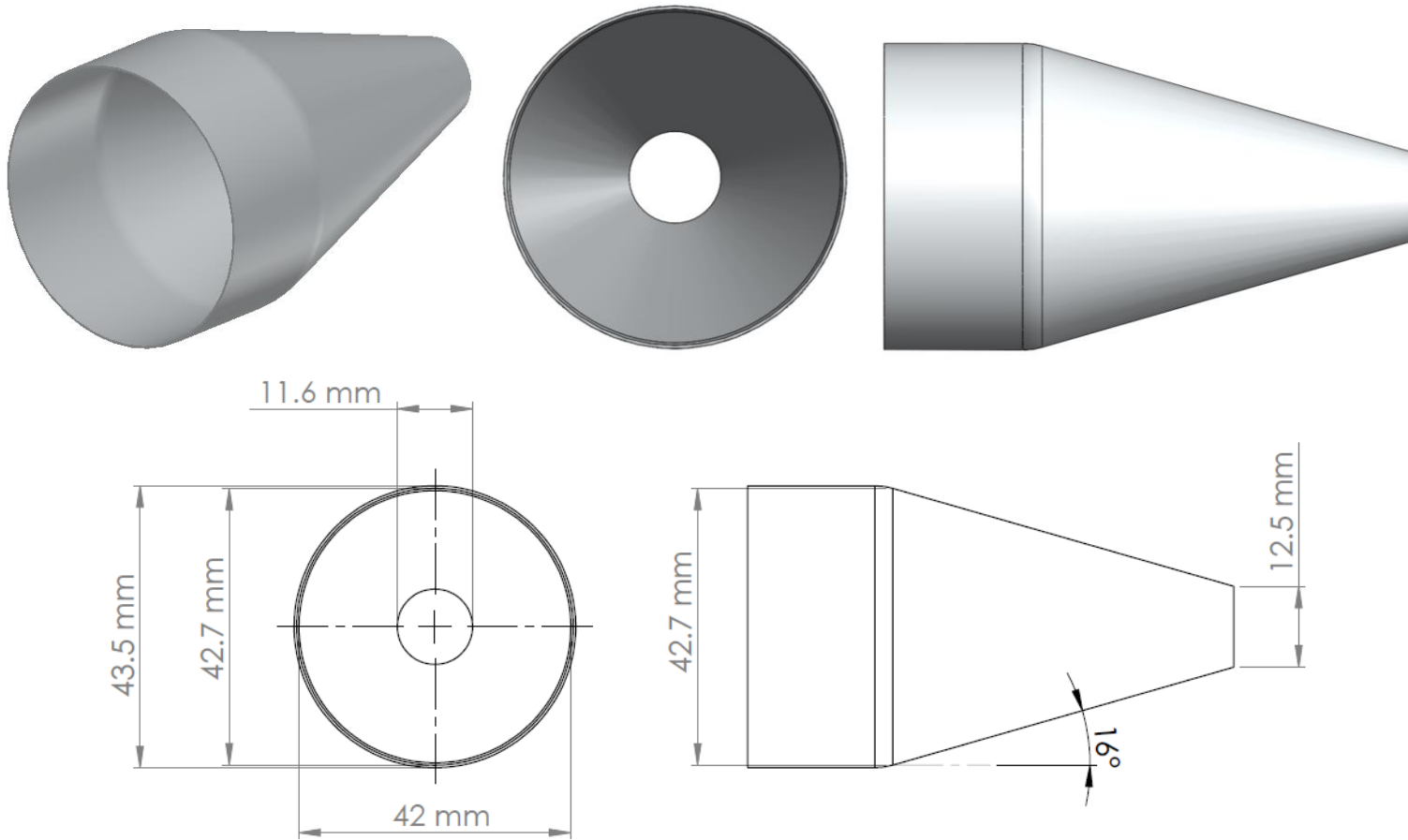


Material de la turbina: Acero inoxidable AISI 316L

3.3. Cubierta y cono difusor



Material: Acero inoxidable AISI 316L



Material del cono difusor: Acero inoxidable AISI 316L

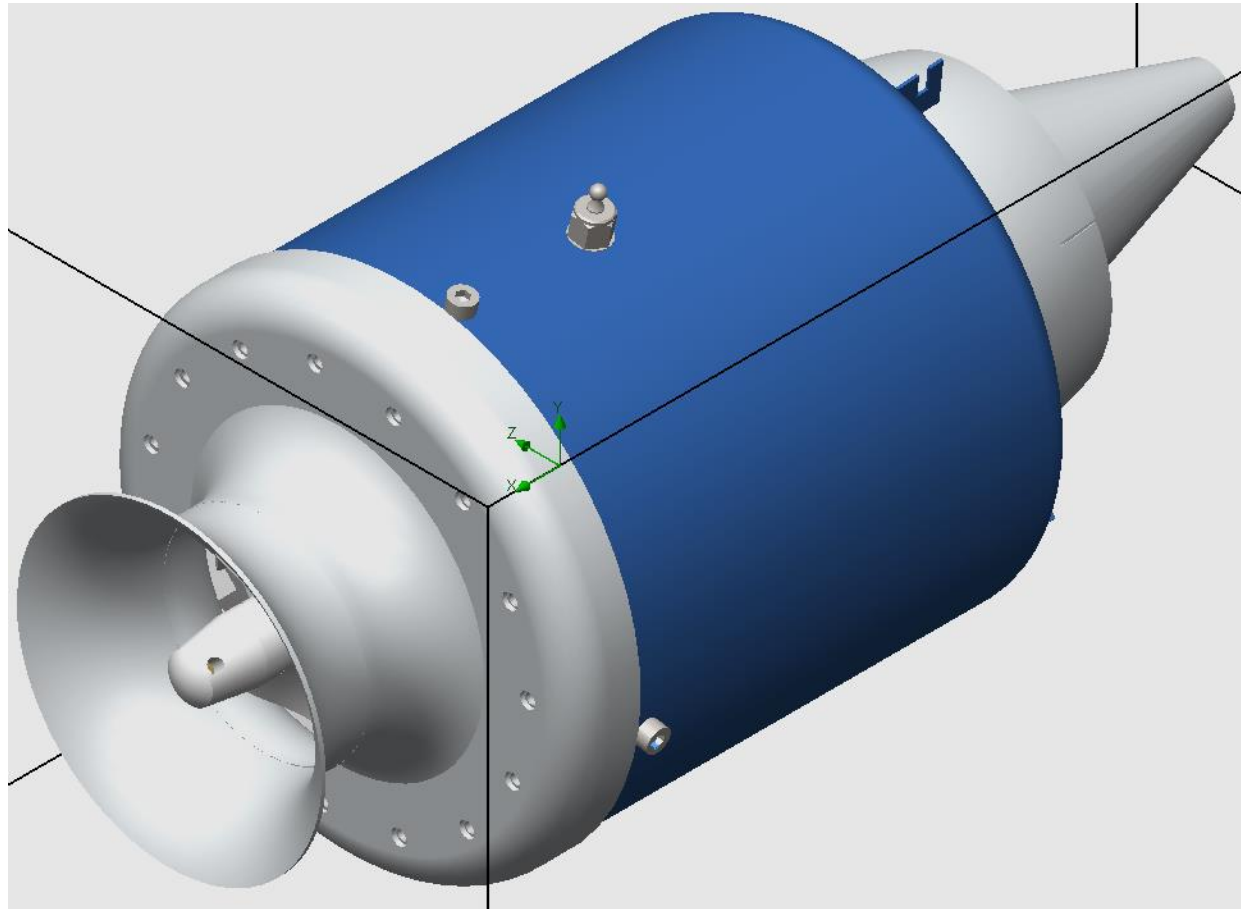


Figura 10. Ensamblaje final de la Micro – Turbina J66 – 8

Fuente: Elaboración propia

III. SIMULACIÓN

1. Análisis y estudio de la etapa de compresión

La etapa de compresión está definida por la geometría, tal y como se muestra en la figura 11:

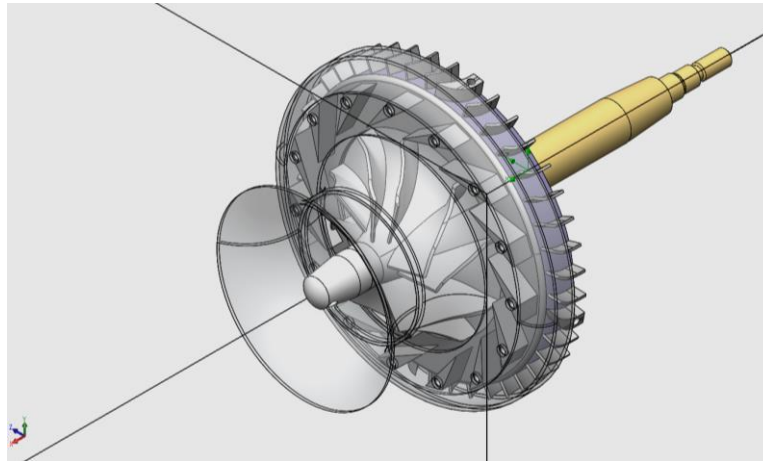


Figura 11: Geometría y distribución de la etapa de compresión

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Se define el volumen de control respectivo y la zona rotativa q en este caso es la del compresor:

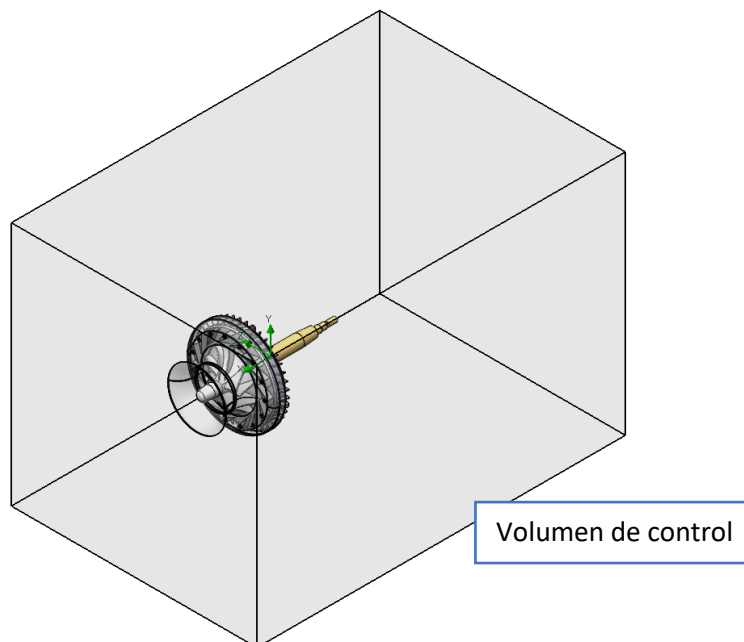


Figura 12. Volumen de control

Fuente: Solidworks Flow Simulation

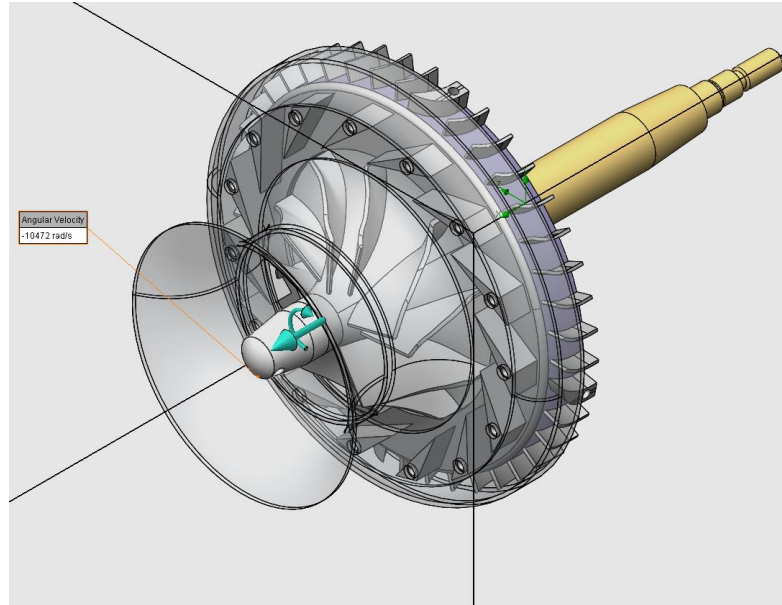


Figura 13. Region Rotativa, Compresor

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Se establecen condiciones ambientales de presión y temperatura en el volúmen de control:

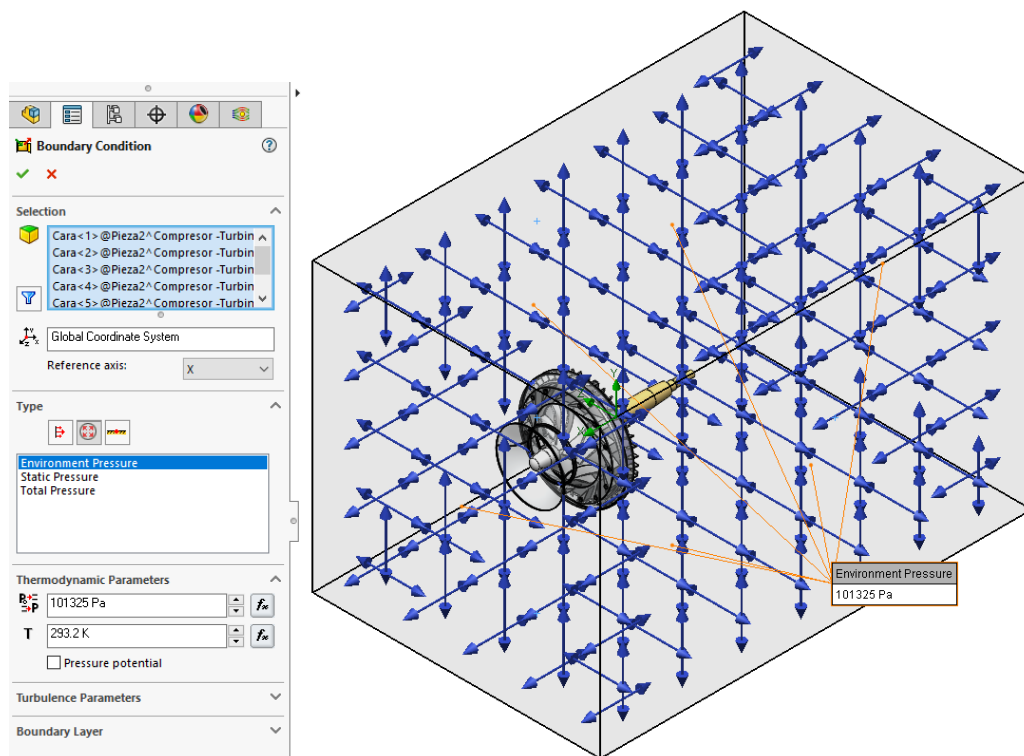


Figura 14. Volumen de control, a condiciones ambientales

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Y en la region rotativa se trabaja con $100\ 000\ rpm$ o $10\ 472\ rads/s$ que es la velocidad de operación de esta microturbina, tal y como se muestra más adelante

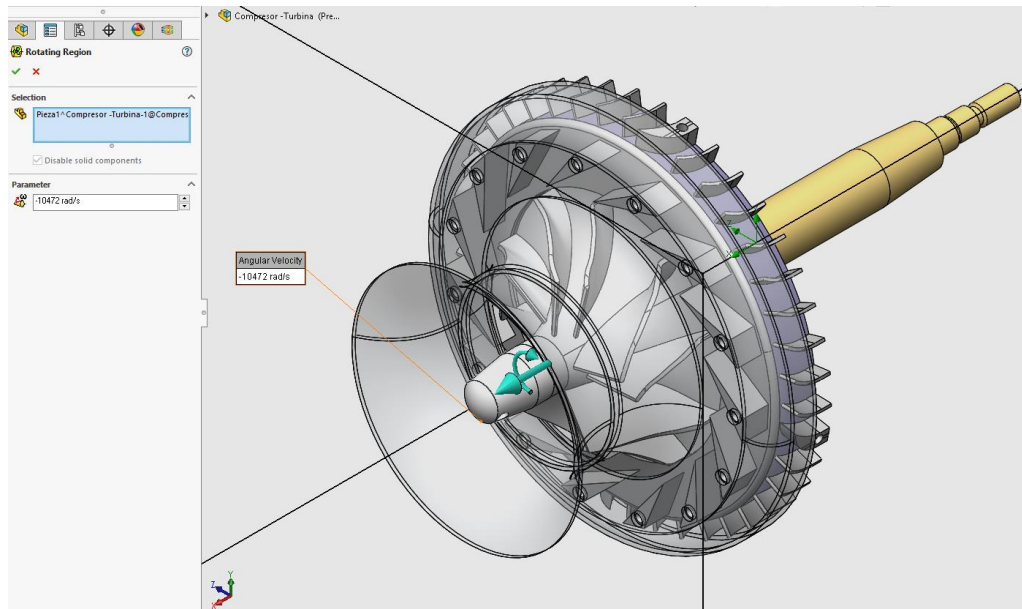


Figura 15. Velocidad y sentido de giro del compresor establecidos

Fuente: Solidworks Flow Simulation

1.1. Determinación de las curvas de velocidad del compresor

Para determinar las curvas de operación se hacen las simulaciones respectivas para un régimen de velocidades entre [0 – 140 000 rpm].

Para 5 000 rpm:

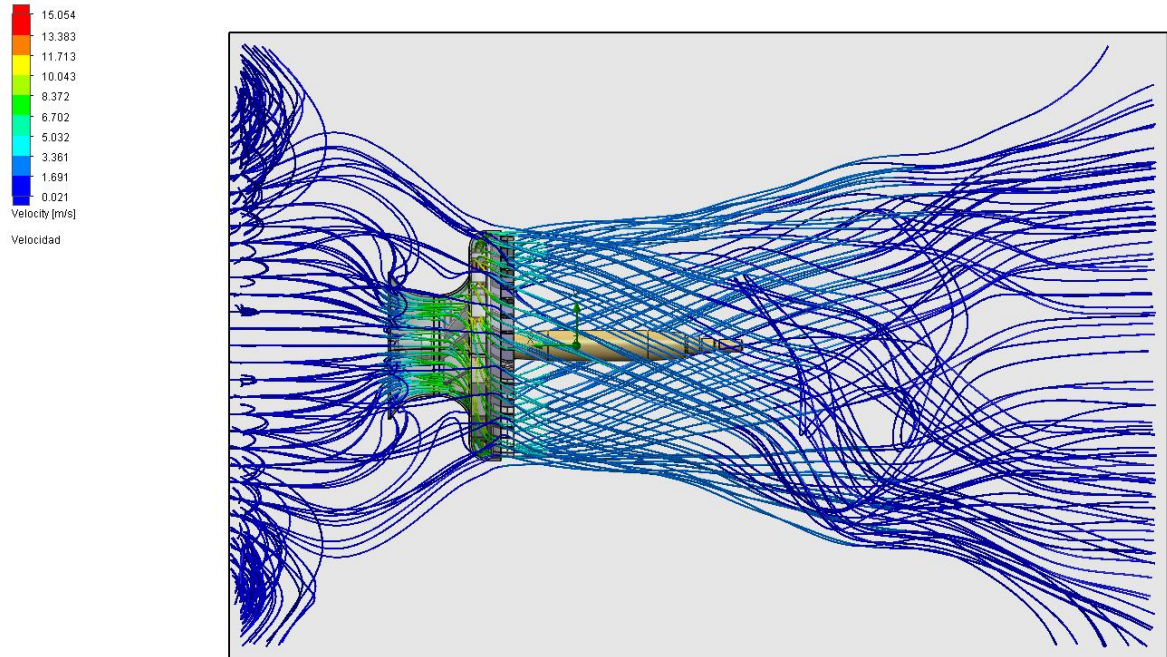


Figura 16. Velocidades del flujo a 5 000 rpm
Fuente: Solidworks Flow Simulation

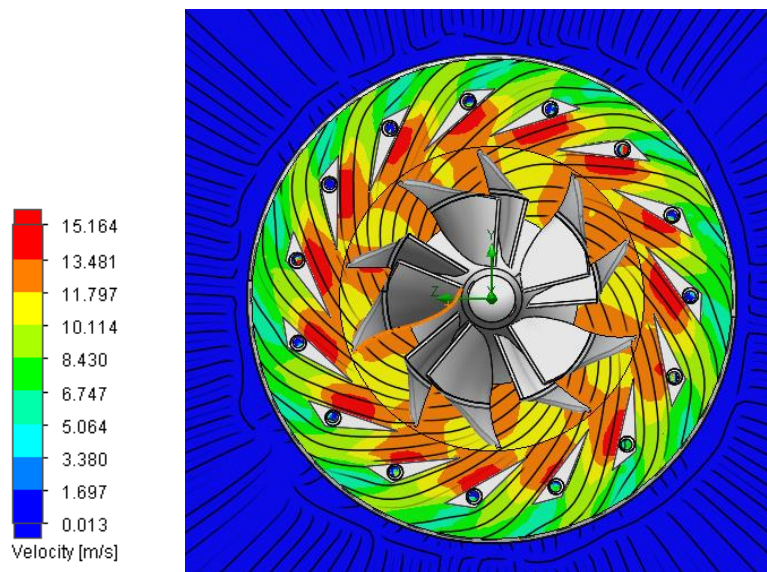


Figura 17. Distribución de velocidades en el compresor a 5 000 rpm
Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 10 000 rpm:

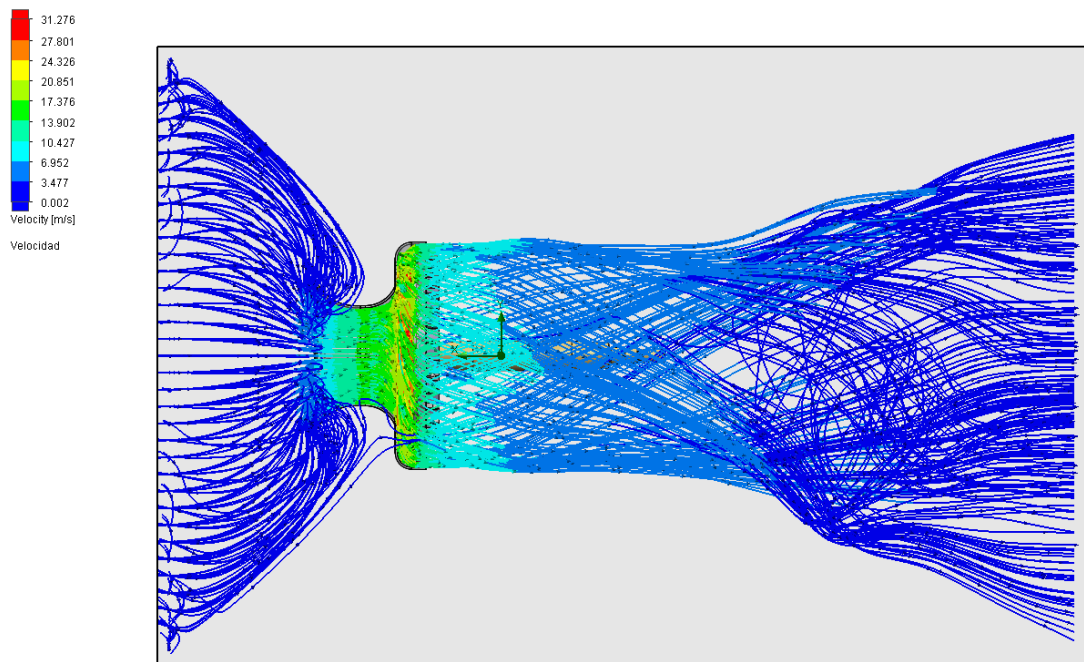


Figura 18. Velocidades del flujo a 10 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

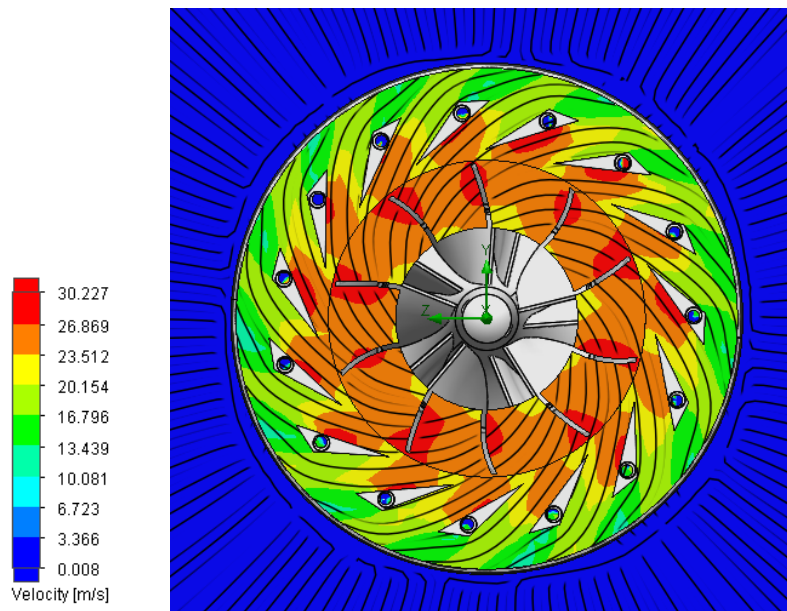


Figura 19. Distribución de velocidades en el compresor a 10 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 20 000 rpm:

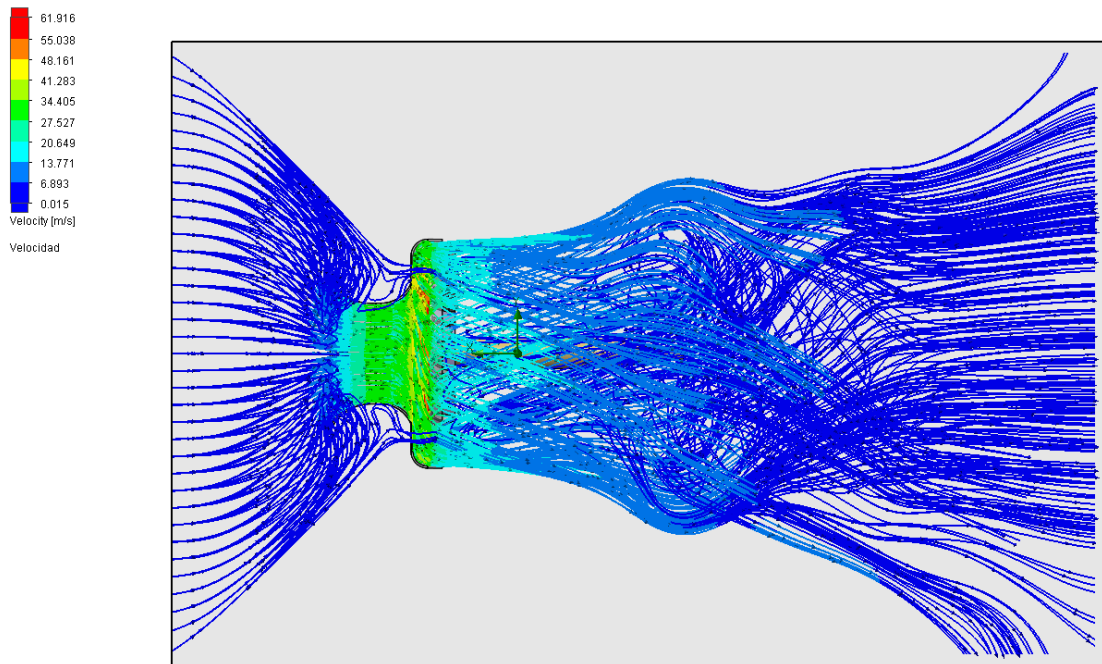


Figura 20. Velocidades del flujo a 20 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

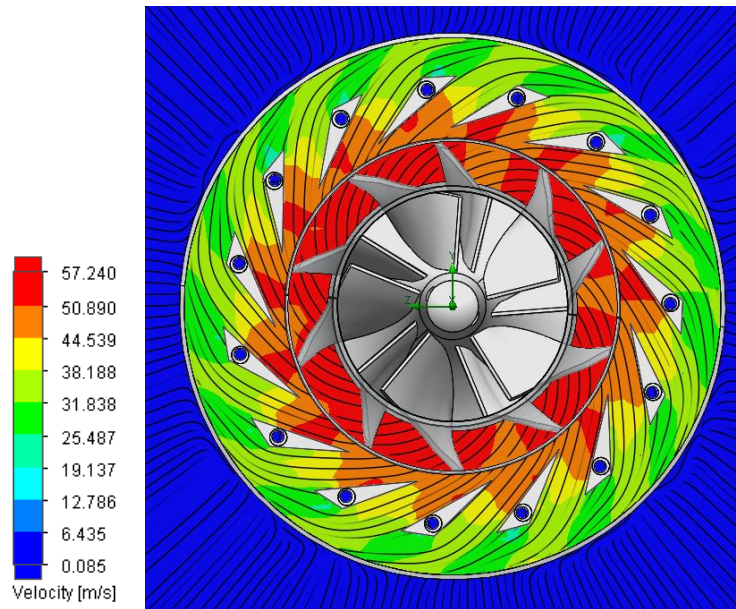


Figura 21. Distribución de velocidades en el compresor a 20 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 30 000 rpm:

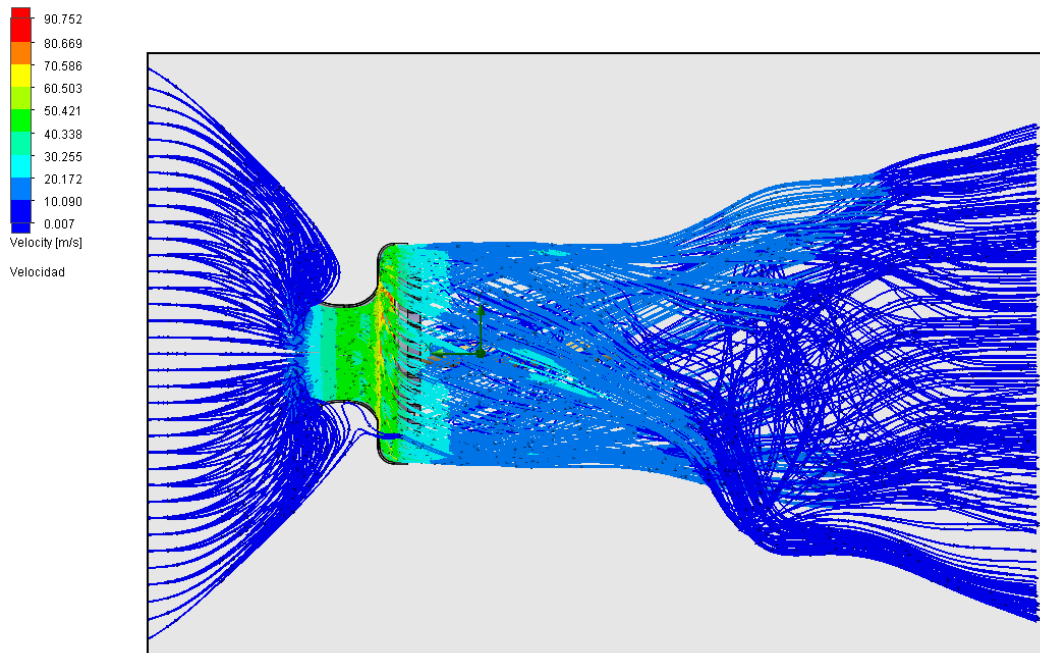


Figura 22. Velocidades del flujo a 30 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

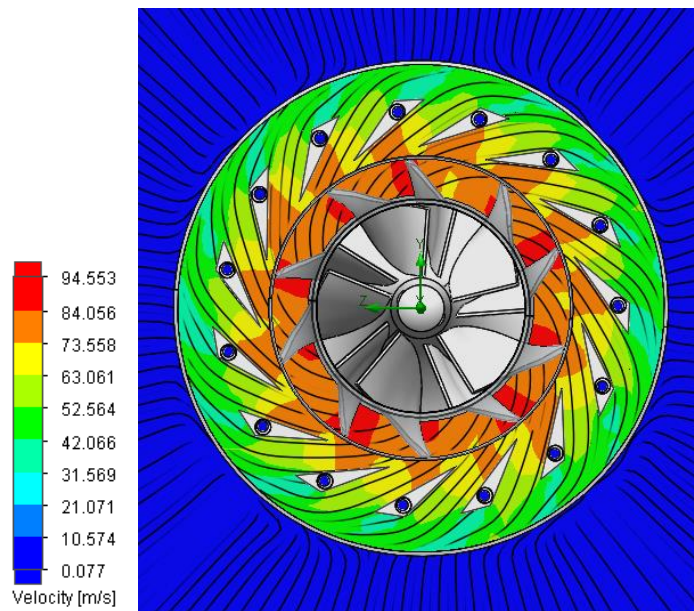


Figura 23. Distribución de velocidades en el compresor a 30 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 40 000 rpm:

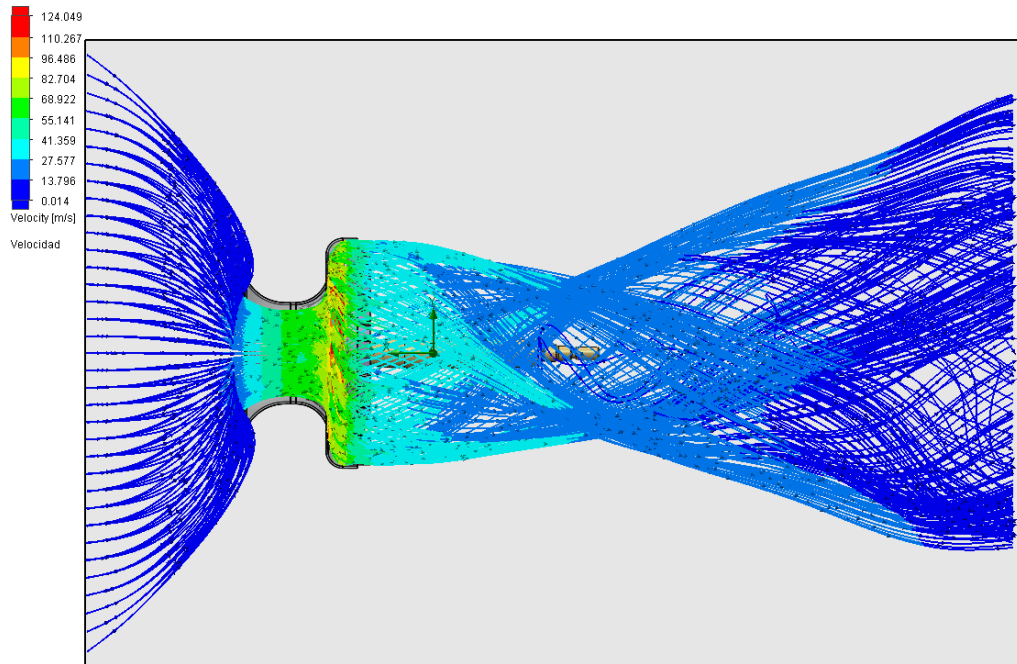


Figura 24. Velocidades del flujo a 40 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

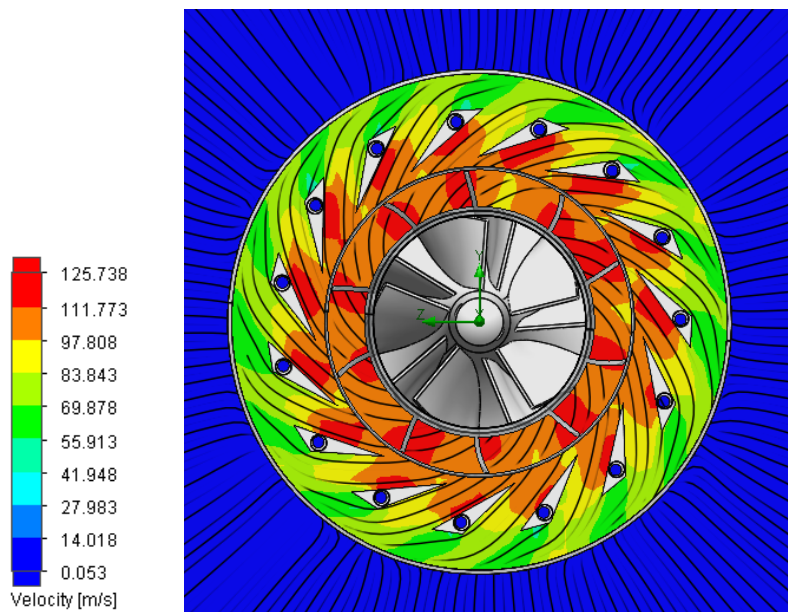


Figura 25. Distribución de velocidades en el compresor a 40 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 50 000 rpm:

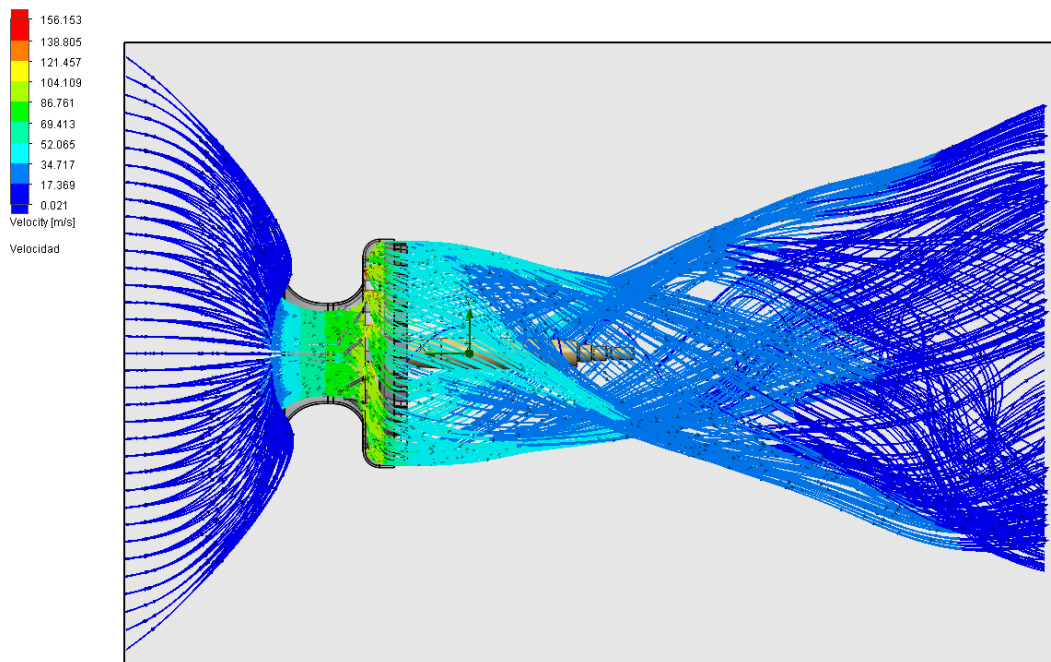


Figura 26. Velocidades del flujo a 50 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

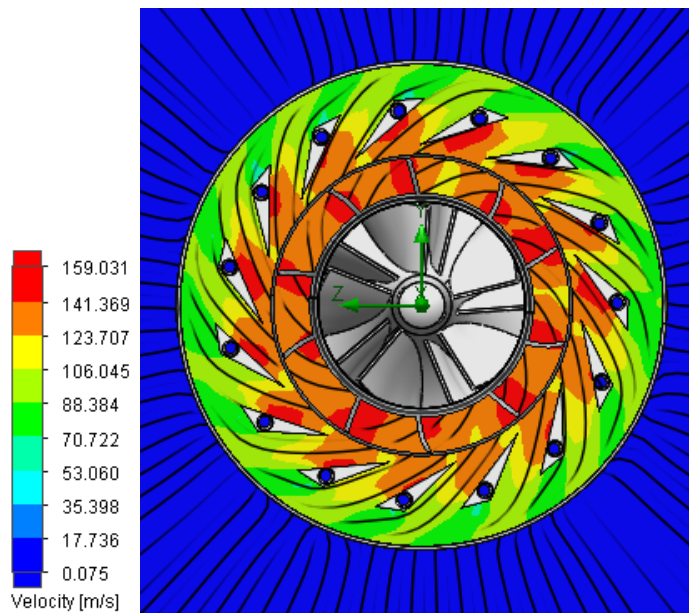


Figura 27. Distribución de velocidades en el compresor a 50 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 60 000 rpm:

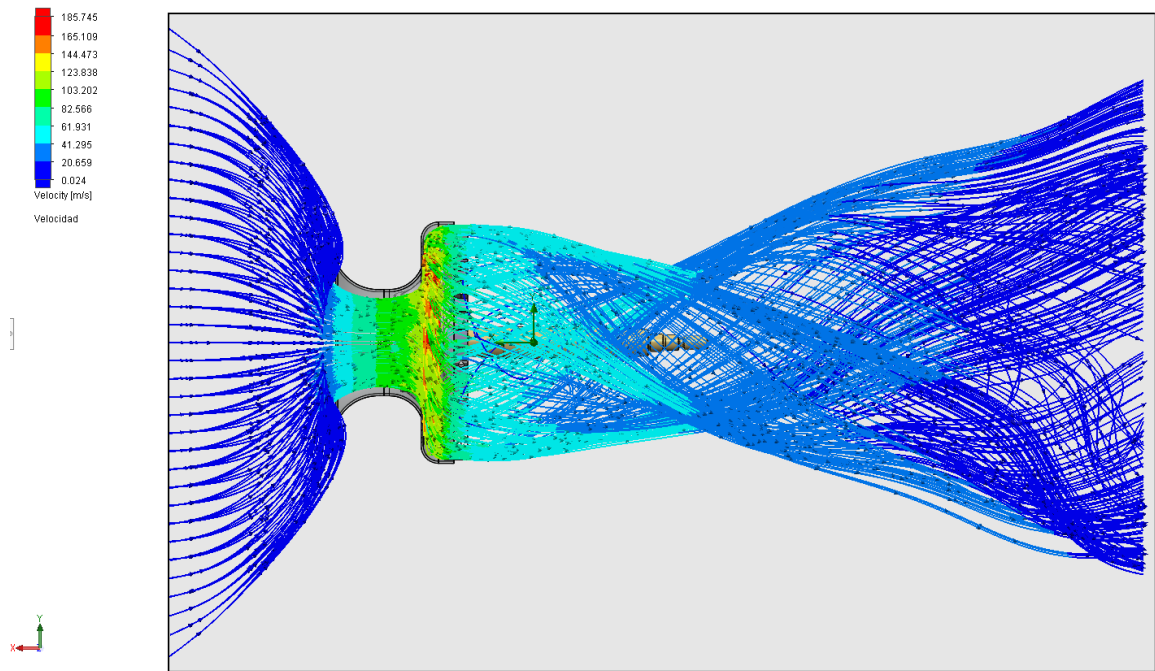


Figura 28. Velocidades del flujo a 60 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

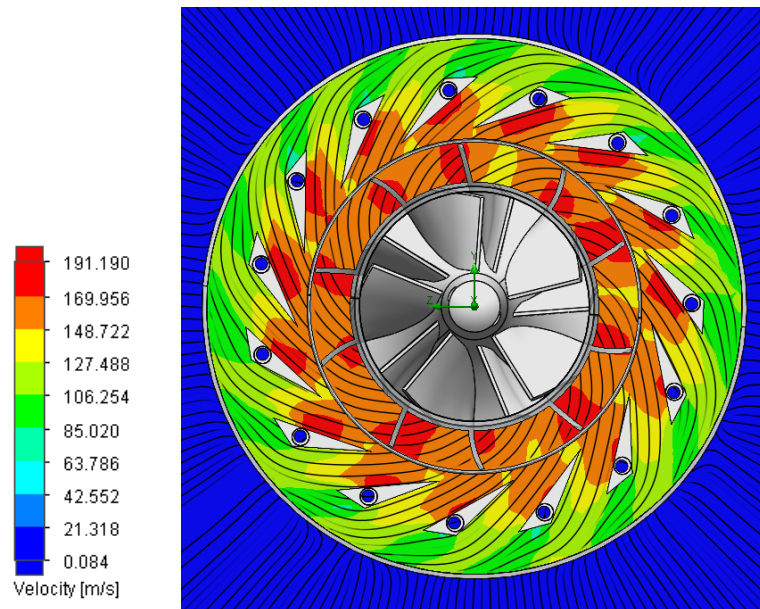


Figura 29. Distribución de velocidades en el compresor a 60 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 70 000 rpm:

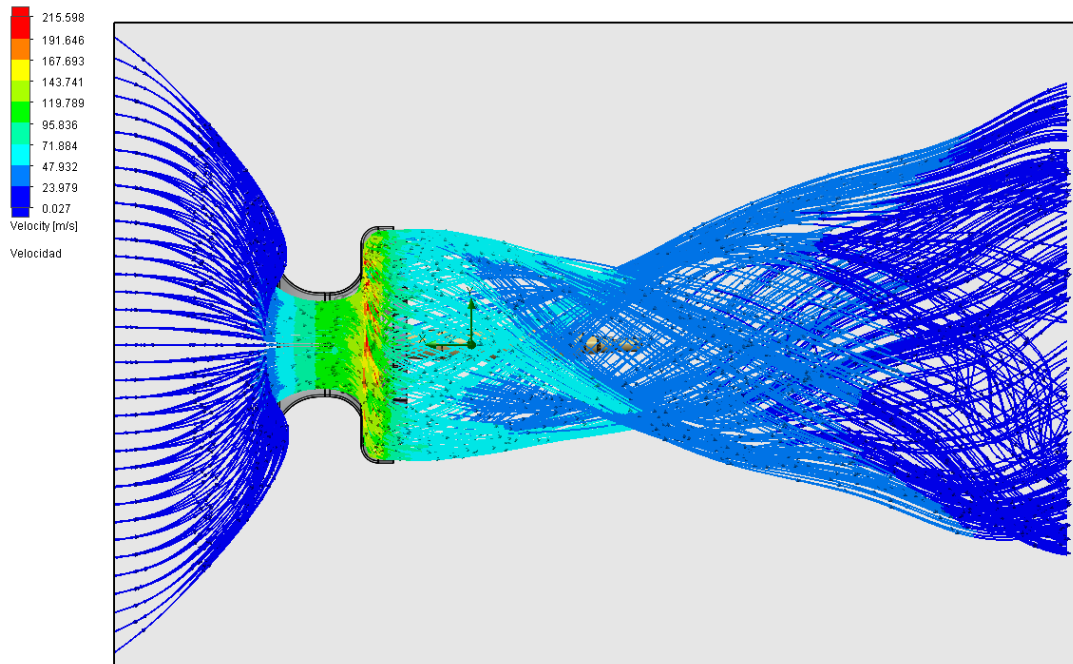


Figura 30. Velocidades del flujo a 70 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

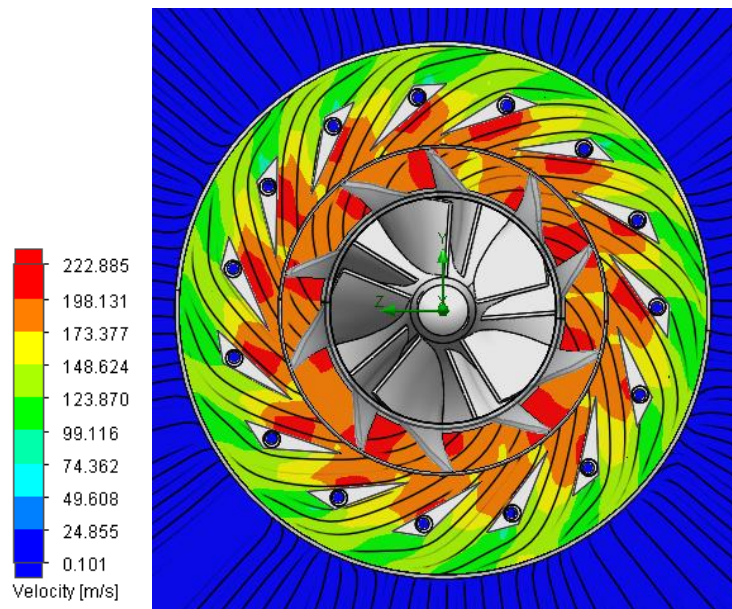


Figura 31. Distribución de velocidades en el compresor a 70 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 80 000 rpm:

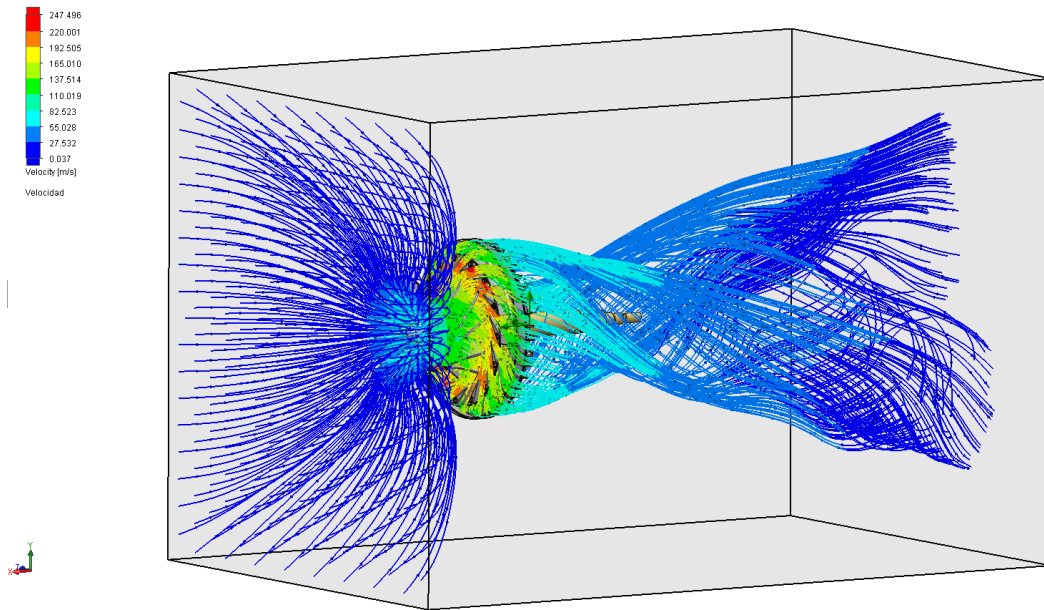


Figura 32. Velocidades del flujo a 80 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

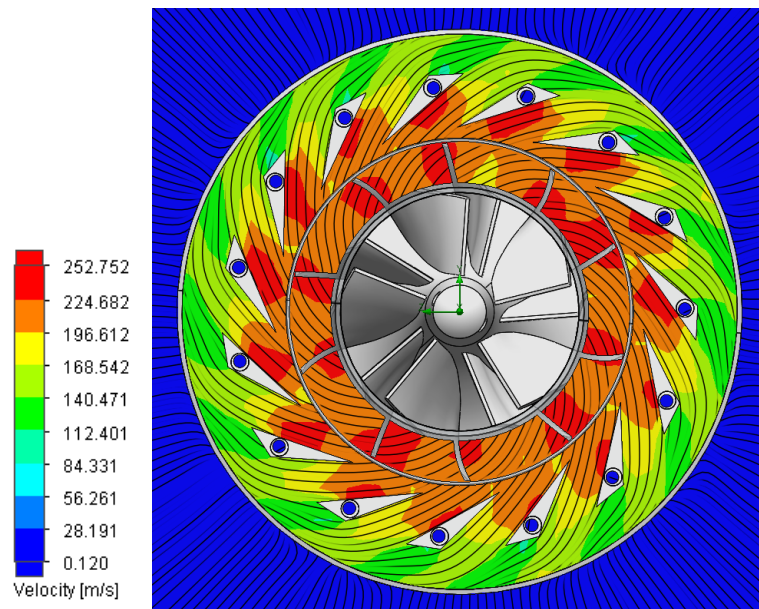


Figura 33. Distribución de velocidades en el compresor a 80 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 90 000 rpm:

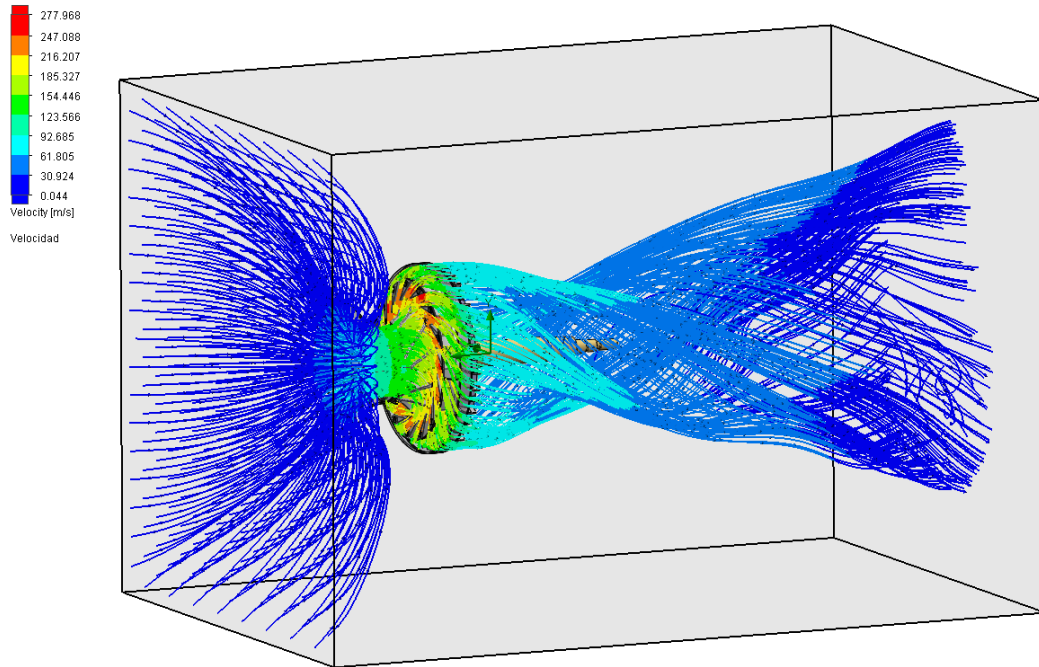


Figura 34. Velocidades del flujo a 90 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

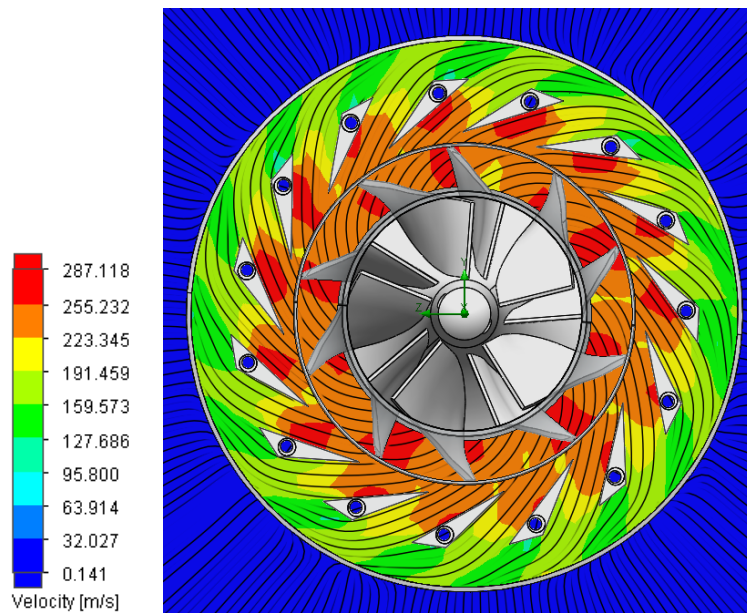


Figura 35. Distribución de velocidades en el compresor a 90 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 100 000 rpm:

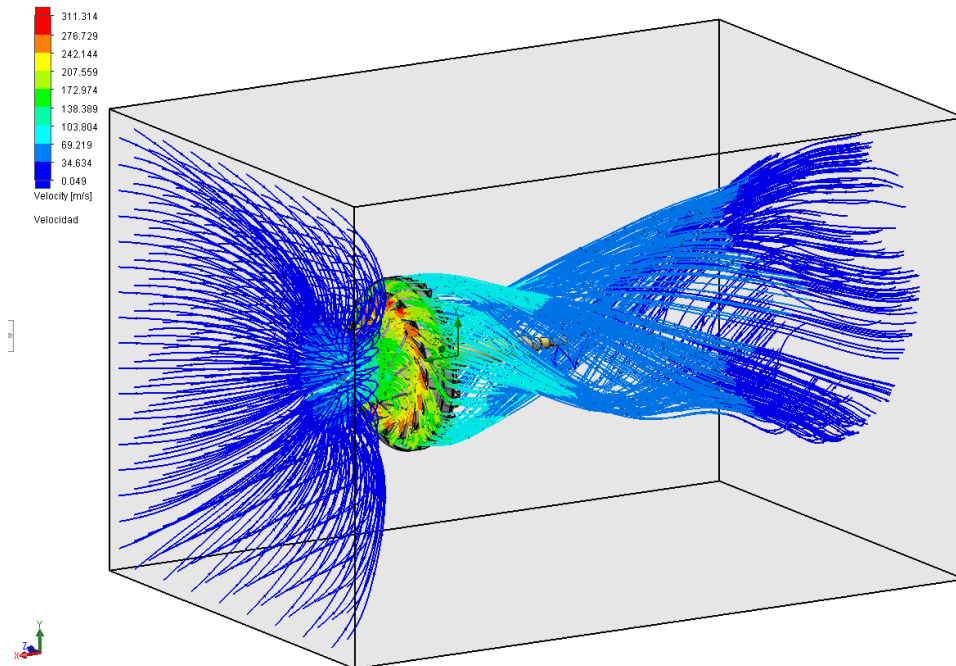


Figura 36. Velocidades del flujo a 100 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

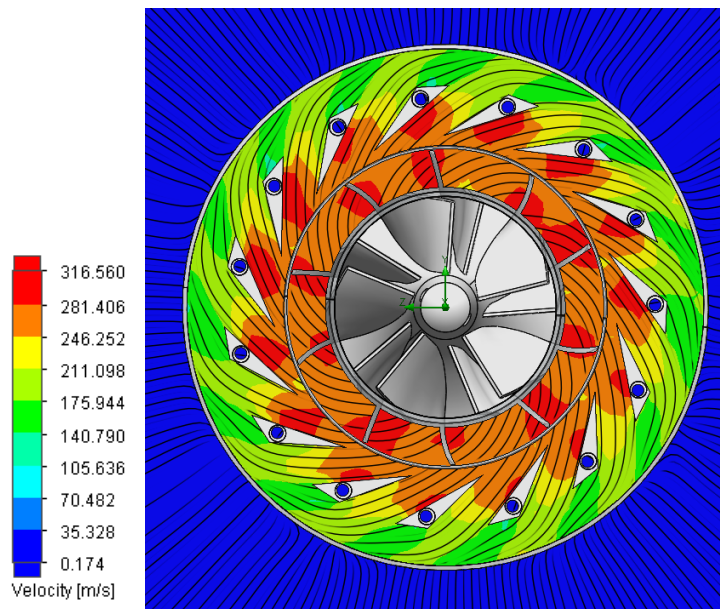


Figura 37. Distribución de velocidades en el compresor a 100 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 110 000 rpm:

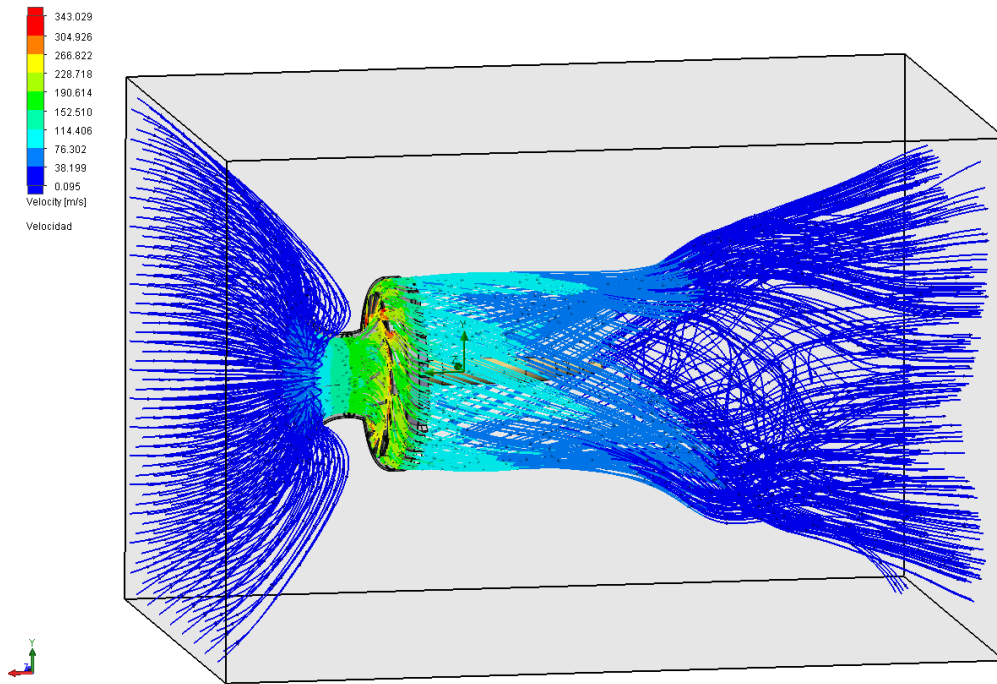


Figura 38. Velocidades del flujo a 110 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

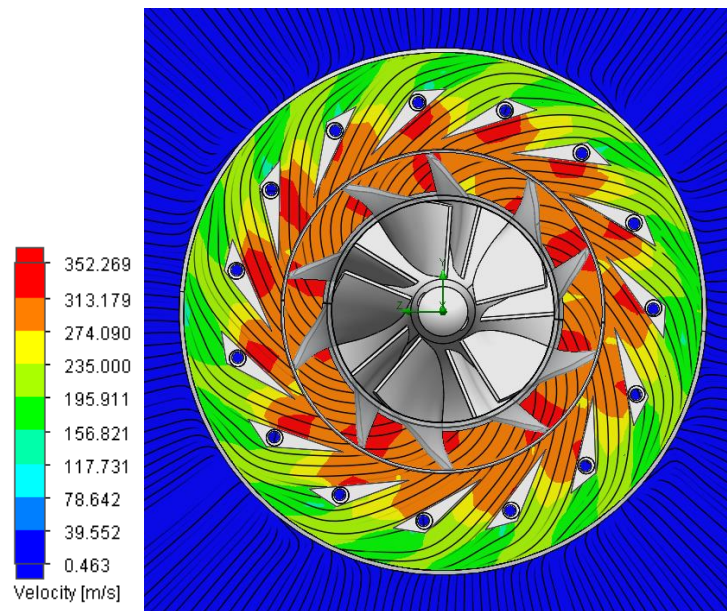


Figura 39. Distribución de velocidades en el compresor a 110 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 120 000 rpm:

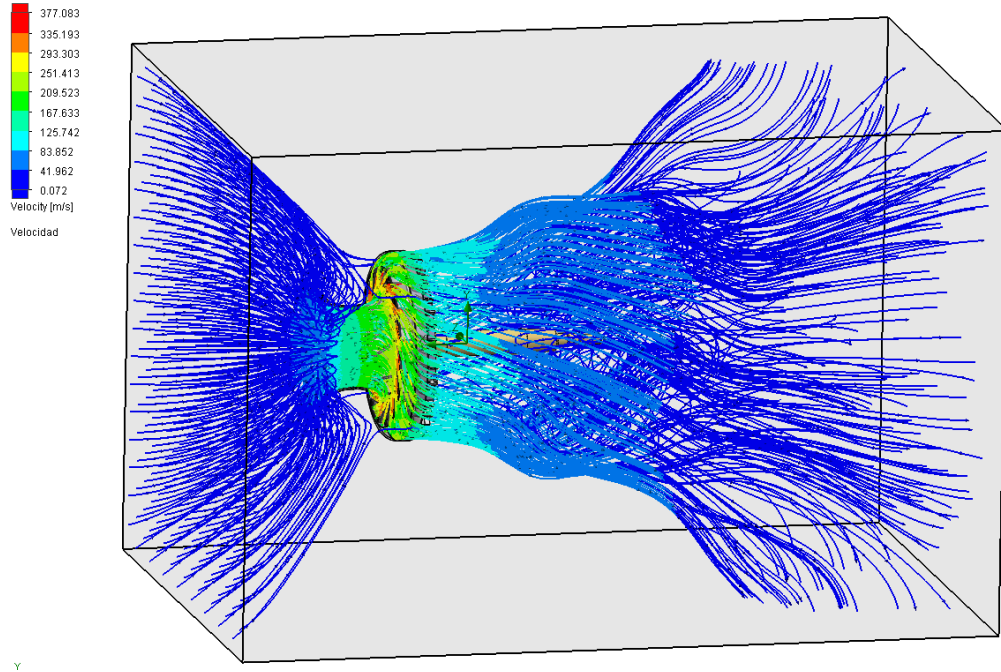


Figura 40. Velocidades del flujo a 120 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

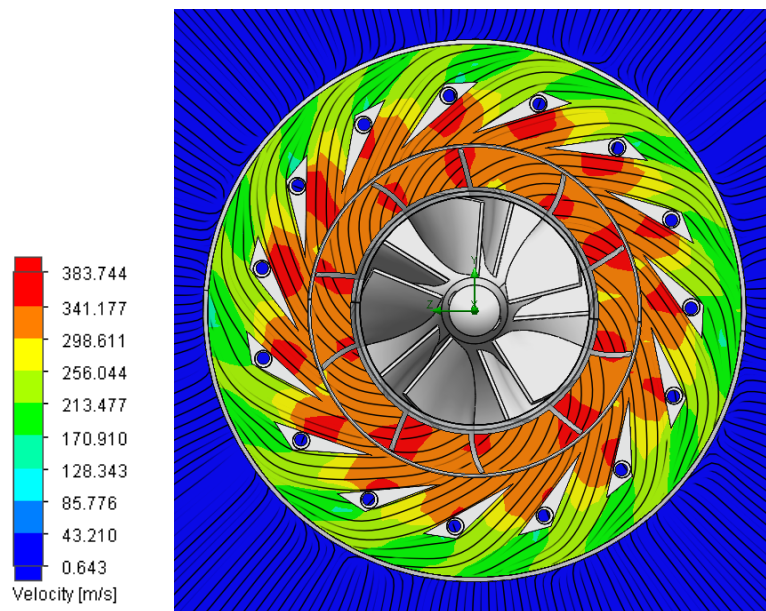


Figura 41. Distribución de velocidades en el compresor a 120 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 130 000 rpm:

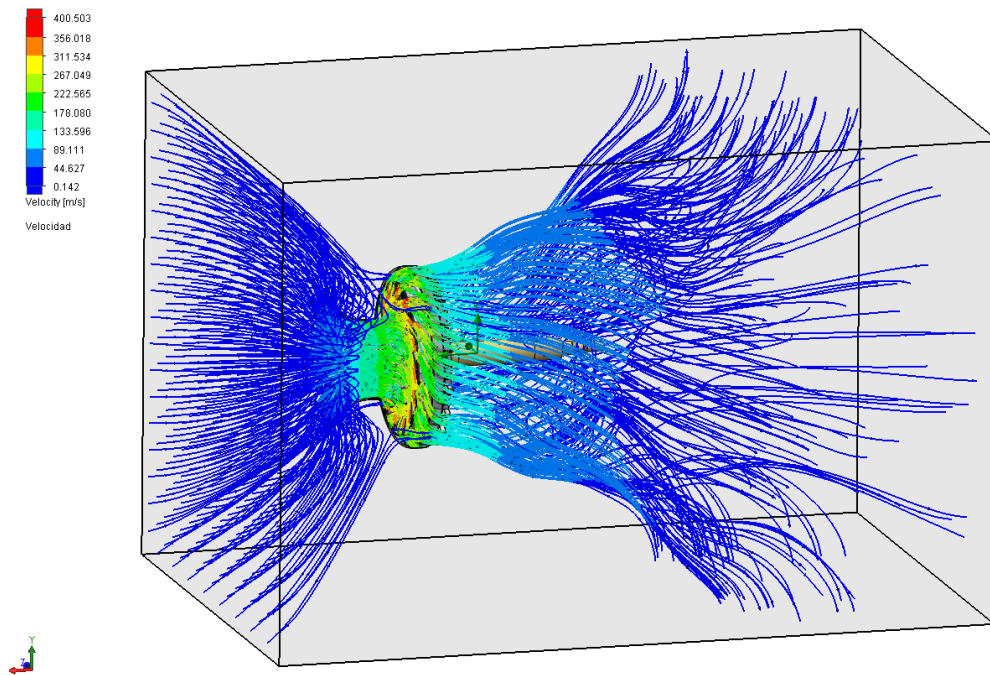


Figura 42. Velocidades del flujo a 130 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

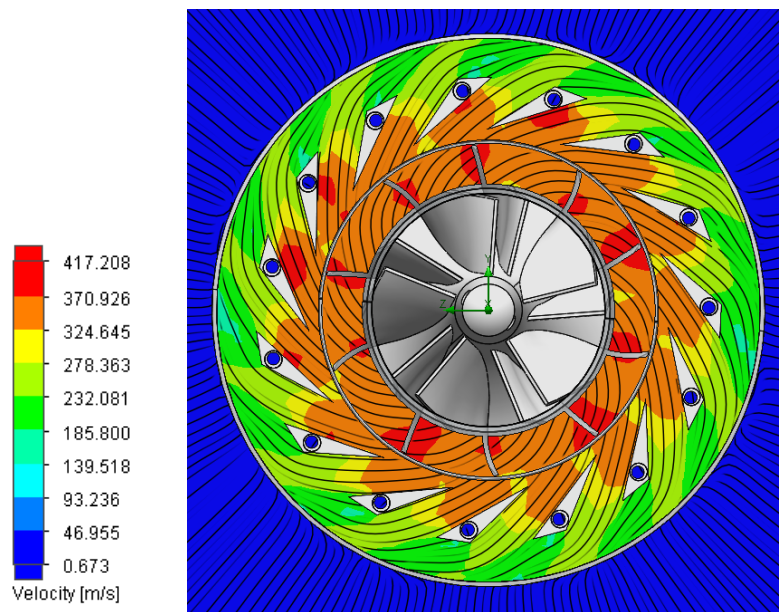


Figura 43. Distribución de velocidades en el compresor a 130 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 140 000 rpm:

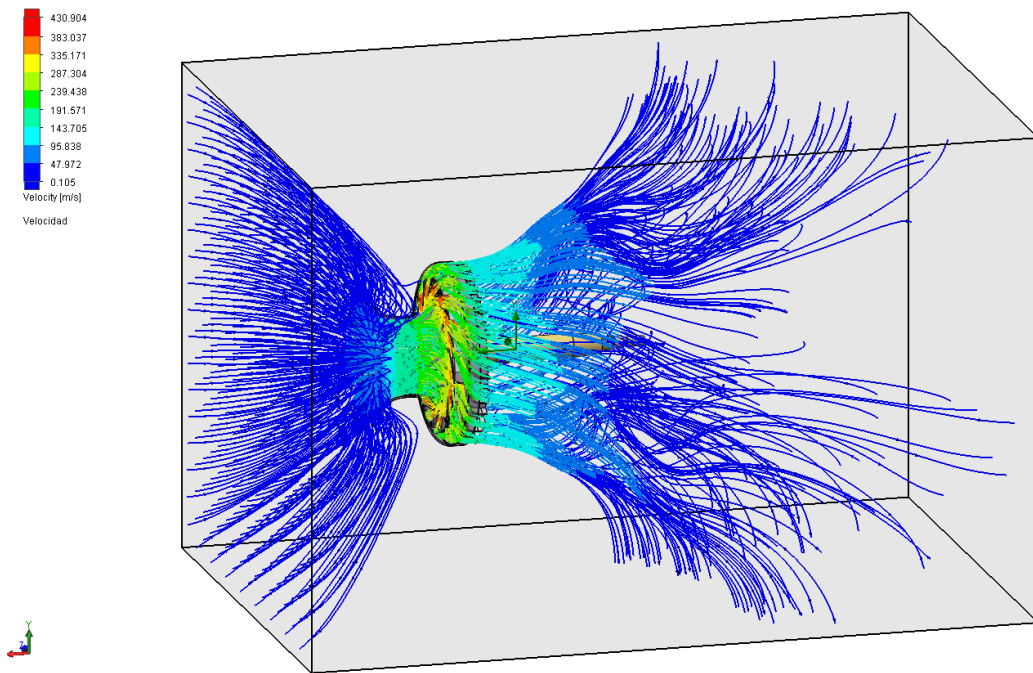


Figura 44. Velocidades del flujo a 140 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

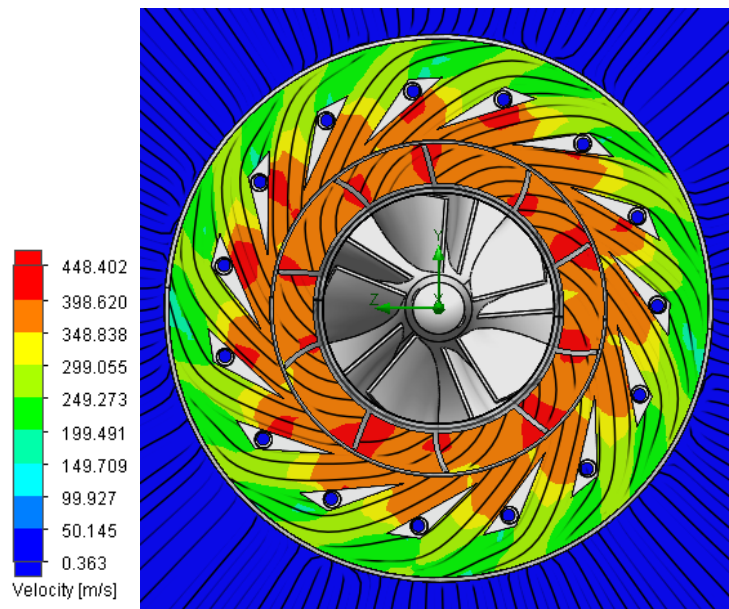


Figura 45. Distribución de velocidades en el compresor a 140 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

- 1.2. Determinación de la relación de compresión del compresor a velocidad de operación.

La velocidad de operación de la turbina J66 – 8 es 100 000 rpm

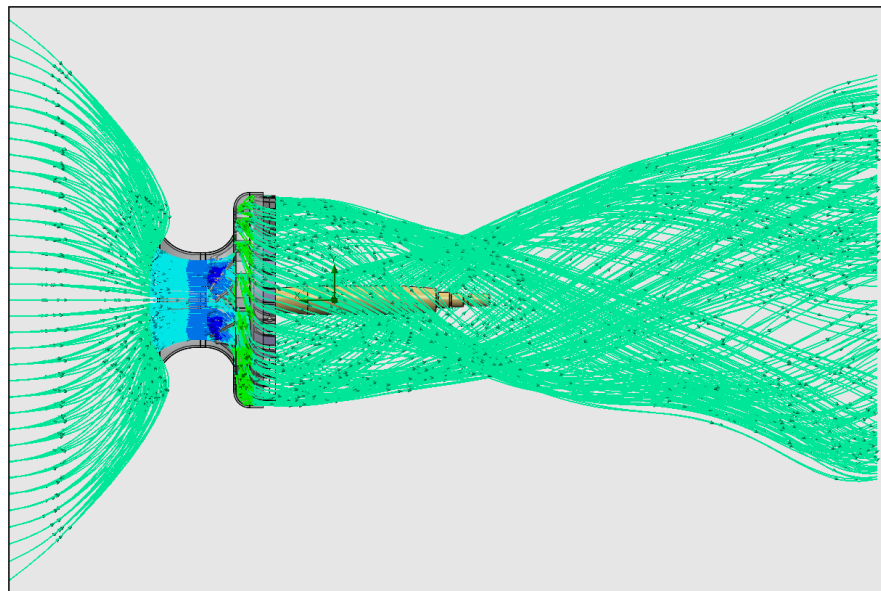
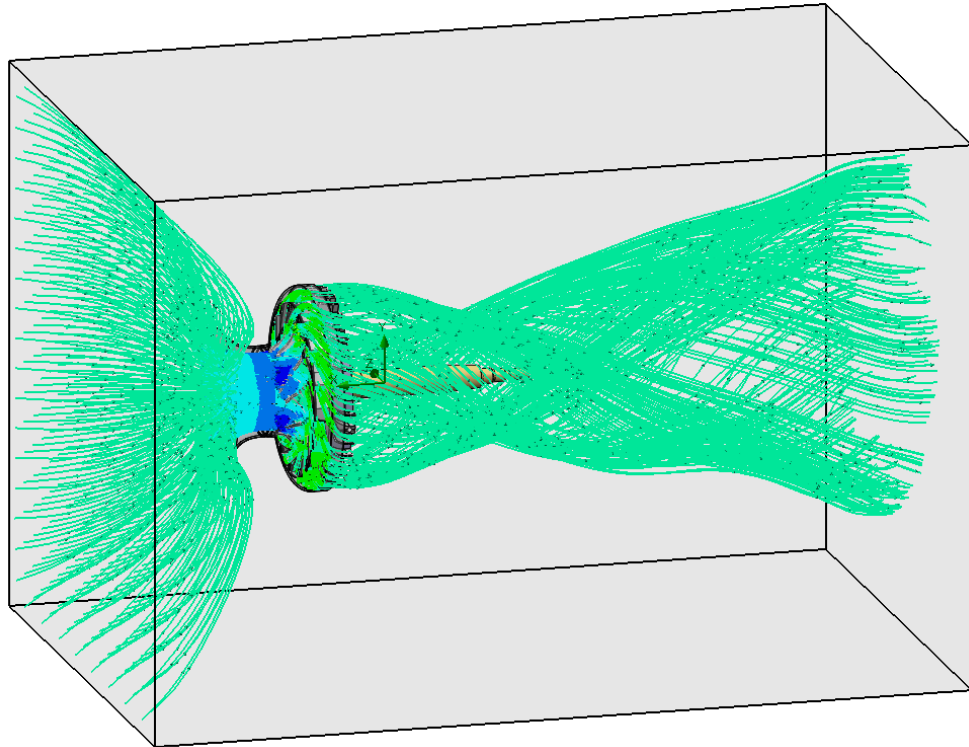


Figura 46. Distribución de las presiones en la etapa de compresión a 100 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

La figura 46 nos muestra como en primera instancia el compresor genera una succión disminuyendo la presión atmosférica para después, con el paso del flujo a través de sus álabes, elevarla nuevamente

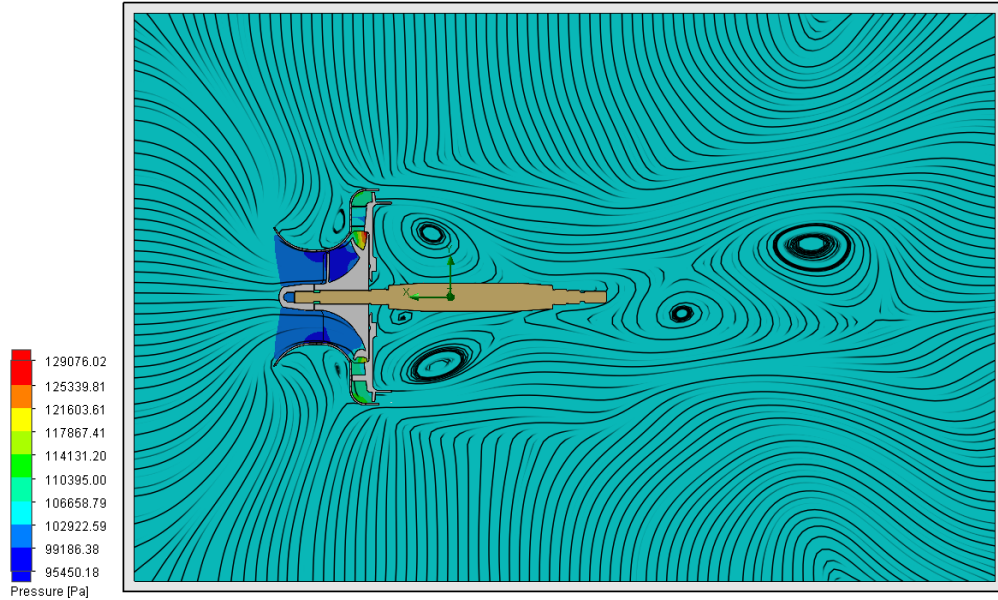


Figura 47. Detalle de la distribución de presiones en la etapa de compresión

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Como se muestra en la Figura 47, a la salida del difusor se tiene una presión de 129 076,03 Pa. Con la relación entre esta presión y la atmosférica se determina la relación de compresión.

$$r_c = \frac{129\,076,02}{101\,325}$$

$$r_c = 1,27$$

2. Análisis y estudio de la etapa de combustión

La etapa de cámara de combustión está definida por la geometría, tal y como se muestra en la figura 48:

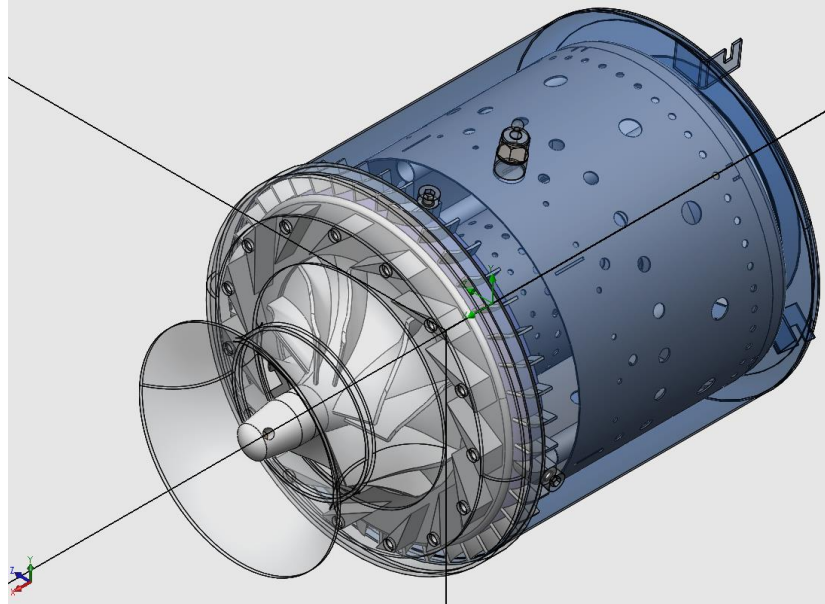


Figura 48: Geometría y distribución de la etapa de combustión

Fuente: Elaboración propia

Teniendo en cuenta que el compresor aparte de elevar la presión también eleva la temperatura, tenemos la siguiente temperatura de ingreso a la cámara de combustión a 100 000 rpm (Velocidad de operación).

$$T = 363,18 K$$

Además, esta micro – turbina tiene un exceso de aire permisible entre el 300 – 400 %.

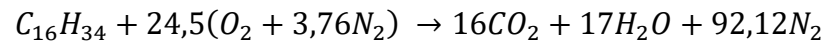
Con estos datos se procede a realizar los cálculos para determinar temperaturas y relaciones aire combustible tanto para el combustible Jet A1 y el combustible propuesto, hidrógeno.

2.1. Utilizando el combustible Jet A1

Tabla 4. Tabla de propiedades de los gases ideales. Para análisis con Jet A1

Tabla: Propiedades de los Gases Ideales (h en kJ/kmol, φ en kJ/kmol-K)																
T (K)	CO		CO ₂		H ₂		H ₂ O		N ₂		O ₂		CH ₄		Aire	
	h	φ	h	φ	h	φ	h	φ	h	φ	h	φ	h	φ	h	φ
200	5804.9	185.991	5091.8	199.980	5667.8	119.303	6626.8	175.506	5803.1	179.944	5814.7	193.481	6691.7	172.733	5848.2	182.511
298.15	8671.0	197.653	9364.0	213.795	8467.0	130.680	9904.0	188.834	8670.0	191.609	8683.0	205.147	10018.7	186.233	8703.5	194.128
300	8724.9	197.833	9432.8	214.025	8520.4	130.858	9966.1	189.042	8723.9	191.789	8737.3	205.329	10089.9	186.471	8757.2	194.308
363.18									10566.5		10614.8					
400	11646.2	206.236	13366.7	225.314	11424.9	139.212	13357.0	198.792	11640.4	200.179	11708.9	213.872	13888.9	197.367	11675.2	202.701
500	14601.4	212.828	17668.9	234.901	14348.6	145.736	16830.2	206.538	14580.2	206.737	14767.3	220.693	18225.3	207.019	14631.0	209.294
600	17612.7	218.317	22271.3	243.284	17278.6	151.078	20405.9	213.054	17564.2	212.176	17926.1	226.449	23151.4	215.984	17643.3	214.784
700	20692.6	223.063	27120.0	250.754	20215.1	155.604	24096.2	218.741	20606.2	216.865	21181.4	231.466	28659.1	224.463	20721.8	219.529
800	23845.9	227.273	32172.6	257.498	23166.4	159.545	27907.2	223.828	23715.2	221.015	24519.3	235.922	34704.6	232.528	23869.7	223.731
900	27070.6	231.070	37395.9	263.648	26141.9	163.049	31842.5	228.461	26891.8	224.756	27924.0	239.931	41232.6	240.212	27084.6	227.517
989.15			42180.8				35463.9		29780.6		31008.9					
1000	30359.8	234.535	42763.1	269.302	29147.3	166.215	35904.6	232.740	30132.2	228.169	31384.4	243.576	48200.7	247.550	30360.5	230.968
1100	33705.1	237.723	48248.2	274.529	32187.4	169.112	40094.1	236.732	33428.8	231.311	34893.5	246.921	55567.3	254.568	33691.0	234.142
1200	37099.6	240.676	53836.7	279.391	35266.4	171.791	44412.4	240.489	36778.0	234.225	38441.1	250.007	63290.1	261.285	37068.6	237.08
1300	40537.1	243.428	59512.8	283.934	38386.7	174.289	48851.4	244.041	40173.0	236.942	42022.9	252.874	71325.4	267.716	40488.0	239.817
1400	44012.0	246.003	65263.1	288.195	41549.8	176.633	53403.6	247.414	43607.8	239.487	45635.9	255.551	79634.7	273.872	43944.6	242.379
1500	47519.3	248.422	71076.3	292.206	44756.1	178.845	58061.6	250.628	47077.1	241.881	49277.4	258.064	88183.9	279.770	47434.0	244.786
1600	51054.8	250.704	76943.0	295.992	48005.7	180.942	62818.1	253.697	50576.6	244.139	52945.4	260.431	96943.5	285.422	50952.8	247.057
1700	54614.9	252.862	82855.4	299.576	51297.9	182.937	67666.1	256.636	54102.5	246.276	56638.3	262.670	105887.7	290.844	54497.7	249.206
1800	58196.5	254.909	88807.3	302.978	54631.5	184.843	72599.1	259.455	57651.4	248.305	60355.1	264.794	114994.3	296.049	58066.0	251.245
1900	61796.9	256.856	94793.9	306.215	58004.8	186.666	77610.7	262.165	61220.9	250.235	64094.9	266.816	124244.4	301.050	61655.6	253.186
2000	65413.9	258.711	100811.2	309.301	61416.1	188.416	82694.7	264.772	64808.5	252.075	67857.5	268.746	133621.7	305.860	65264.4	255.037
2100	69045.8	260.483	106856.4	312.250	64863.3	190.098	87845.6	267.285	68412.5	253.833	71642.6	270.593	143112.5	310.490	68890.3	256.807
2200	72691.0	262.179	112927.3	315.075	68344.2	191.717	93057.9	269.710	72031.5	255.517	75450.0	272.364	152705.1	314.952	72533.5	258.501
2300	76348.3	263.805	119022.2	317.784	71856.8	193.279	98326.7	272.052	75664.0	257.132	79279.7	274.066	162389.7	319.257	76191.4	260.127
2400	80016.7	265.366	125139.6	320.387	75399.0	194.786	103647.3	274.316	79309.1	258.683	83131.9	275.706	172157.5	323.414	79863.5	261.69
2500	83695.4	266.867	131278.2	322.893	78969.1	196.243	109015.5	276.508	82965.7	260.176	87006.2	277.287	182001.0	327.432	83549.0	263.194
2600	87383.4	268.314	137436.6	325.308	82565.7	197.654	114427.7	278.630	86632.9	261.614	90902.6	278.815	191913.1	331.320	87247.2	264.645
2700	91080.2	269.709	143613.0	327.639	86187.7	199.021	119880.3	280.688	90309.8	263.001	94820.6	280.294	201886.9	335.084	90957.4	266.045
2800	94785.0	271.056	149805.2	329.891	89834.8	200.347	125370.6	282.685	93995.3	264.342	98759.4	281.726	211915.6	338.731	94679.0	267.398
2900	98497.0	272.359	156010.3	332.069	93507.0	201.636	130896.2	284.624	97688.2	265.638	102717.9	283.115	221991.7	342.267	98411.2	268.708
3000	102215.2	273.620	162224.3	334.175	97205.4	202.890	136455.2	286.508	101387.1	266.892	106694.5	284.464	232106.8	345.696	102153.2	269.977

Fuente: Internal combustion engine fundamentals. Jhon B. Heywood.



Considerando el sistema de combustión adiabático:

$$H_2 - H_1 = 0$$

$$\sum_{\text{Productos}} N(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref}) = \sum_{\text{Reactantes}} N(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})$$

$$16(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})_{CO_2} + 17(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})_{H_2O} + 92,12(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})_{N_2}$$

$$= 1(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \Delta\bar{h}_{f,ref})_{C_{16}H_{34}} + 24,5(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 92,12(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{N_2}$$

Tabla 5. Propiedades del aire de ingreso a la cámara de combustión a 363,18 K

Sustancia	\bar{h}_{ref}	\bar{h}_1 (363, 18 K)	$\Delta\bar{h}_{f,ref}$
$C_{16}H_{34}$	$\bar{h}_{ref} = \bar{h}_1$	\bar{h}_1	- 454 500
O_2	8 683,0	10 614,8	-
N_2	8 670	10 566,5	-

$$16(\bar{h}_2)_{CO_2} + 17(\bar{h}_2)_{H_2O} + 92,12(\bar{h}_2)_{N_2}$$

$$= [16(9 364 + 393 522) + 17(9 904 + 241 826) + 92,12(8 670)]$$

$$- [-454 500 + 24,5(10 614,8 - 8 683) + 92,12(10 566,5 - 8 670)]$$

$$16(\bar{h}_2)_{CO_2} + 17(\bar{h}_2)_{H_2O} + 92,12(\bar{h}_2)_{N_2} = 11\,756\,731,7$$

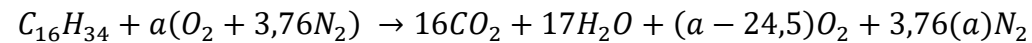
Según la tabla 4 la temperatura de flama adiabática del Jet A1 estequiométrico será: 2530 K

Ahora, se establece un límite de temperatura a la salida de la cámara de combustión por el tipo de material que se usa, esta temperatura es:

$$T_{salida} = 716 \text{ °C} = 989,15 \text{ K}$$

Tabla 6. Propiedades de los gases

Sustancia	\bar{h}_2 (989,15 K)	\bar{h}_1 (298,15 K)	$\Delta\bar{h}_{f,ref}$
CO_2	42 180,8	9 364	- 393 522
H_2O	35 463,9	9 904	- 241 826
O_2	31 008,9	8 683	-
N_2	29 780,6	8 670	-



Considerando el sistema de combustion adiabático:

$$H_2 - H_1 = 0$$

$$\sum_{\text{Productos}} N(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta h}_{f,ref}) = \sum_{\text{Reactantes}} N(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta h}_{f,ref})$$

$$16(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta h}_{f,ref})_{CO_2} + 17(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta h}_{f,ref})_{H_2O} + (a - 24,5)(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 3,76(a)(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{N_2}$$

$$= 1(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta h}_{f,ref})_{C_{16}H_{34}} + a(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 3,76(a)(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{N_2}$$

Ordenando:

$$a(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 3,76(a)(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{N_2} - (a - 24,5)(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2} - 3,76(a)(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{N_2}$$

$$= 16(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta h}_{f,ref})_{CO_2} + 17(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta h}_{f,ref})_{H_2O} - 1(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta h}_{f,ref})_{C_{16}H_{34}}$$

Factorizando:

$$a(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} - \bar{h}_2 + \bar{h}_{ref})_{O_2} + 24,5(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{N_2} + 3,76(a)(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} - \bar{h}_2 + \bar{h}_{ref})_{O_2}$$

$$= 16(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta h}_{f,ref})_{CO_2} + 17(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta h}_{f,ref})_{H_2O} - 1(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta h}_{f,ref})_{C_{16}H_{34}}$$

$$a(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2} + 3,76(a)(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{N_2}$$

$$= 16(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{CO_2} + 17(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{H_2O} - (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{C_{16}H_{34}} - 24,5(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2}$$

$$a \left[(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2} + 3,76(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{N_2} \right]$$

$$= 16(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{CO_2} + 17(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{H_2O} - (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{C_{16}H_{34}} - 24,5(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2}$$

$$a = \frac{16(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{CO_2} + 17(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{H_2O} - (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{C_{16}H_{34}} - 24,5(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2}}{(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{O_2} + 3,76(\bar{h}_1 - \bar{h}_2)_{N_2}}$$

$$a = \frac{16(42\,180,8 - 9\,364 - 393\,522) + 17(35\,463,9 - 9\,904 - 241\,826) - (454\,500) - 24,5(31\,008,8 - 8\,683)}{(10\,614,8 - 31\,008,9) + 3,76(8\,670 - 29\,780,6)}$$

$$a_r = 104,7$$

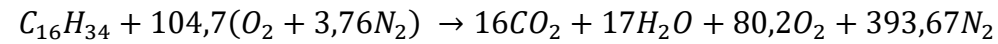
Para determinar el exceso de aire debemos tomar en cuenta el aire teórico establecido anteriormente: $a_t = 24,5$

$$ex = \frac{a_r - a_t}{a_t} \times 100$$

$$ex = \frac{104,7 - 24,5}{24,5} \times 100$$

$$ex = 327,5 \%$$

Por lo tanto, la ecuación quedaría de la siguiente manera:



La relación aire/combustible se determina de la siguiente manera:

$$r_{a/c} = \frac{104,7(32 + 3,76 \times 28)}{8 \times 16 + 34}$$

$$r_{a/c} = 88,7 \frac{kg_{air}}{kg_{fuel}}$$

O la relación combustible/aire:

$$r_{c/a} = \frac{1}{r_{a/c}}$$

$$r_{c/a} = \frac{1}{88,7}$$

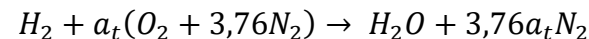
2.2. Utilizando hidrógeno como combustible

Tabla 7. Tabla de propiedades de los gases ideales, para análisis con hidrógeno

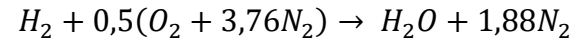
Tabla: Propiedades de los Gases Ideales (h en kJ/kmol, φ en kJ/kmol-K)																
T (K)	CO		CO ₂		H ₂		H ₂ O		N ₂		O ₂		CH ₄		Aire	
	h	φ	h	φ	h	φ	h	φ	h	φ	h	φ	h	φ	h	φ
200	5804.9	185.991	5091.8	199.980	5667.8	119.303	6626.8	175.506	5803.1	179.944	5814.7	193.481	6691.7	172.733	5848.2	182.511
298.15	8671.0	197.653	9364.0	213.795	8467.0	130.680	9904.0	188.834	8670.0	191.609	8683.0	205.147	10018.7	186.233	8703.5	194.128
300	8724.9	197.833	9432.8	214.025	8520.4	130.858	9966.1	189.042	8723.9	191.789	8737.3	205.329	10089.9	186.471	8757.2	194.308
363.18									10566.5		10614.8					
400	11646.2	206.236	13366.7	225.314	11424.9	139.212	13357.0	198.792	11640.4	200.179	11708.9	213.872	13888.9	197.367	11675.2	202.701
500	14601.4	212.828	17668.9	234.901	14348.6	145.736	16830.2	206.538	14580.2	206.737	14767.3	220.693	18225.3	207.019	14631.0	209.294
600	17612.7	218.317	22271.3	243.284	17278.6	151.078	20405.9	213.054	17564.2	212.176	17926.1	226.449	23151.4	215.984	17643.3	214.784
700	20692.6	223.063	27120.0	250.754	20215.1	155.604	24096.2	218.741	20606.2	216.865	21181.4	231.466	28659.1	224.463	20721.8	219.529
800	23845.9	227.273	32172.6	257.498	23166.4	159.545	27907.2	223.828	23715.2	221.015	24519.3	235.922	34704.6	232.528	23869.7	223.731
900	27070.6	231.070	37395.9	263.648	26141.9	163.049	31842.5	228.461	26891.8	224.756	27924.0	239.931	41232.6	240.212	27084.6	227.517
989.15							35463.9		29780.6		31008.9					
1000	30359.8	234.535	42763.1	269.302	29147.3	166.215	35904.6	232.740	30132.2	228.169	31384.4	243.576	48200.7	247.550	30360.5	230.968
1100	33705.1	237.723	48248.2	274.529	32187.4	169.112	40094.1	236.732	33428.8	231.311	34893.5	246.921	55567.3	254.568	33691.0	234.142
1200	37099.6	240.676	53836.7	279.391	35266.4	171.791	44412.4	240.489	36778.0	234.225	38441.1	250.007	63290.1	261.285	37068.6	237.08
1300	40537.1	243.428	59512.8	283.934	38386.7	174.289	48851.4	244.041	40173.0	236.942	42022.9	252.874	71325.4	267.716	40488.0	239.817
1400	44012.0	246.003	65263.1	288.195	41549.8	176.633	53403.6	247.414	43607.8	239.487	45635.9	255.551	79634.7	273.872	43944.6	242.379
1500	47519.3	248.422	71076.3	292.206	44756.1	178.845	58061.6	250.628	47077.1	241.881	49277.4	258.064	88183.9	279.770	47434.0	244.786
1600	51054.8	250.704	76943.0	295.992	48005.7	180.942	62818.1	253.697	50576.6	244.139	52945.4	260.431	96943.5	285.422	50952.8	247.057
1700	54614.9	252.862	82855.4	299.576	51297.9	182.937	67666.1	256.636	54102.5	246.276	56638.3	262.670	105887.7	290.844	54497.7	249.206
1800	58196.5	254.909	88807.3	302.978	54631.5	184.843	72599.1	259.455	57651.4	248.305	60355.1	264.794	114994.3	296.049	58066.0	251.245
1900	61796.9	256.856	94793.9	306.215	58004.8	186.666	77610.7	262.165	61220.9	250.235	64094.9	266.816	124244.4	301.050	61655.6	253.186
2000	65413.9	258.711	100811.2	309.301	61416.1	188.416	82694.7	264.772	64808.5	252.075	67857.5	268.746	133621.7	305.860	65264.4	255.037
2100	69045.8	260.483	106856.4	312.250	64863.3	190.098	87845.6	267.285	68412.5	253.833	71642.6	270.593	143112.5	310.490	68890.3	256.807
2200	72691.0	262.179	112927.3	315.075	68344.2	191.717	93057.9	269.710	72031.5	255.517	75450.0	272.364	152705.1	314.952	72533.5	258.501
2300	76348.3	263.805	119022.2	317.784	71856.8	193.279	98326.7	272.052	75664.0	257.132	79279.7	274.066	162389.7	319.257	76191.4	260.127
2400	80016.7	265.366	125139.6	320.387	75399.0	194.786	103647.3	274.316	79309.1	258.683	83131.9	275.706	172157.5	323.414	79863.5	261.69
2500	83695.4	266.867	131278.2	322.893	78969.1	196.243	109015.5	276.508	82965.7	260.176	87006.2	277.287	182001.0	327.432	83549.0	263.194
2600	87383.4	268.314	137436.6	325.308	82565.7	197.654	114427.7	278.630	86632.9	261.614	90902.6	278.815	191913.1	331.320	87247.2	264.645
2700	91080.2	269.709	143613.0	327.639	86187.7	199.021	119880.3	280.688	90309.8	263.001	94820.6	280.294	201886.9	335.084	90957.4	266.045
2800	94785.0	271.056	149805.2	329.891	89834.8	200.347	125370.6	282.685	93995.3	264.342	98759.4	281.726	211915.6	338.731	94679.0	267.398
2900	98497.0	272.359	156010.3	332.069	93507.0	201.636	130896.2	284.624	97688.2	265.638	102717.9	283.115	221991.7	342.267	98411.2	268.708
3000	102215.2	273.620	162224.3	334.175	97205.4	202.890	136455.2	286.508	101387.1	266.892	106694.5	284.464	232106.8	345.696	102153.2	269.977

Fuente: Internal combustion engine fundamentals. Jhon B. Heywood.

Para el hidrógeno:



$$a_t = 0,5$$



Considerando el sistema de combustion adiabático:

$$H_2 - H_1 = 0$$

$$\sum_{\text{Productos}} N(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref}) = \sum_{\text{Reactantes}} N(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})$$

$$(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{H_2O} + 1,88(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{N_2} = (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h}_{f,ref})_{H_2} + 0,5(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 1,88(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{N_2}$$

Tabla 8. Propiedades de los reactantes

Sustancia	\bar{h}_{ref}	\bar{h}_1	$\overline{\Delta h}_{f,ref}$
H_2	8 467,0	8 467,0	—
O_2	8 683,0	10 614,8	—
N_2	8 670,0	10 566,5	

Tabla 9. Propiedades de los productos

Sustancia	\bar{h}_{ref}	$\overline{\Delta h}_{f,ref}$
H_2O	9 904	-241 826
N_2	8 670	

$$1(\bar{h}_2)_{H_2O} + 1,88(\bar{h}_2)_{N_2} = (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{H_2} + 0,5(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 1,88(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{N_2} + (\bar{h}_{ref} - \overline{\Delta h}_{f,ref})_{H_2O} + 1,88(\bar{h}_{ref})_{N_2}$$

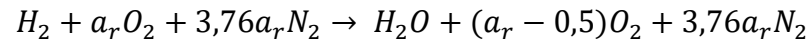
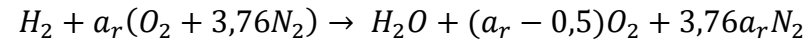
$$\begin{aligned} &1(\bar{h}_2)_{H_2O} + 1,88(\bar{h}_2)_{N_2} \\ &= 1(\bar{h}_1 - \bar{h}_1)_{H_2} + 0,5(10\ 565,5 - 8683) + 1,88(10\ 614,8 - 8670) + (9\ 904 + 241\ 826) + 1,88(8670) \end{aligned}$$

$$1(\bar{h}_2)_{H_2O} + 1,88(\bar{h}_2)_{N_2} = 272\ 627,1$$

Según la tabla 7, la temperatura de flama adiabática del Hidrógeno estequiométrico es: 2 624,3 K

Ahora, como para el jet A1, se establece un límite de temperatura a la salida de la cámara de combustión por el tipo de material que se usa, esta temperatura es:

$$T_{salida} = 716\ ^\circ\text{C} = 989,15\ \text{K}$$



Considerando el sistema de combustion adiabático:

$$H_2 - H_1 = 0$$

$$\sum_{\text{Productos}} N(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta}h_{f,ref}) = \sum_{\text{Reactantes}} N(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta}h_{f,ref})$$

$$\begin{aligned} 1(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \bar{\Delta}h_{f,ref})_{H_2O} + (a_r - 0,5)(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 3,76a_r(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{N_2} \\ = (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{H_2} + a_r(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 3,76a_r(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{N_2} \end{aligned}$$

Ordenando:

$$\begin{aligned} (a_r - 0,5)(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2} - a_r(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{O_2} + 3,76a_r(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{N_2} - 3,76a_r(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{N_2} \\ = (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{H_2} - (\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h_{f,ref}})_{H_2O} + 0,5(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2} \end{aligned}$$

$$a_r(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{O_2} + 3,76a_r(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{N_2} = (\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{H_2} - (\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h_{f,ref}})_{H_2O} + 0,5(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2}$$

Despejando a_r :

$$a_r = \frac{(\bar{h}_1 - \bar{h}_{ref})_{H_2} - (\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref} + \overline{\Delta h_{f,ref}})_{H_2O} + 0,5(\bar{h}_2 - \bar{h}_{ref})_{O_2}}{(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{O_2} + 3,76(\bar{h}_2 - \bar{h}_1)_{N_2}}$$

$$a_r = \frac{-(35\,463,9 - 9\,904 + 241\,826)_{H_2O} + 0,5(31\,008,9 - 8\,683)_{O_2}}{(31\,008,9 - 10\,614,8)_{O_2} + 3,76(29\,780,6 - 10\,566,5)_{N_2}}$$

$$a_r = 2,46$$

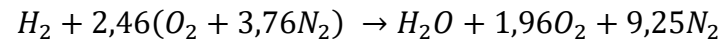
Para determinar el exceso de aire debemos tomar en cuenta el aire teórico establecido anteriormente: $a_t = 0,5$

$$ex = \frac{a_r - a_t}{a_t} \times 100$$

$$ex = \frac{2,46 - 0,5}{0,5} \times 100$$

$$ex = 391 \%$$

Por lo tanto, la ecuación quedará de la siguiente manera:



La relación aire/combustible se determina de la siguiente manera:

$$r_{a/c} = \frac{2,46(32 + 3,76 \times 28)}{2}$$

$$r_{a/c} = 168,85 \frac{kg_{air}}{kg_{fuel}}$$

O la relación combustible/aire:

$$r_{c/a} = \frac{1}{r_{a/c}}$$

$$r_{c/a} = \frac{1}{168,5}$$

$$r_{c/a} = 0,0059 \frac{kg_{fuel}}{kg_{air}}$$

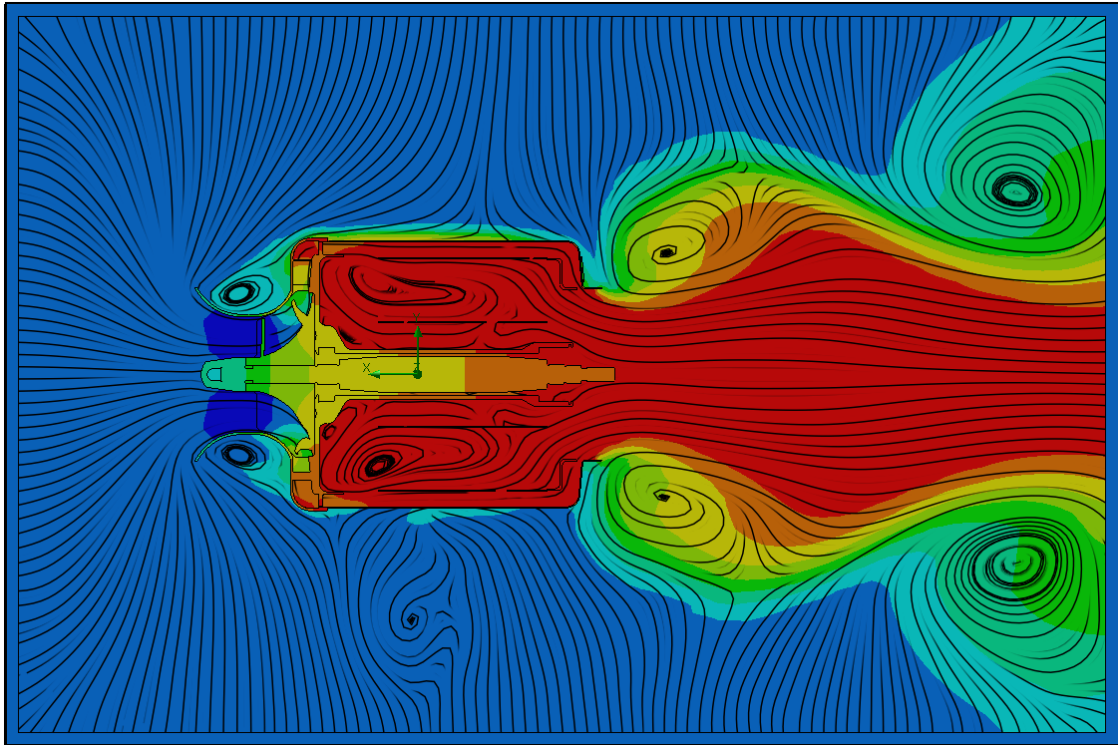


Figura 49. Distribución de las temperaturas a 100 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

3. Análisis y estudio de la etapa de expansión

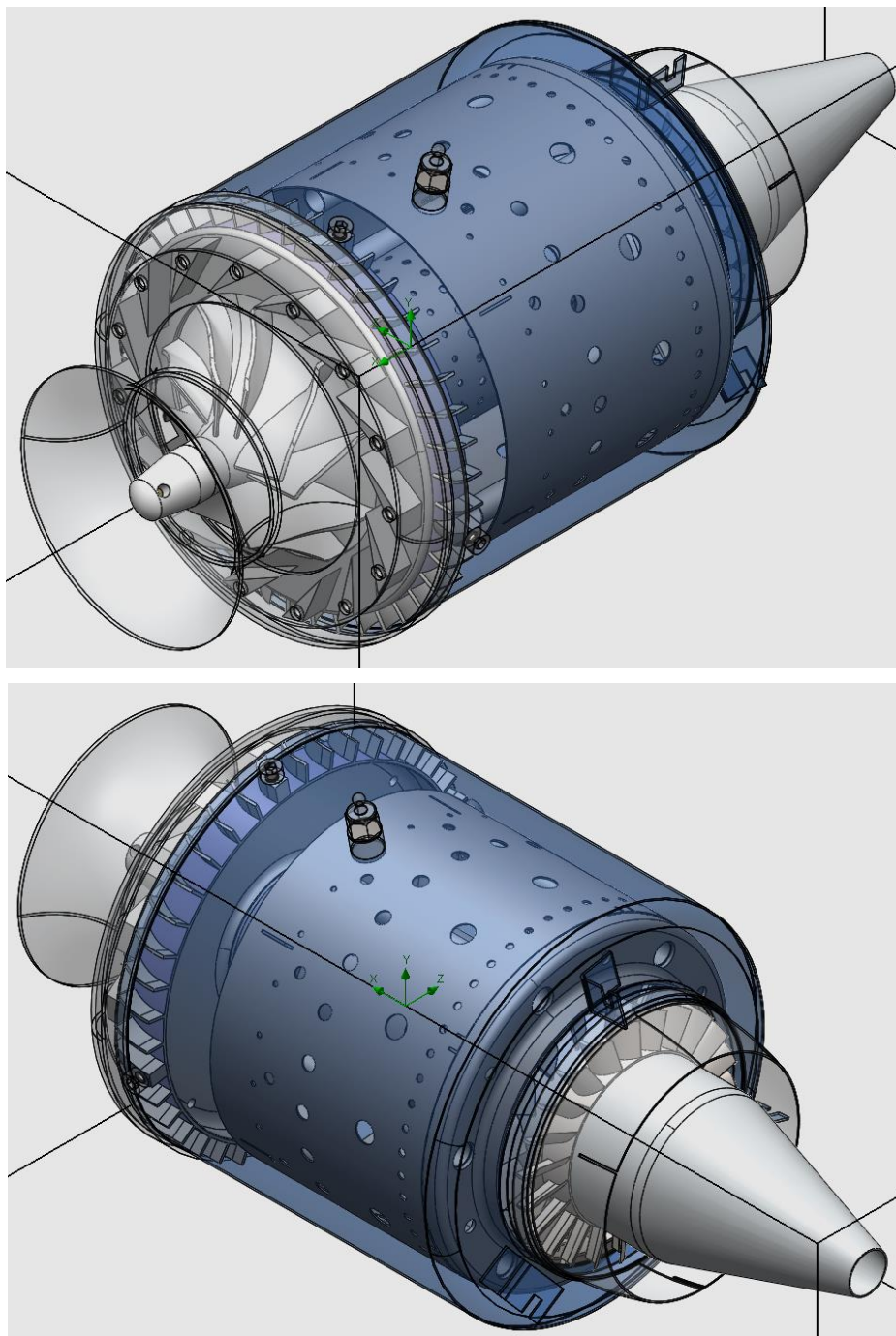


Figura 50: Geometría y distribución de la etapa de expansión

Fuente: Solidworks Flow Simulation

La etapa de compresión está definida por la geometría, tal y como se muestra en la figura 50

Se define el volumen de control respectivo y la zona rotativa que en este caso son el compresor y la turbina trabajando como sistema:

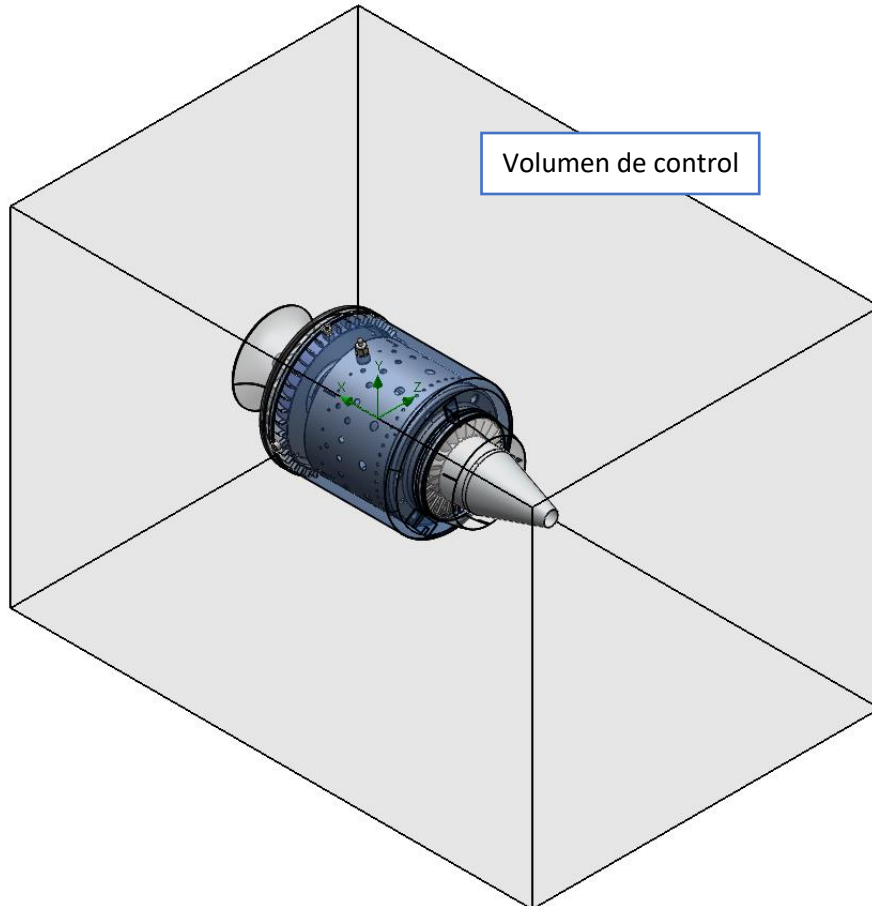


Figura 51. Volumen de control

Fuente: Solidworks Flow Simulation

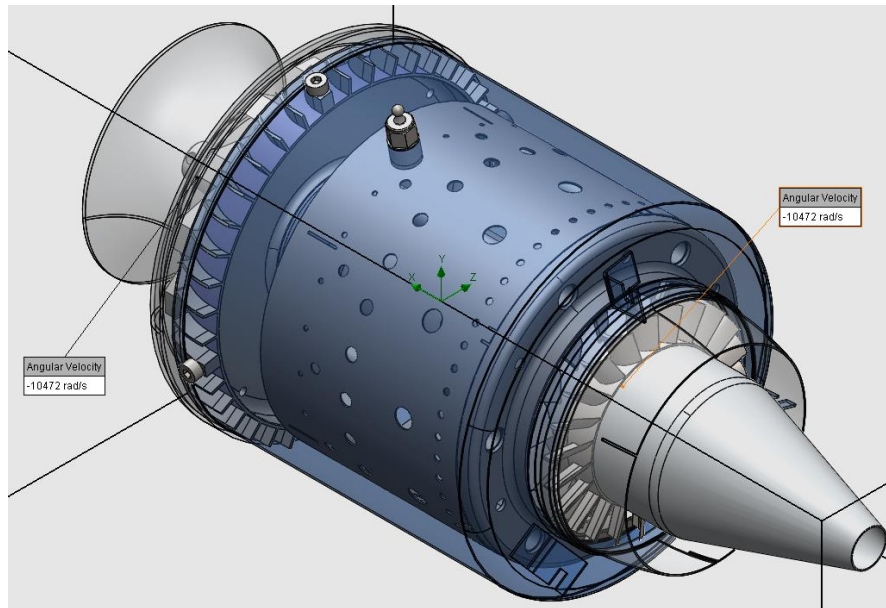


Figura 52. Region Rotativa, Compresor y turbina

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Se establecen condiciones ambientales de presión y temperatura en el volumen de control:

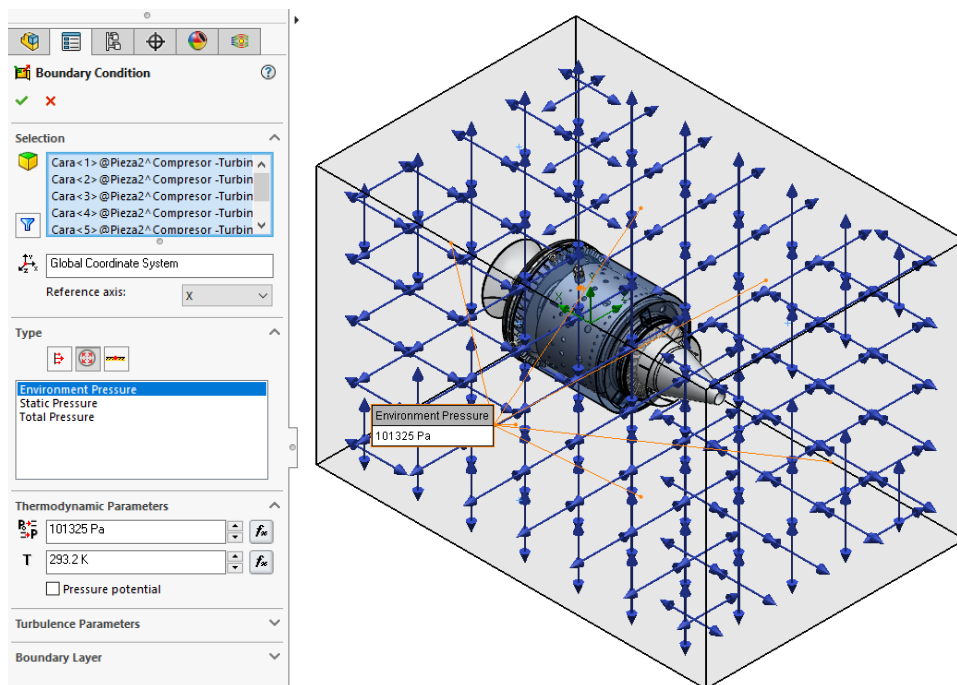


Figura 53. Volumen de control, a condiciones ambientales

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Y en la región rotativa se trabaja con 100 000 *rpm* o 10 472 *rads/s* que es la velocidad de operación de esta microturbina.

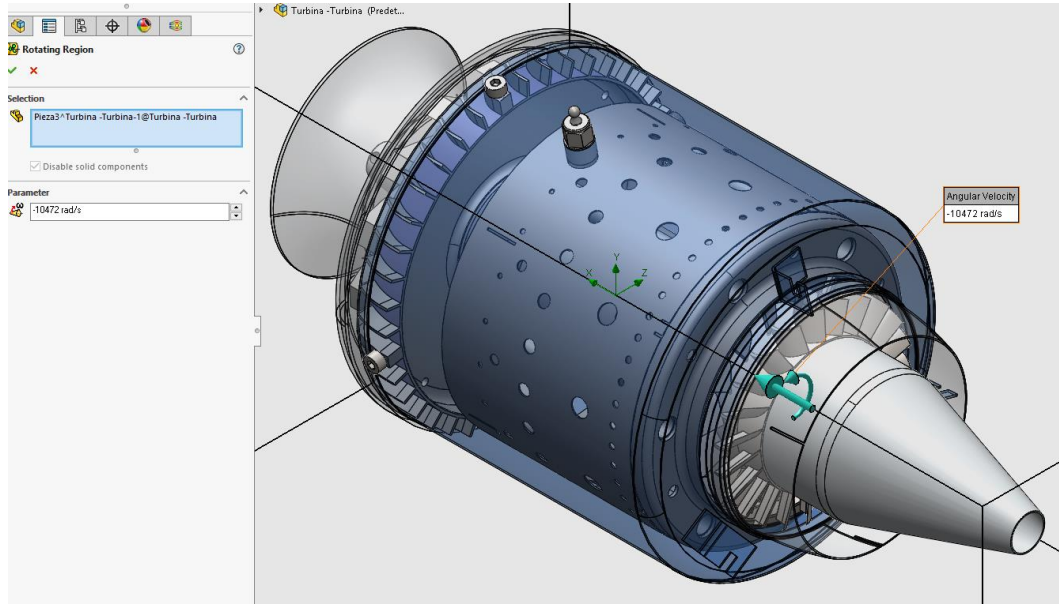


Figura 54. Velocidad y sentido de giro del compresor establecidos

Fuente: Solidworks Flow Simulation

3.1. Determinación de las curvas de velocidad de flujo en la turbina

Para determinar las curvas de operación se hacen las simulaciones respectivas para un régimen de velocidades entre $[0 - 120\ 000\ rpm]$.

Para $5\ 000\ rpm$

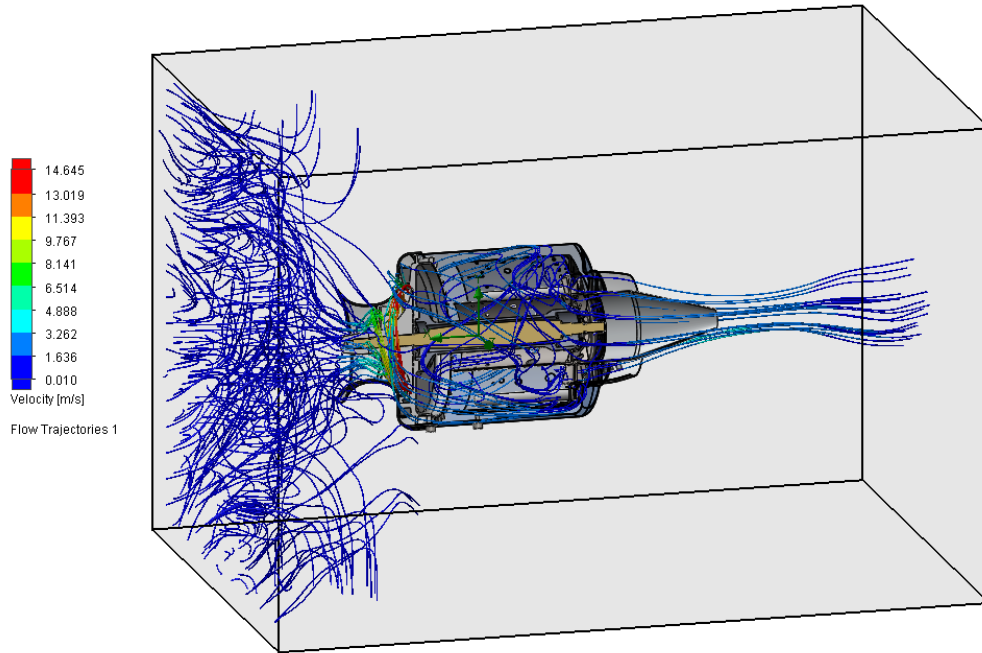


Figura 55. Velocidades del flujo a 5 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

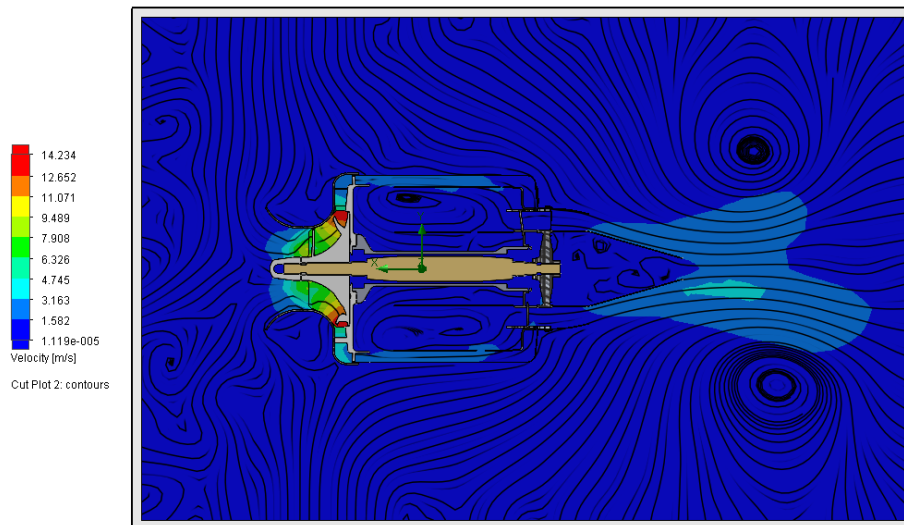


Figura 56. Distribución de velocidades en la turbina a 5 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 10 000 rpm

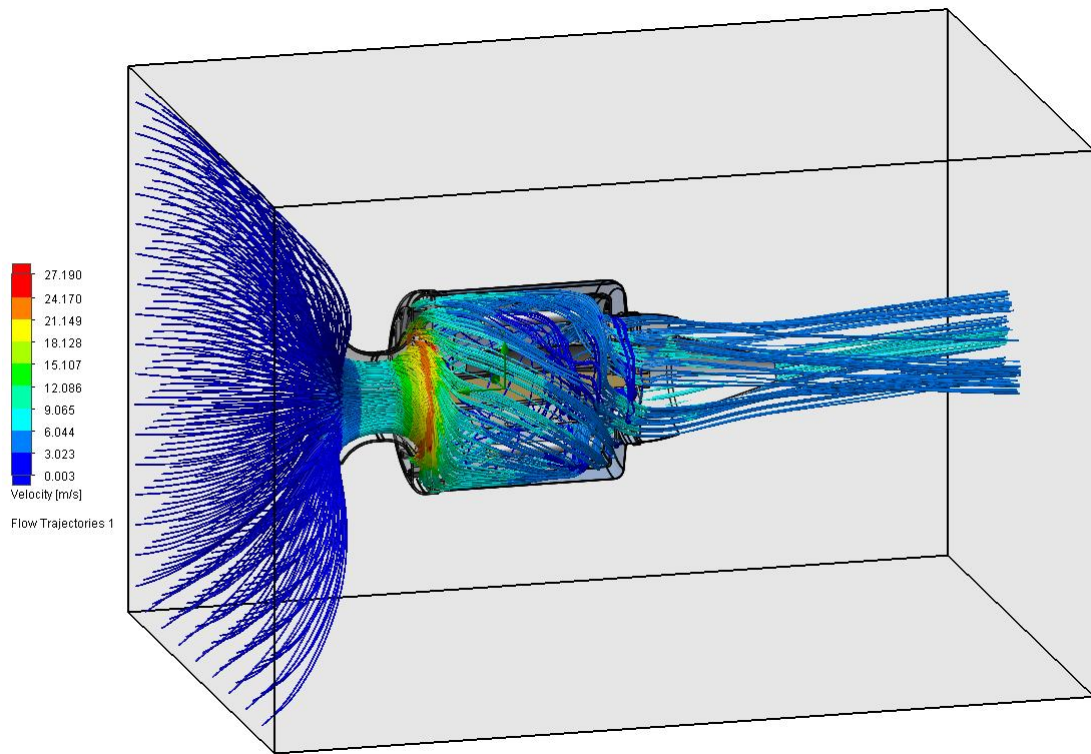


Figura 57. Velocidades del flujo a 10 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

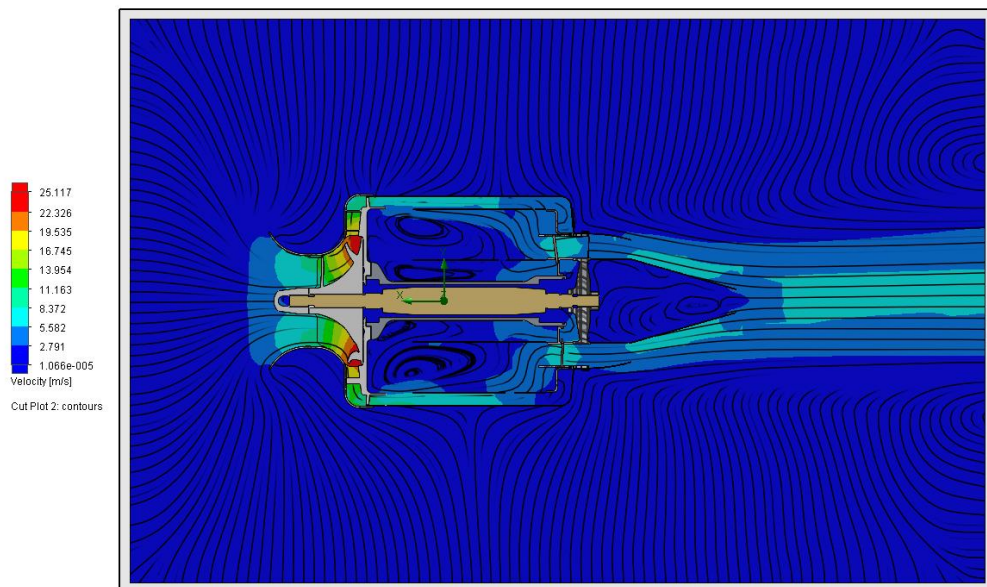


Figura 58. Distribución de velocidades en la turbina a 10 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 20 000 rpm

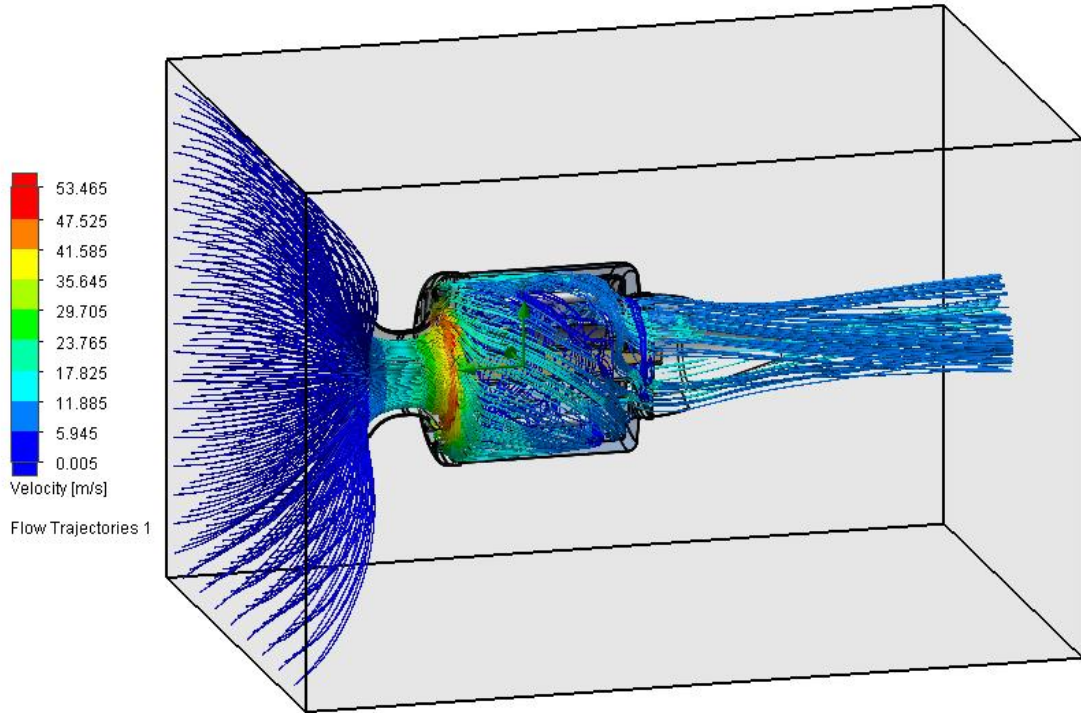


Figura 59. Velocidades del flujo a 20 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

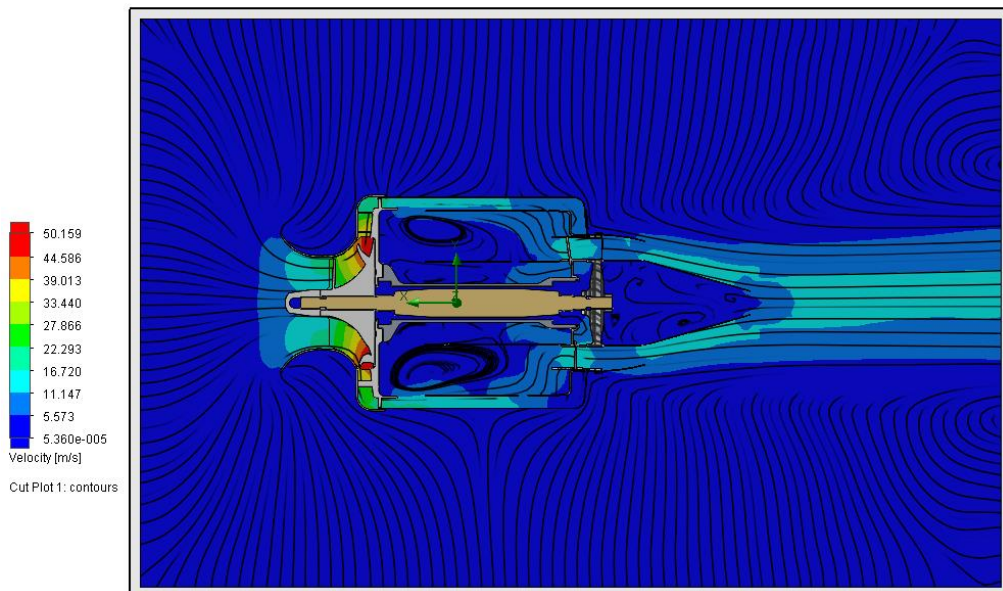


Figura 60. Distribución de velocidades en la turbina a 20 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 30 000 rpm

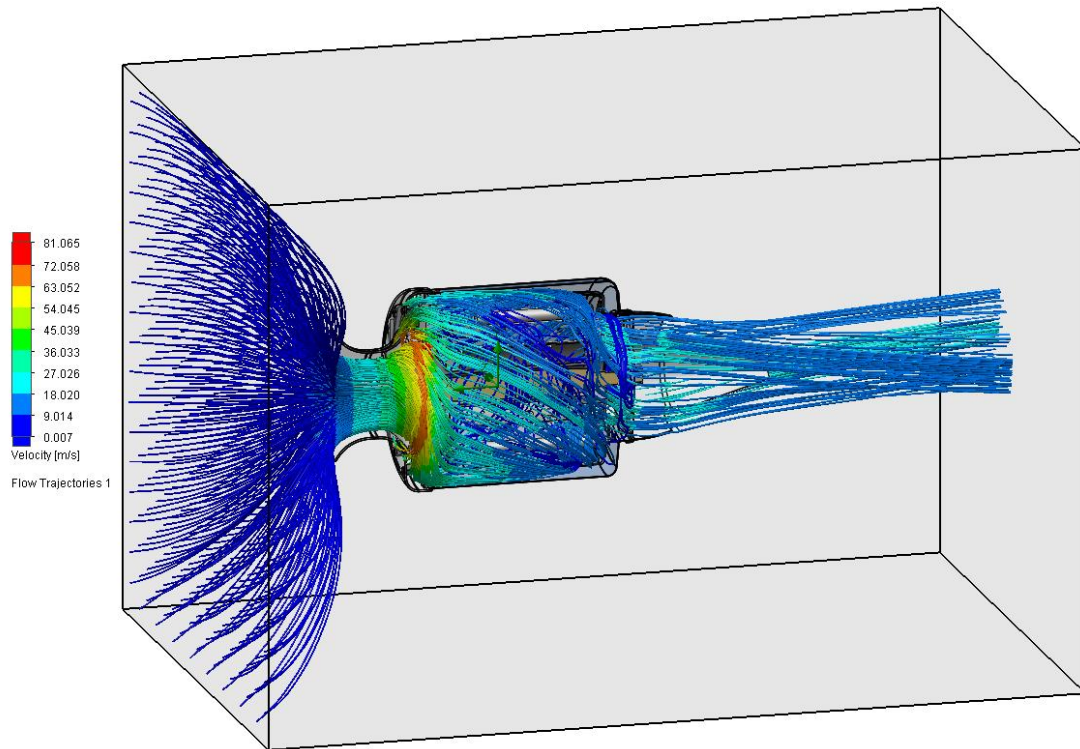


Figura 61. Velocidades del flujo a 30 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

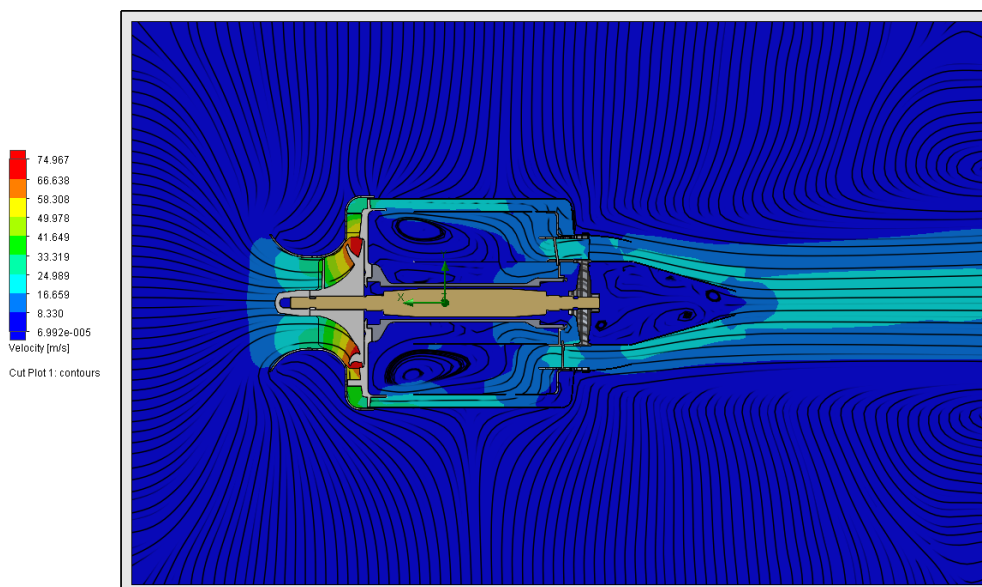


Figura 62. Distribución de velocidades en la turbina a 30 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 40 000 rpm

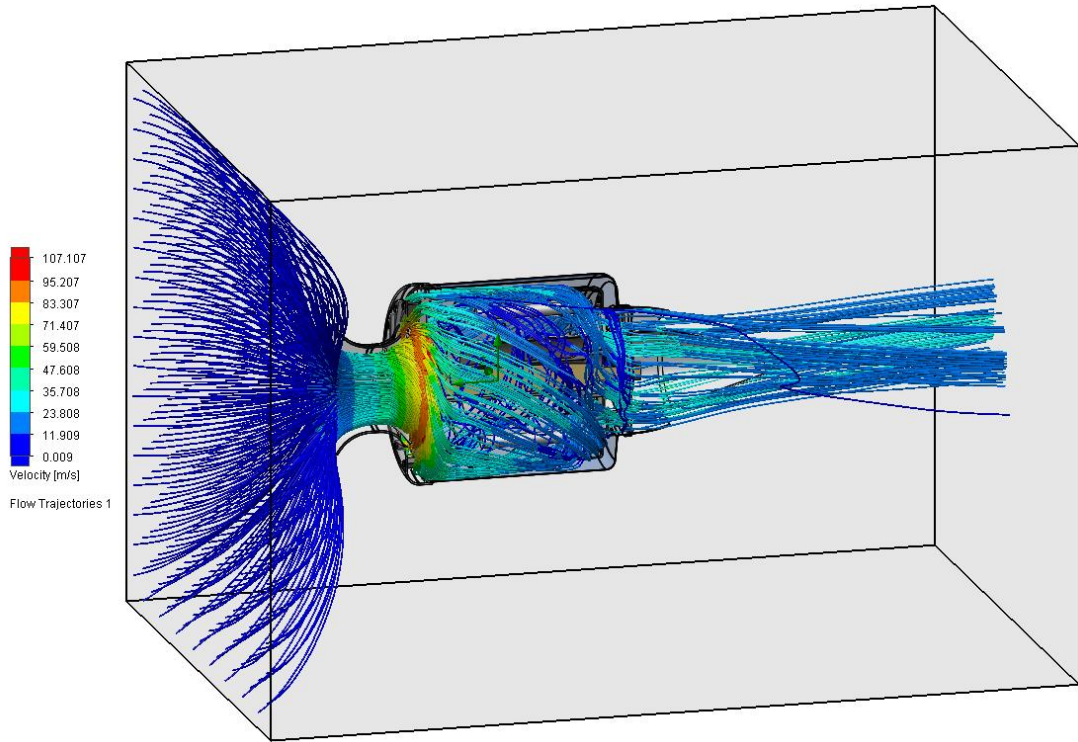


Figura 63. Velocidades del flujo a 40 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

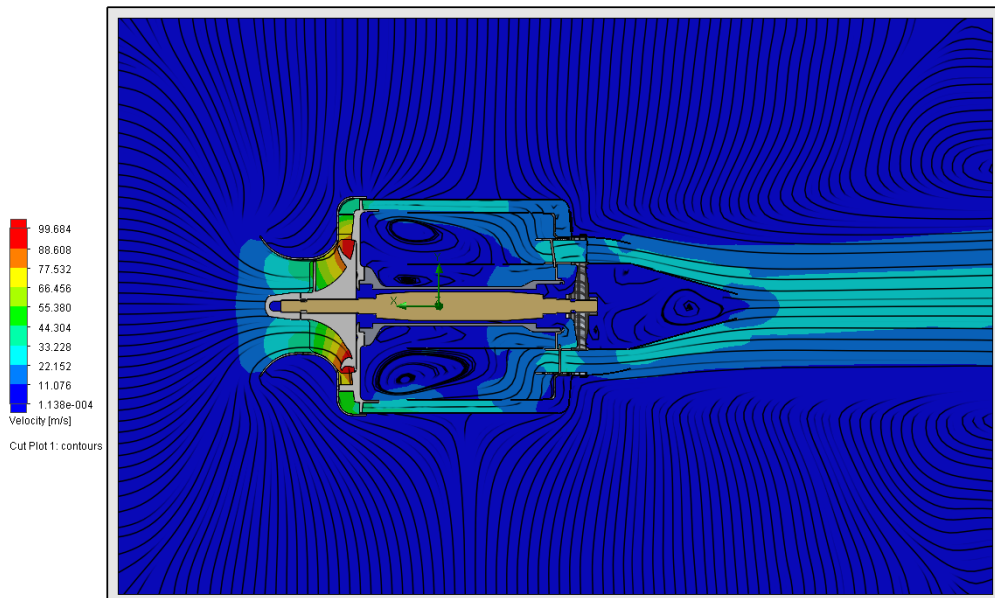


Figura 64. Distribución de velocidades en la turbina a 40 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 50 000 rpm

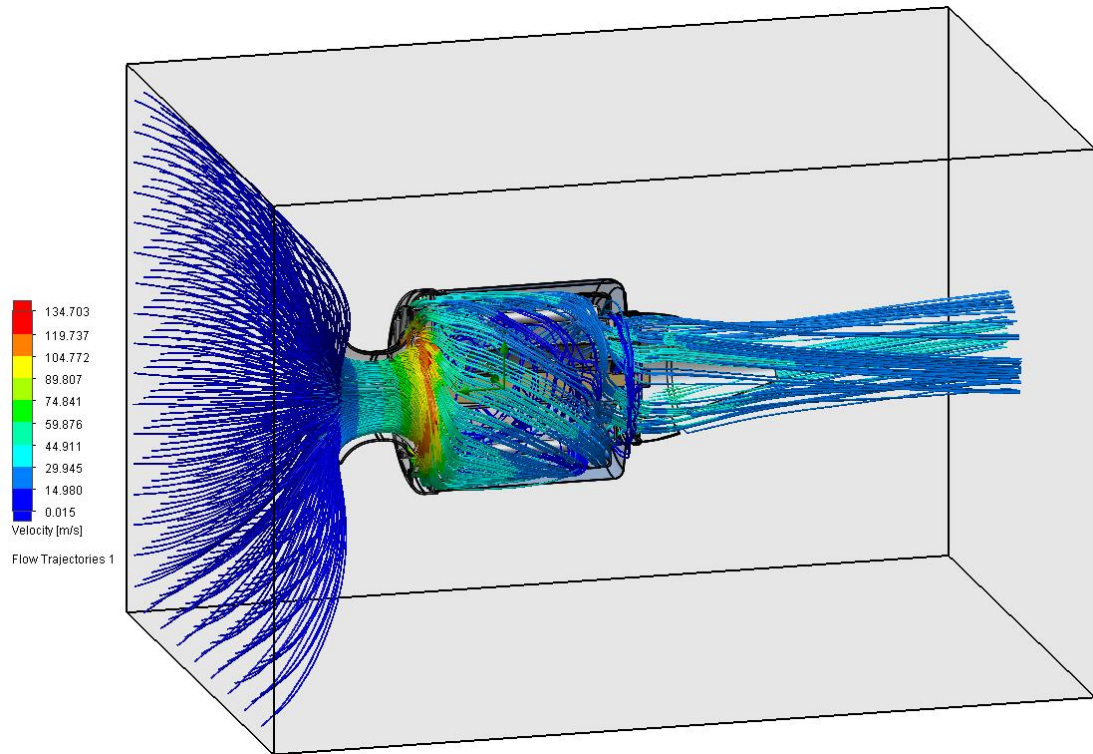


Figura 65. Velocidades del flujo a 50 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

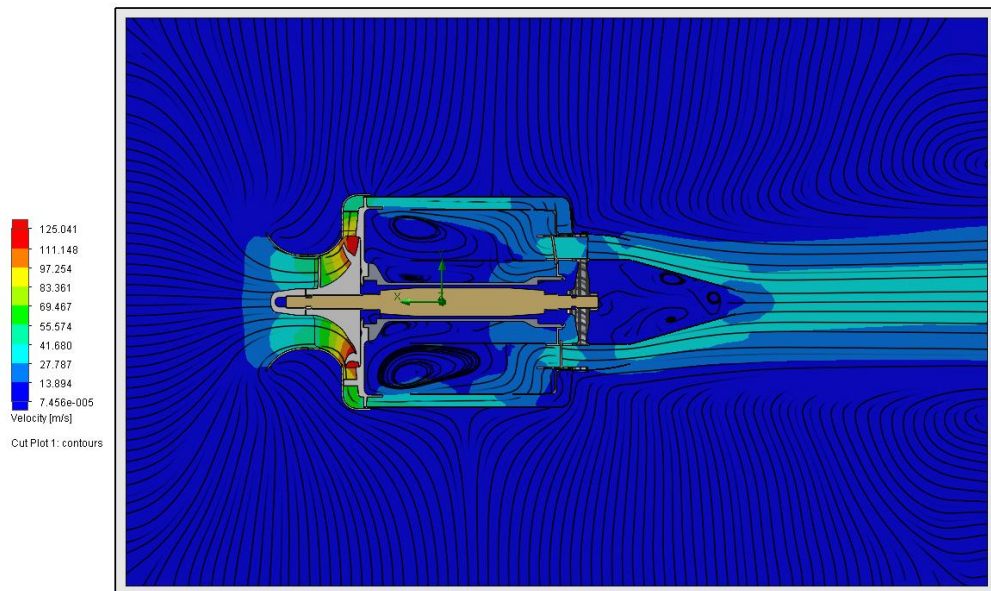


Figura 66. Distribución de velocidades en la turbina a 50 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 60 000 rpm

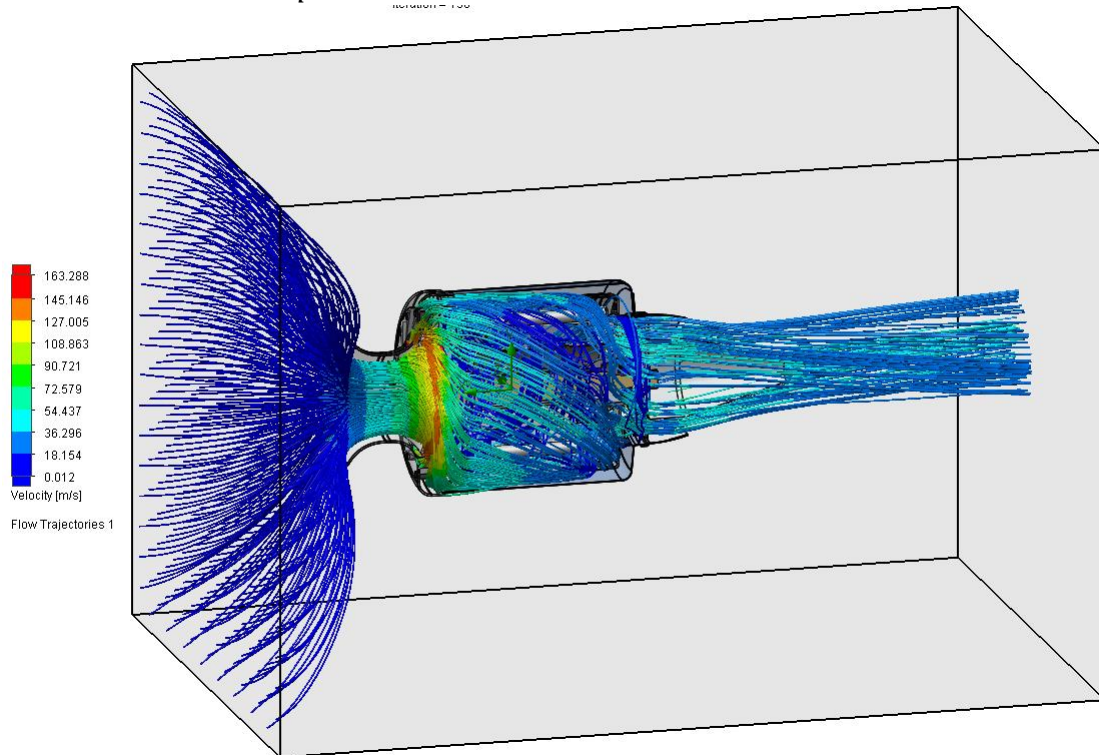


Figura 67. Velocidades del flujo a 60 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

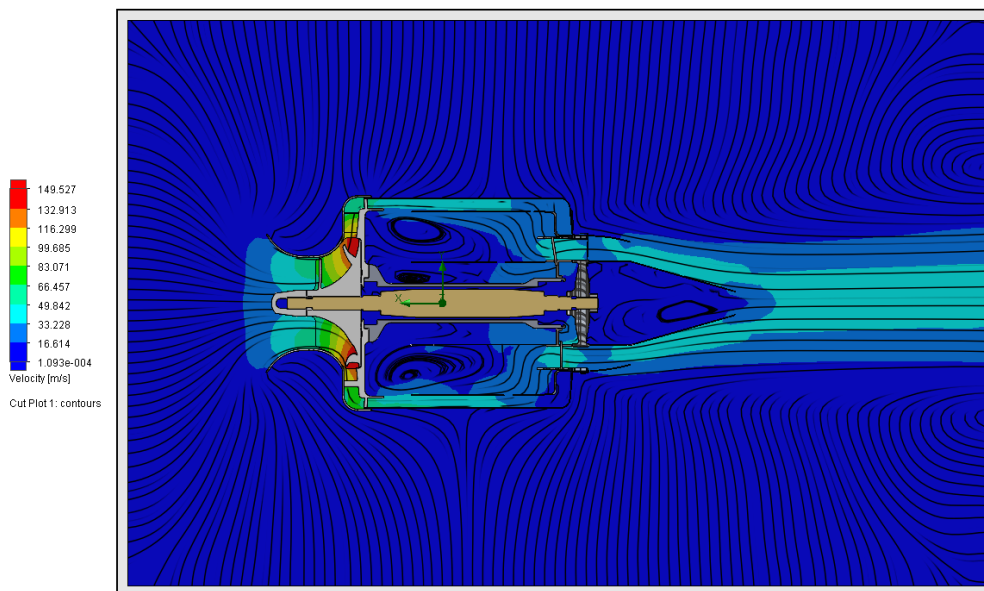


Figura 68. Distribución de velocidades en la turbina a 60 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 70 000 rpm

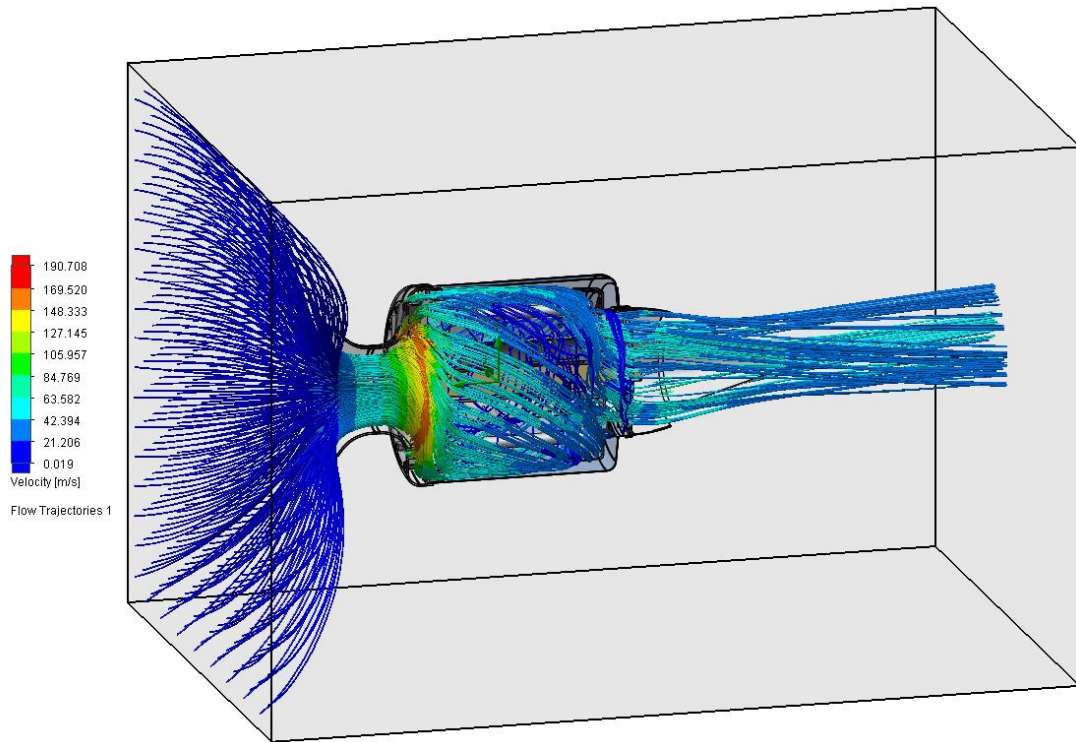


Figura 69. Velocidades del flujo a 70 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

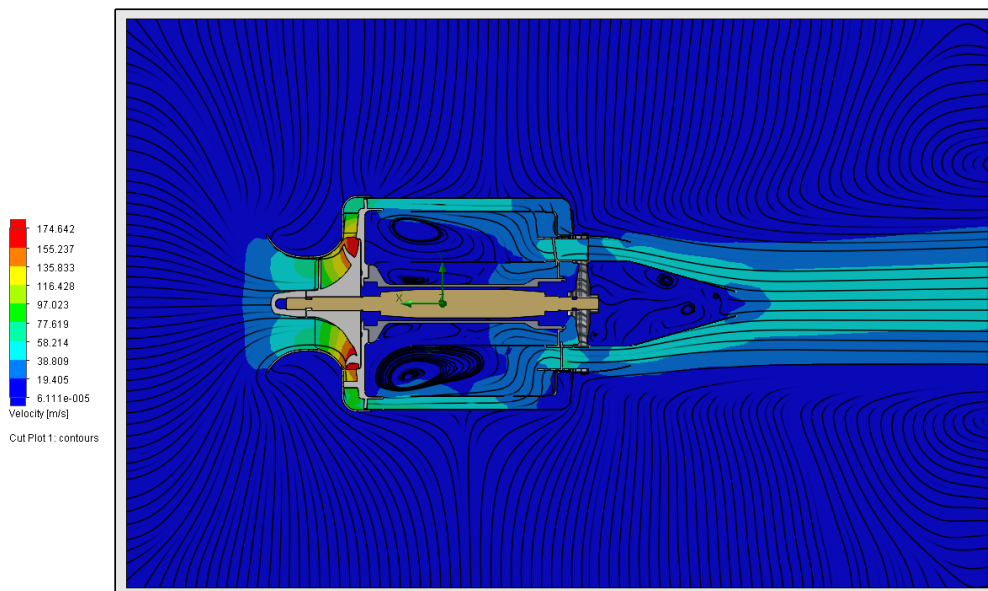


Figura 70. Distribución de velocidades en la turbina a 70 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 80 000 rpm

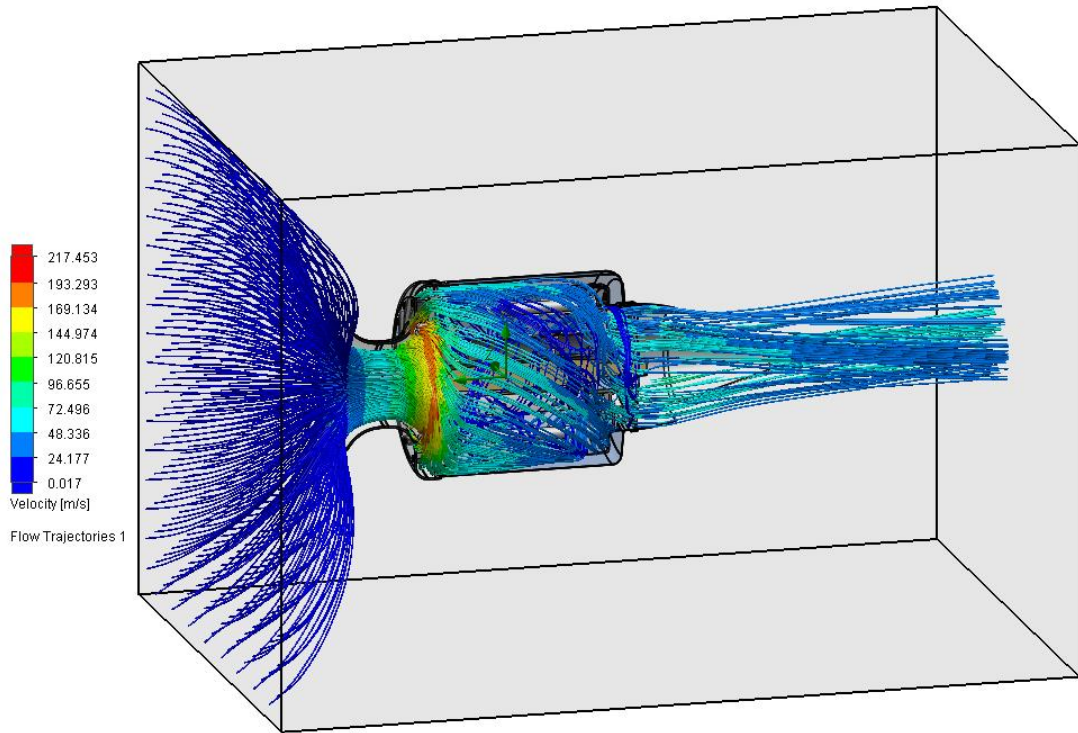


Figura 71. Velocidades del flujo a 80 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

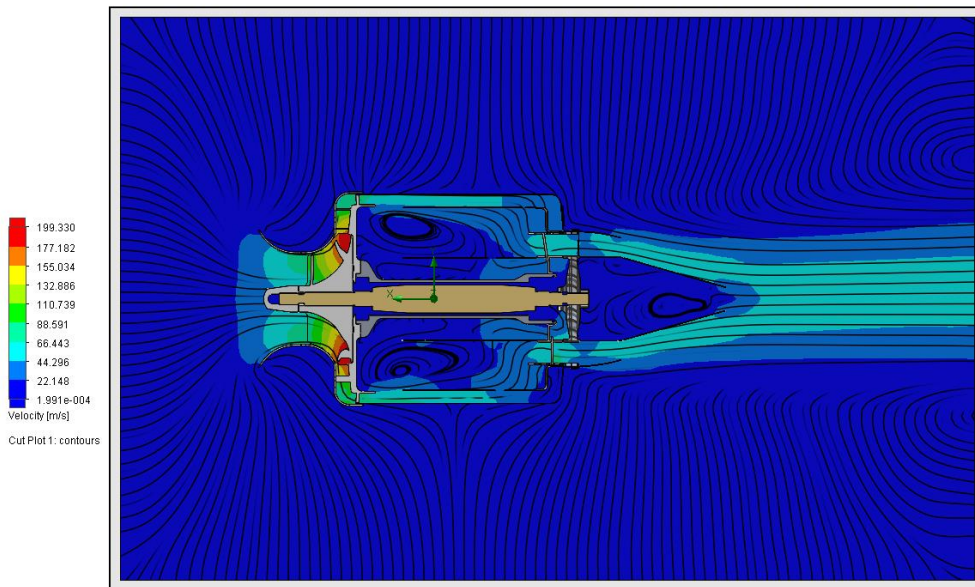


Figura 72. Distribución de velocidades en la turbina a 80 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 90 000 rpm

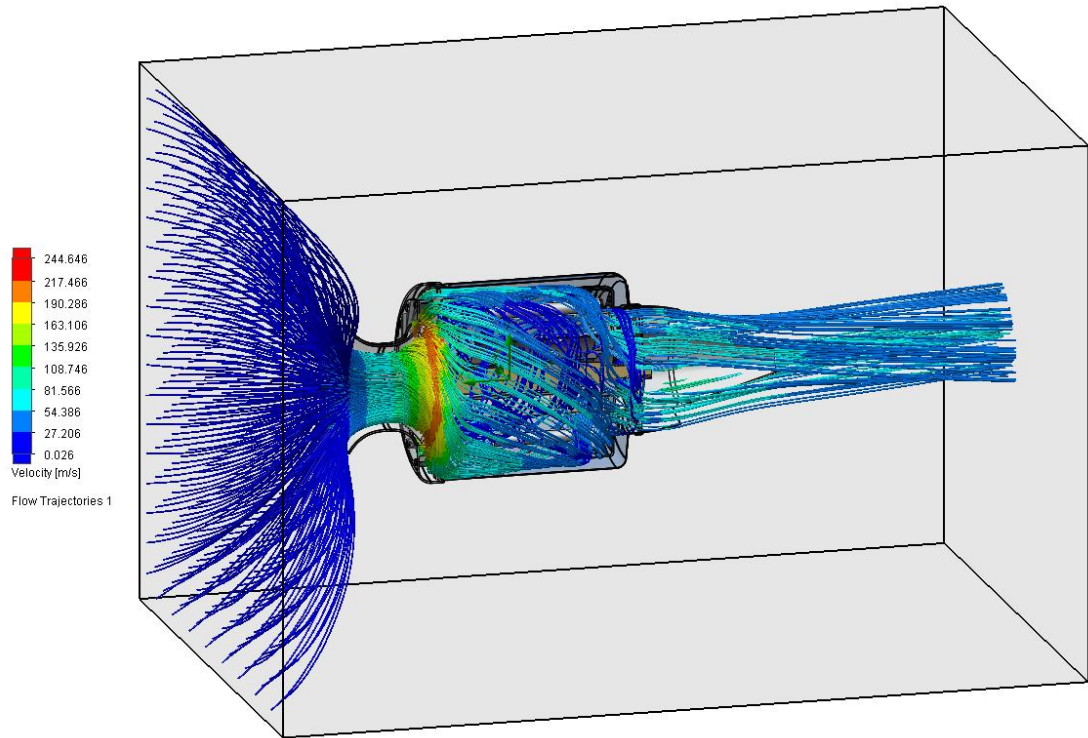


Figura 73. Velocidades del flujo a 90 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

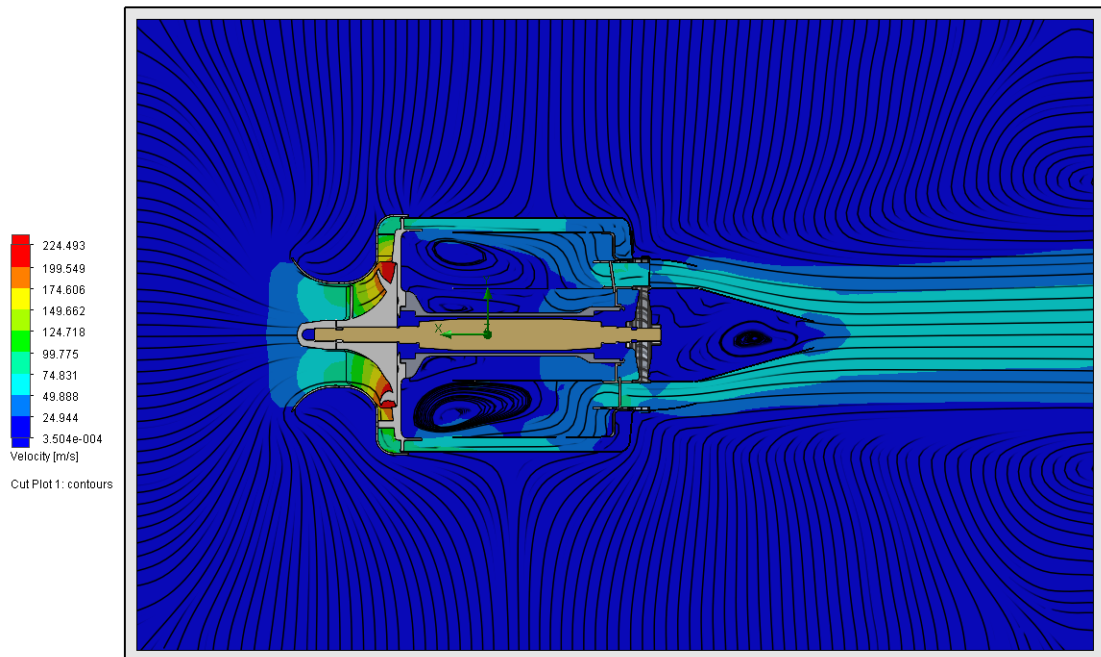


Figura 74. Distribución de velocidades en la turnina a 90 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 100 000 rpm

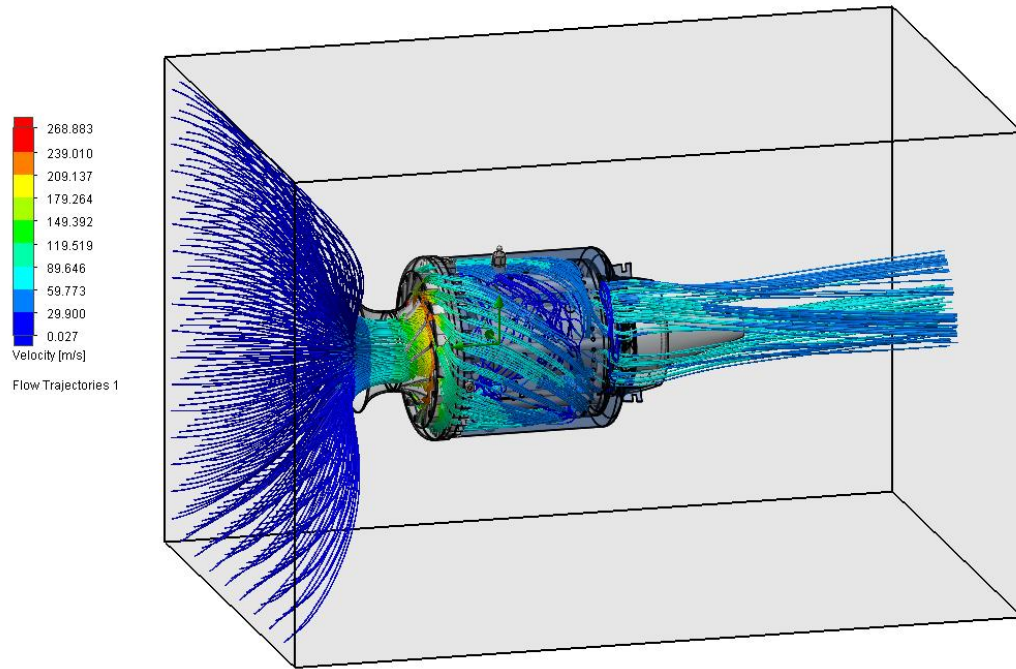


Figura 75. Velocidades del flujo a 100 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

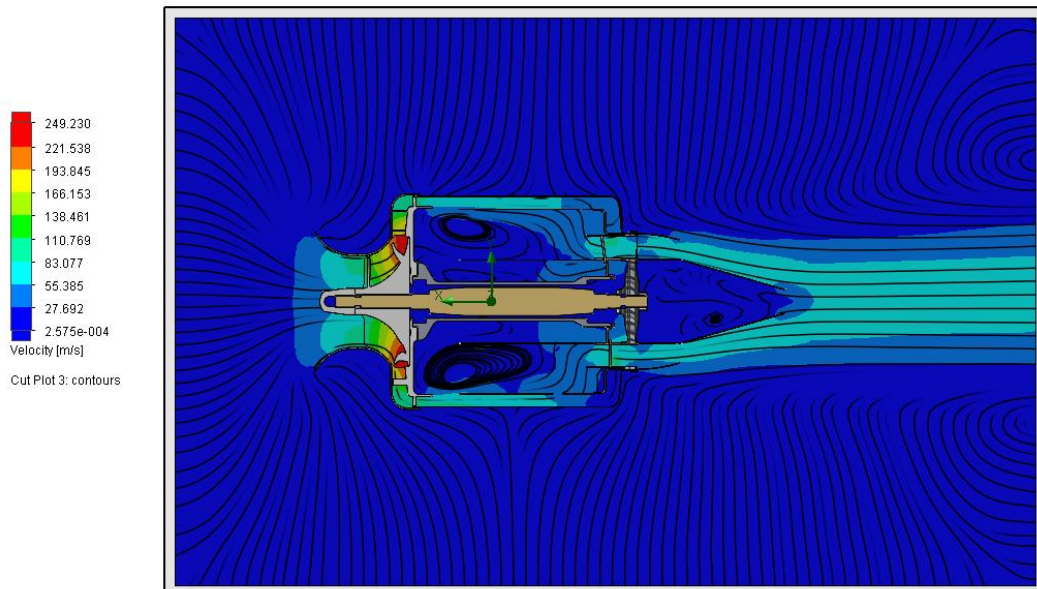


Figura 76. Distribución de velocidades en la turbina a 100 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 110 000 rpm

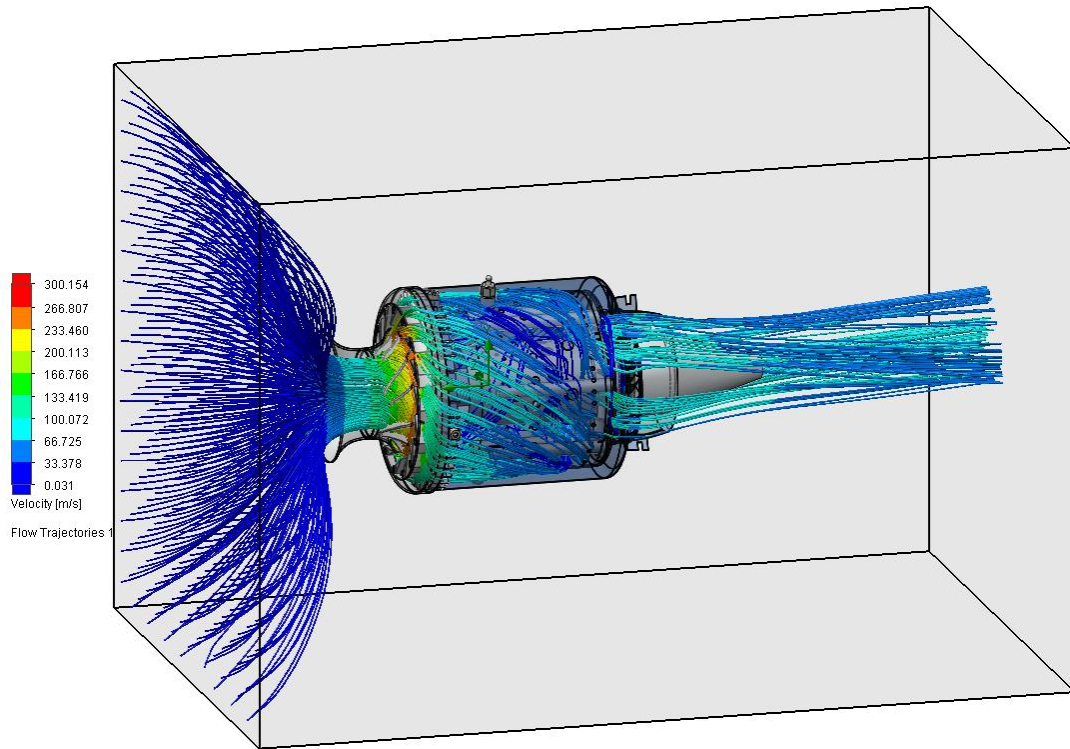


Figura 77. Velocidades del flujo a 110 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

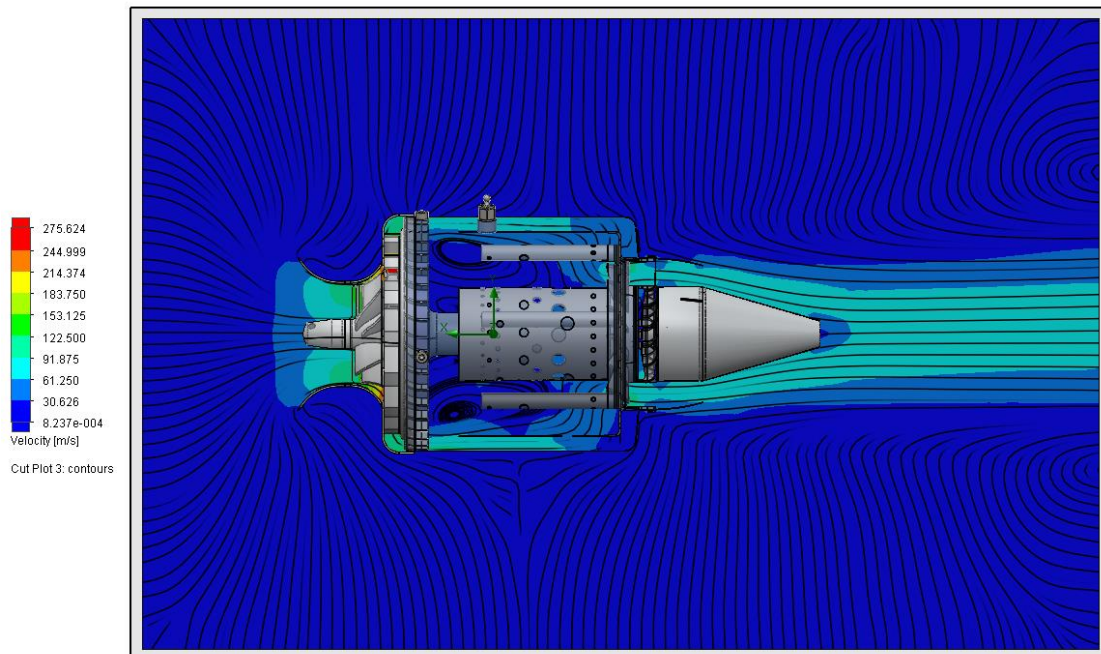


Figura 78. Distribución de velocidades en el compresor a 110 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 120 000 rpm

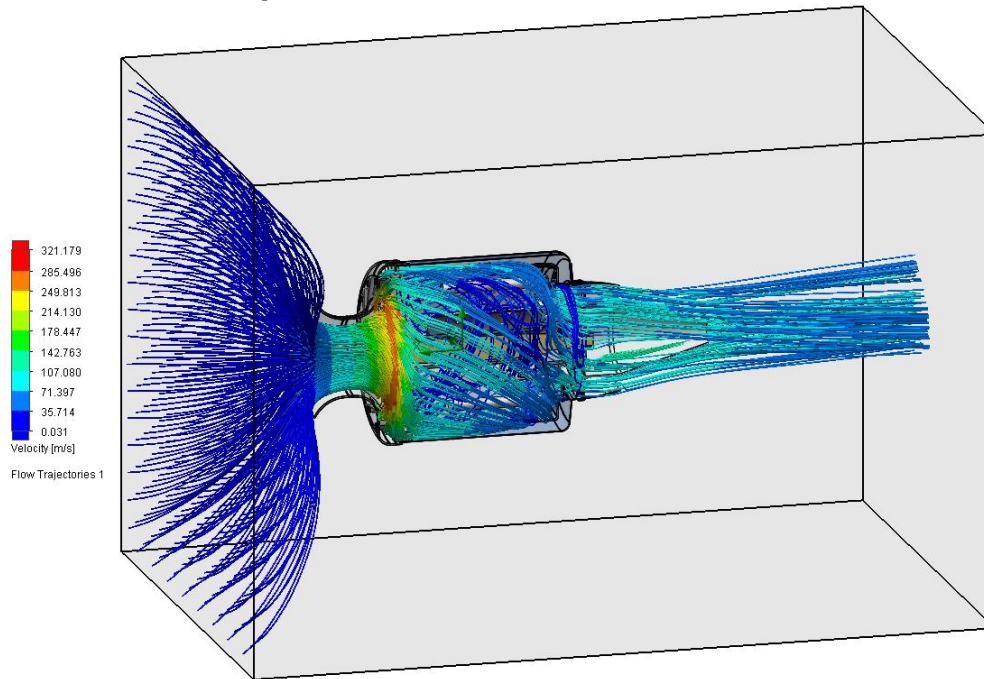


Figura 79. Velocidades del flujo a 120 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 130 000 rpm

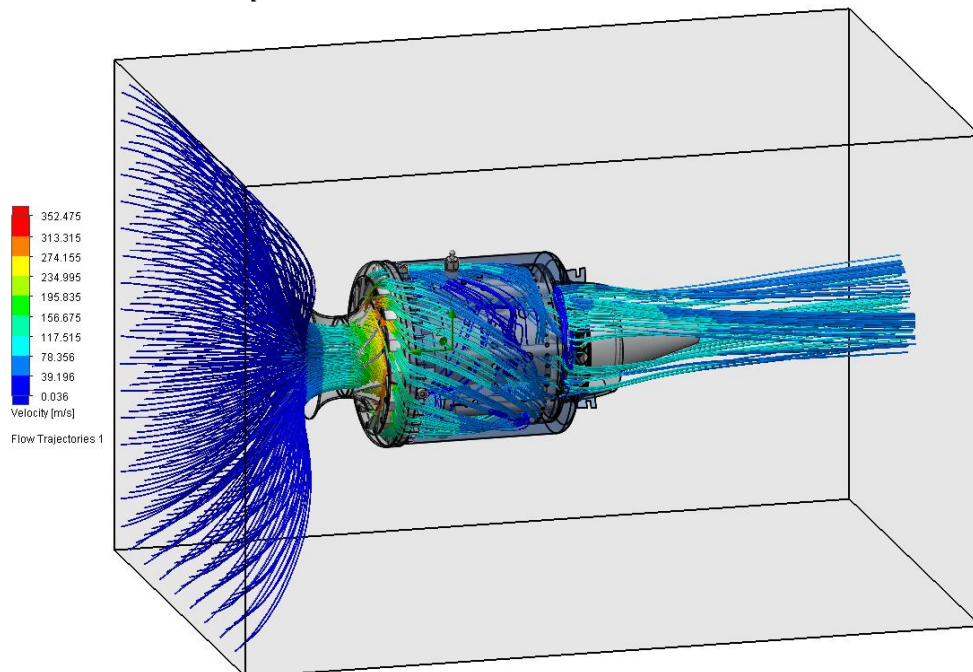


Figura 80. Velocidades del flujo a 130 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

Para 140 000 rpm

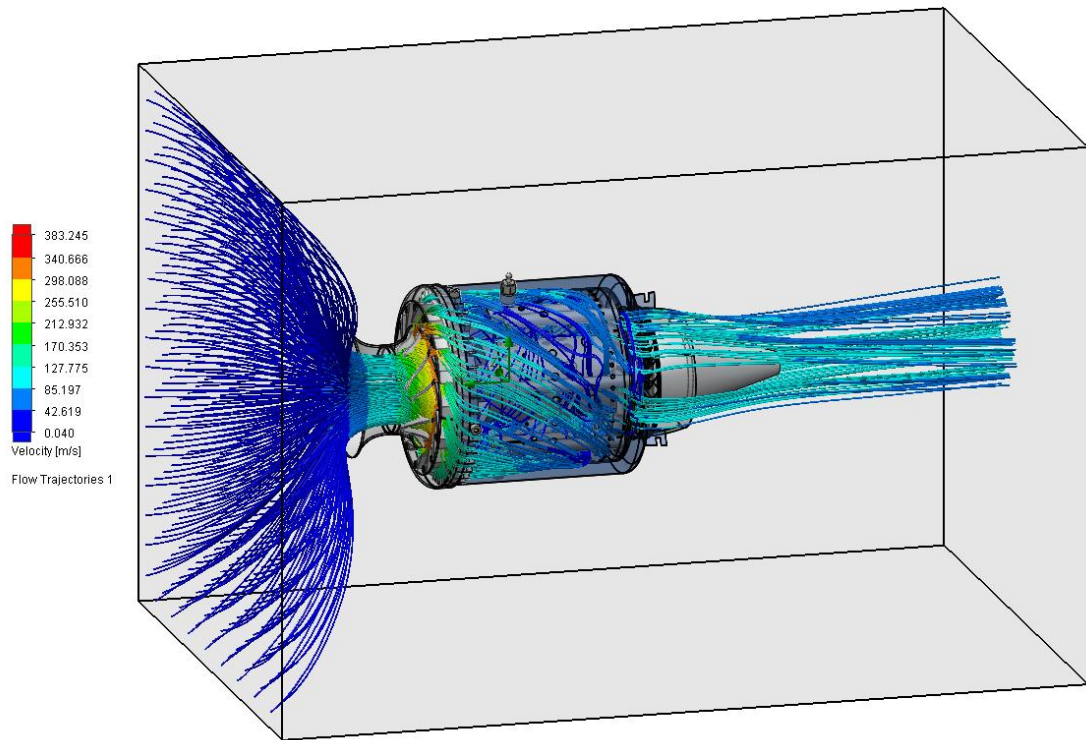


Figura 81. Velocidades del flujo a 140 000 rpm

Fuente: Solidworks Flow Simulation

IV. ANÁLISIS DE RESULTADOS

1. En la compresión:

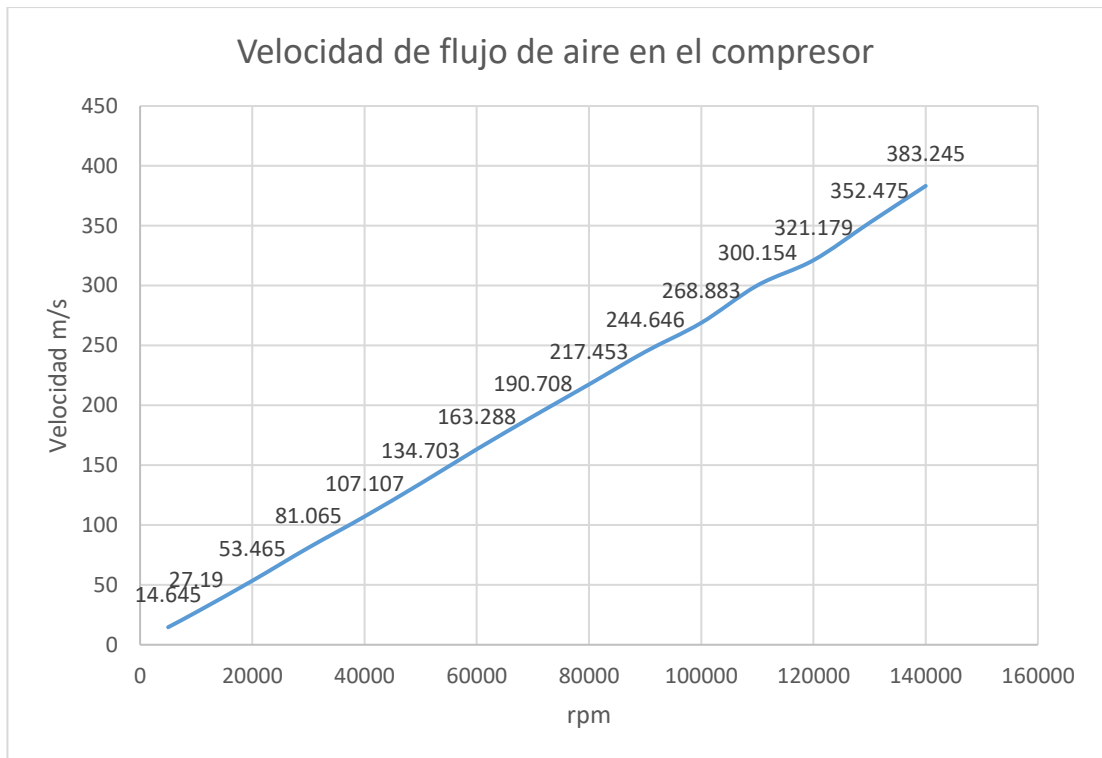
De las simulaciones en la etapa de compresión se extrae la siguiente tabla:

Tabla 10. *Parámetros fluidodinámicos del flujo de aire a medida que el compresor acelera.*

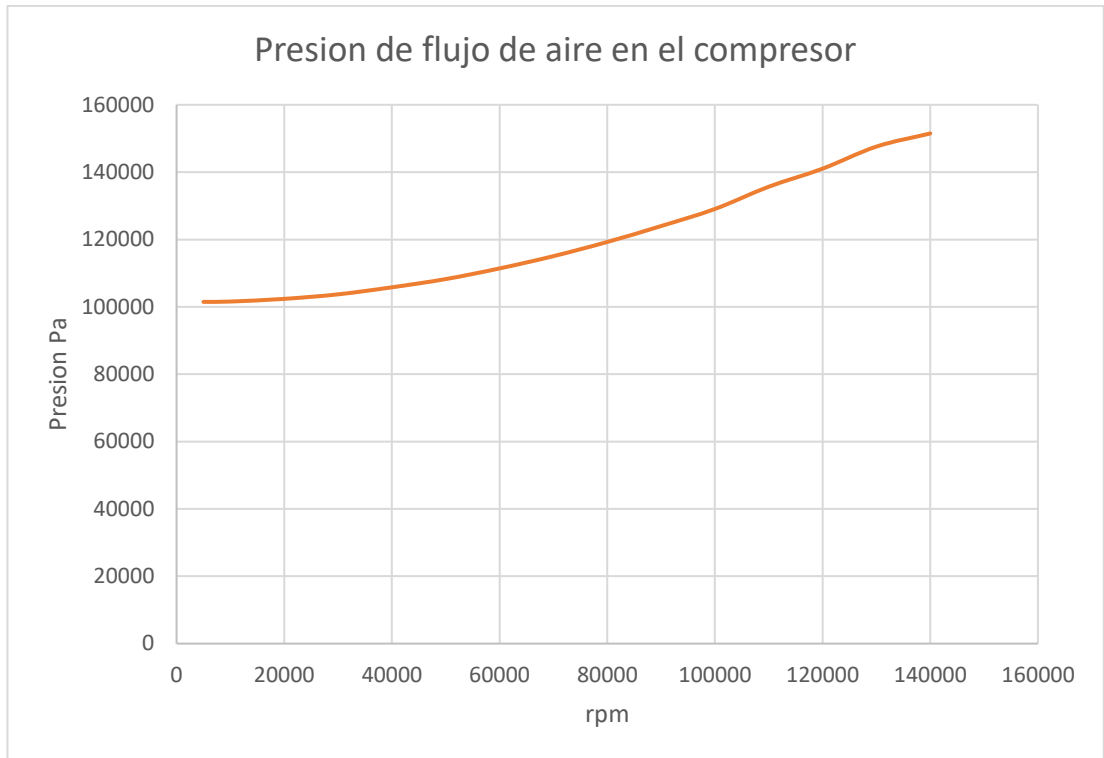
<i>rpm</i>	<i>Velocidad</i>	<i>Presión</i>	<i>Temperatura</i>	<i>Densidad</i>
	[m/s]	[Pa]	[K]	[kg/m ³]
5 000	14,645	101 487,91	291,09	1,20
10 000	27,19	101 583,13	293,91	1,21
20 000	53,465	102 380,98	296,02	1,21
30 000	81,065	103 721,58	299,54	1,22
40 000	107,107	105 813,13	304,32	1,23
50 000	134,703	108 252,94	310,69	1,24
60 000	163,288	111 418,14	318,42	1,25
70 000	190,708	115 059,76	327,51	1,26
80 000	217,453	119 271,96	338,01	1,28
90 000	244,646	124 000,70	349,87	1,30
100 000	268,883	129 076,02	363,18	1,31
110 000	300,154	135 676,09	378,53	1,33
120 000	321,179	141, 039,77	393,10	1,34
130 000	352,475	147 599,73	411,54	1,35
140 000	383,245	151 494,67	429,22	1,38

Fuente: Solidworks Flow Simulation

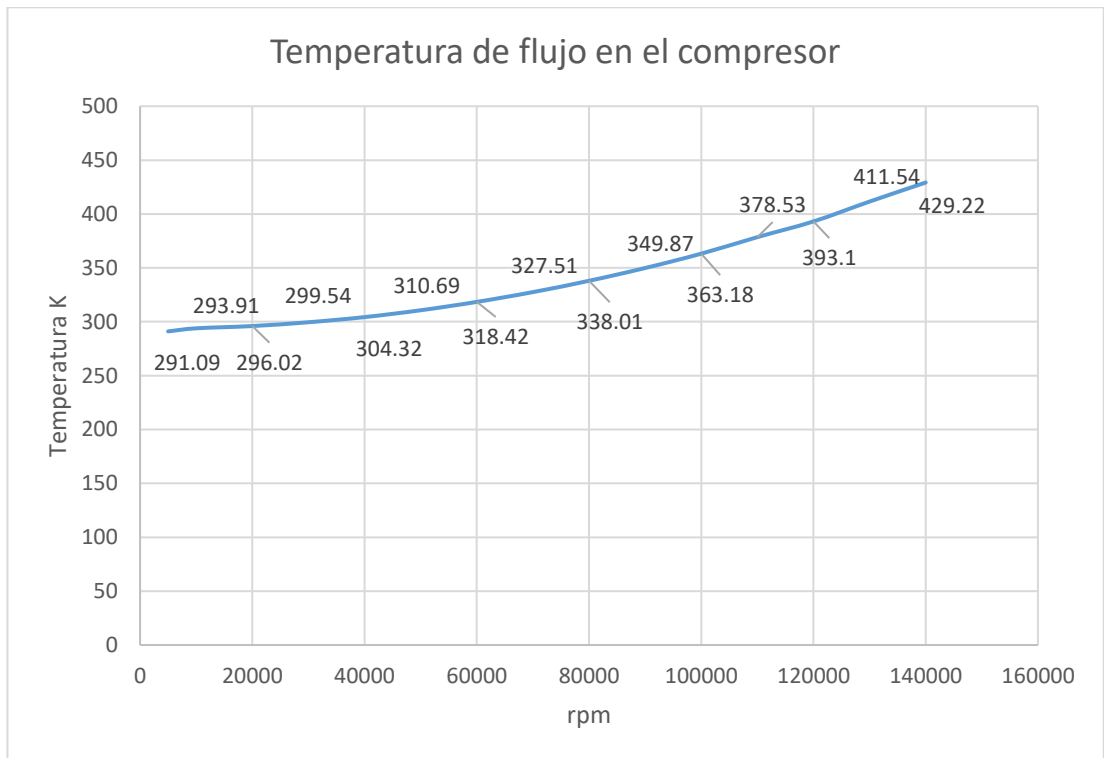
La tabla 10 muestra que, a medida que el compresor gira más rápido la velocidad de flujo, la presión, la temperatura y la densidad, a la salida de este, aumentan, el comportamiento del incremento de los parámetros fluido-dinámicos se reflejan en las siguientes gráficas:



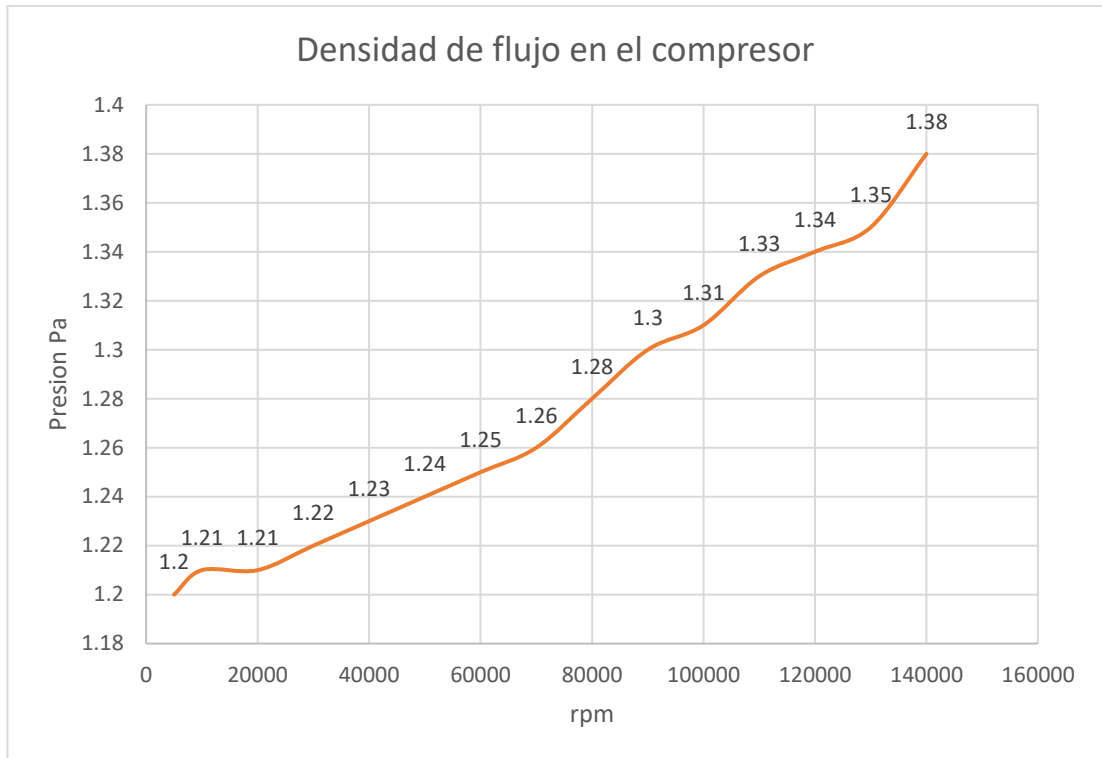
(Gráfica 1)



(Gráfica 2)



(Gráfica 3)



(Gráfica 4)

2. En la combustión:

Este análisis se realizó considerando la velocidad de operación de la micro – turbina, 100 000 *rpm*, a esta velocidad la temperatura del aire se eleva a 363.15 *K*, esta es la temperatura con la que el aire ingresa a la cámara de combustión, por lo tanto, se utilizaron las entalpías del aire teniendo en cuenta ese detalle.

En el análisis de la combustión se definieron temperaturas de flama adiabática con aire teórico para ambos combustibles:

$$TFA_{Jet\ A1} = 2\ 530\ K \qquad TFA_{H_2} = 2\ 624,3\ K$$

Obviamente por su alto poder calorífico la temperatura de flama adiabática del hidrógeno es 94,3 *K* mayor a la del Jet A1

Por lógica, si esta fuera la temperatura con la que combustionan ambos combustibles dentro de la cámara de combustión, ésta se fundiría ya que el *acero inoxidable AISI 316 L* tiene una temperatura de fusión de 1671 K y no soportaría tan elevadas temperaturas.

Por lo tanto, se estableció una temperatura límite, 989.15 K, para hallar el exceso de aire necesario con ambos combustibles, con la finalidad de no superar esa temperatura.

$$ex_{Jet A1} = 327,5 \% \qquad ex_{H_2} = 391 \%$$

La micro – turbina opera con un exceso de aire entre el 300% y 400%, por lo tanto, se encuentra en el rango.

También, se determinó la relación *combustible/aire* para ambos combustibles:

$$r_{c/a_{Jet A1}} = 0,01127 \frac{kg_{combustible}}{kg_{aire}}$$

$$r_{c/a_{H_2}} = 0,00592 \frac{kg_{combustible}}{kg_{aire}}$$

Esto quiere decir que por cada *kg de aire* que ingrese a la cámara de combustión se necesitarán 11,27 *gr* de combustible Jet A1, mientras que por cada *kg de aire* que ingrese a la misma cámara solo se necesitarán 5,9 *gr* de H_2 .

3. En la expansión:

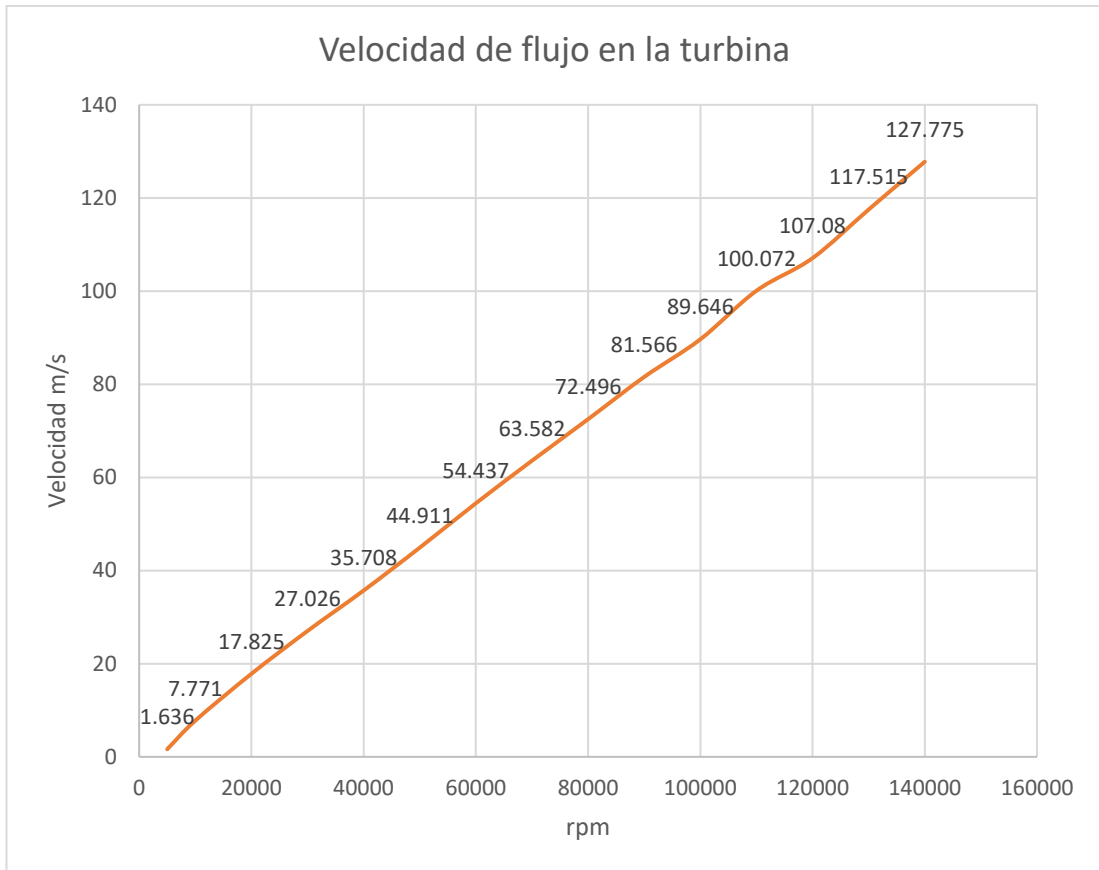
De las simulaciones de la micro – turbina en conjunto a diversos *rpm*, se extrae la siguiente tabla:

Tabla 11. *Velocidades de flujo en la salida de la micro - turbina*

<i>rpm</i>	<i>Velocidad del flujo a la salida de la turbina [m/s]</i>
5 000	1,636
10 000	7,771
20 000	17,825
30 000	27,026
40 000	35,708
50 000	44,911
60 000	54,437
70 000	63,582
80 000	72,496
90 000	81,646
100 000	89,646
110 000	100,072
120 000	107,08
130 000	117,515
140 000	127,775

Fuente: Solidworks Flow Simulation

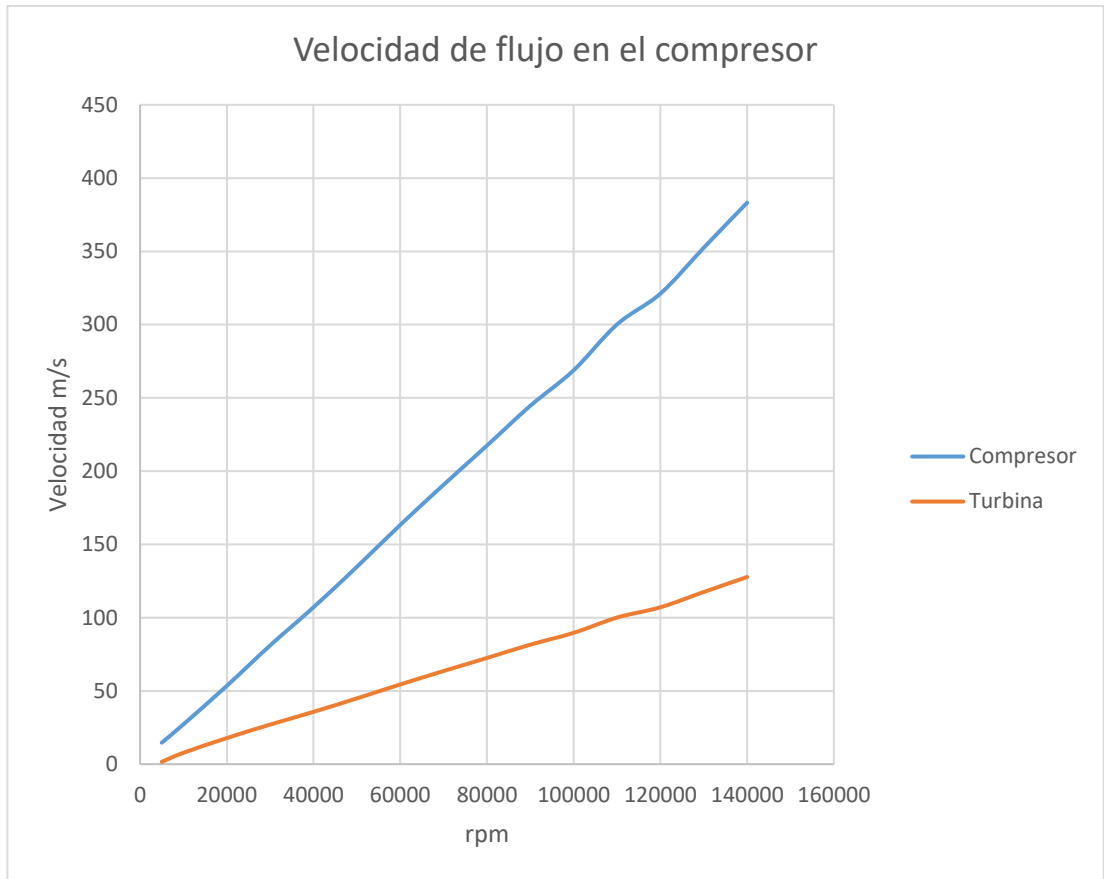
En la gráfica 5 se describe la velocidad del fluido en la salida de la turbina a medida que el compresor aumenta su velocidad de giro:



(Gráfica 5)

Al igual que en la etapa de compresión, el flujo de aire aumenta en la salida de la turbina ya que aumenta la velocidad, provocando lo que se denomina como empuje.

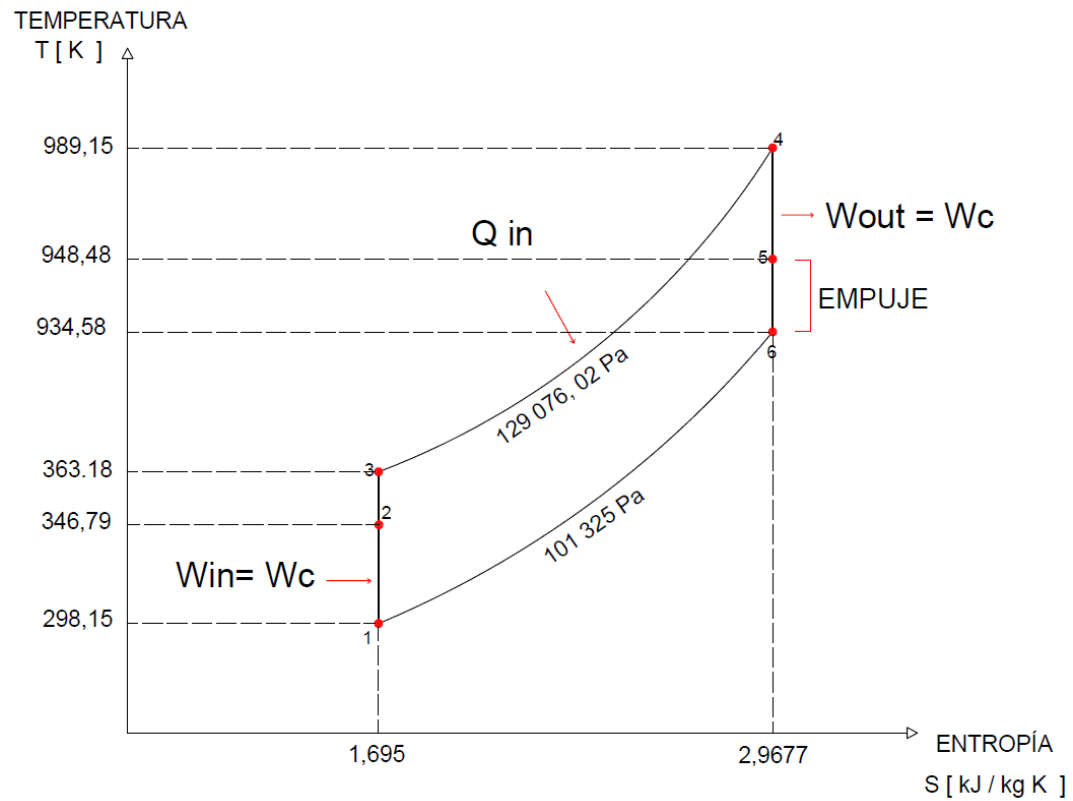
En la gráfica 6, se comparan las velocidades después de la etapa de compresión y las velocidades en la salida de la micro – turbina, y se ve efectivamente que ambas son crecientes, pero con pendientes distintas. Como se puede apreciar, las velocidades en la salida de la micro turbina son menores que las velocidades logradas en el proceso de compresión, esto quiere decir que para lograr mayores velocidades o empuje las rpm deben aumentar, pero al aumentar más las rpm se debe tomar en cuenta que las velocidades en la etapa de compresión aumentarán mucho más, sometiendo a presiones más elevadas al material con el que está hecha la cubierta del compresor.



(Gráfica 6)

4. Ciclo Brayton de la micro – turbina de gas a 100 000 rpm

Con los datos obtenidos, la investigación se puede resumir en la determinación del ciclo de operación de la micro – turbina a 100 000 rpm (Gráfica 7).



(Gráfica 7)

El caudal de aire de ingreso a la turbina es:

$$Q = V \times A$$

$$\dot{V} = 119.52 \frac{m}{s} \times \frac{(0,0466^2)(\pi)}{4} m^2$$

$$\dot{V} = 0,204 \frac{m^3}{s}$$

El flujo másico:

$$\dot{m} = \rho \times \dot{V}$$

$$\dot{m}_{air} = 1,31 \times 0,204$$

$$\dot{m}_{air} = 0,267 \frac{kg}{s}$$

El flujo másico de hidrógeno:

$$\dot{m}_{H_2} = r_{c/a_{H_2}} \times \dot{m}_{air}$$

$$\dot{m}_{H_2} = 0,00592 \frac{kg}{kg_{aire}} \times 0,267 \frac{kg_{air}}{s}$$

$$\dot{m}_{H_2} = \mathbf{0,00158} \frac{kg_{H_2}}{s}$$

El flujo másico con Jet A1:

$$\dot{m}_{Jet\ A1} = 0,01127 \frac{kg}{kg_{aire}} \times 0,267 \frac{kg_{air}}{s}$$

$$\dot{m}_{Jet\ A1} = 0,00301 \frac{kg_{Jet\ A1}}{s}$$

El empuje neto:

$$E_N = \dot{m}_{air}V - (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel})V_s$$

$$E_{N_{H_2}} = (0,267)119.52 - (0,267 + 0,00158)89,646$$

$$E_{N_{H_2}} = 7.835\text{ N}$$

$$E_{N_{Jet\ A1}} = (0,267)119.52 - (0,267 + 0,00301)89,646$$

$$E_{N_{Jet\ A1}} = 7.706N$$

Esto quiere decir que el flujo másico que se requiere con Hidrógeno es dos veces menos de lo que se necesita con Jet A1.

Como se puede apreciar se necesita más flujo másico de Jet A1 que de Hidrógeno para que la turbina gire a 100 000 *rpm* y producir un empuje mayor.

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

De acuerdo con el análisis fluido dinámico y energético realizado a la micro – turbina, con el combustible propuesto en este trabajo, hidrógeno, se concluyen 3 aspectos:

- Las temperaturas máximas alcanzadas en la etapa de combustión, obtenidas en la simulación CFD, ni siquiera se acercan a la temperatura de fusión del material con el que está fabricada la cámara de combustión, por lo tanto, no es necesario cambiarlo.
- Se necesita 2 veces menos flujo másico de hidrógeno que de Jet A1 para generar el mismo empuje en la micro – turbina.
- Si se igualaran el flujo másico del hidrógeno con el del jet A1, se provocará una aceleración en las rpm del eje de la micro – turbina, por lo que se comprimirá más aire y se generará un mayor empuje.

Como conclusión general, se puede utilizar hidrógeno en la micro turbina J66 – 8, para generar energía mecánica rotativa, convertida después en empuje, y sin contaminar.

Como recomendaciones, se sugiere realizar análisis de vibraciones, esfuerzos y costos para empezar a diseñar y fabricar este tipo de Micro – turbinas, ya que no solo se pueden aplicar en la generación de empuje sino también en la generación de energía eléctrica obviamente con algunas modificaciones en el diseño original, es una forma de generar energía con cero emisiones de carbono.

Además, también se recomienda realizar estudios sobre el almacenamiento y producción de hidrógeno, para así no solo tener el mecanismo de generación sino también reservas que nos permitan la operación de estos.

VI. BIBLIOGRAFÍA

- Y. A. Cengel. *Termodinámica*. Séptima ed. New York: McGraw-Hill. 2012.
- N. Cumpsty. *Jet Propulsion*. 2nd ed. Cambridge: Cambridge. 2003.
- R. Fox. *Introducción a la mecánica de fluidos*. Segunda ed. New York: McGraw-Hill. 2011.
- R. B. Gupta. *Hydrogen fuel: production, transport and storage*. US. 2009.
- H., J. I. *El hidrógeno y la energía*. Madrid: Asosiacon Nacional de Ingenieros del ICAI. 2007.
- J. B. Heywood. *Internal Combustion*. USA: McGraw-Hill. 1988.
- T. Kamps. *Jet Engines*. 3rd ed. UK.: Model. 2005.
- C. Soares. *Gas Turbines - A handbook of air, land, and sea applications*. 2nd ed. Oxford UK: Cambridge. 2015.