



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

“SIMULACIÓN DE LA RUEDA COMPRESORA DEL TURBO DE UN VEHÍCULO OPEL MODELO COMBO TOUR 1.3 CDTI”

PACHECO MÉNDEZ LUIS VÍCTOR

TRABAJO DE TITULACIÓN

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

**RIOBAMBA – ECUADOR
2016**

ESPOCH

Facultad de Mecánica

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2015-11-20

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

PACHECO MÉNDEZ LUIS VÍCTOR

Titulado:

**“SIMULACIÓN DE LA RUEDA COMPRESORA DEL TURBO DE UN
VEHÍCULO OPEL MODELO COMBO TUOR 1.3 CDTI”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Sócrates Aquino Arroba
DIRECTOR

Ing. Edwin Pozo Safla
ASESOR

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: PACHECO MÉNDEZ LUIS VÍCTOR

TRABAJO DE TITULACIÓN: “SIMULACIÓN DE LA RUEDA COMPRESORA DEL TURBO DE UN VEHÍCULO OPEL MODELO COMBO TUOR 1.3 CDTI”

Fecha de Examinación: 2016-11-17

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Pérez PRESIDENTE TRIB.DEFENSA			
Ing. Sócrates Aquino Arroba DIRECTOR			
Ing. Edwin Pozo Safla ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Pérez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El Trabajo de Titulación que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Pacheco Méndez Luis Víctor

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo, Pacheco Méndez Luis Víctor, declaro que el presente trabajo de titulación es de mi autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados. Como autor, asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Pacheco Méndez Luis Víctor

DEDICATORIA

A mi familia quien fue un pilar fundamental en el proceso de formación académica, además de la guía que me brindaron para formar mi carácter. En especial a mi padre Segundo Pacheco que es un claro ejemplo de lucha por salir adelante y que en todo momento fue un ejemplo a seguir, a mi madre Rosa Méndez que me brindo comprensión mientras me ayudaba a permanecer en el camino correcto.

A mis hermanos y hermanas quienes en todo momento estuvieron para apoyarme y enseñarme que siempre hay un camino que conduce hacia adelante.

A mis amigos que siempre estuvieron allí cuando se les necesitaba, con quienes se vivió momentos inolvidables que permanecerán por siempre en nuestras mentes, por sus palabras de aliento en momentos difíciles.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo formadora de profesionales, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz y a todos los docentes que me formaron, por brindarme la oportunidad de adquirir nuevos conocimientos y especializarme en lo que me gusta hacer.

Al Director y Asesor de tesis, quienes me brindaron confianza y colaboración desinteresada para el desarrollo de este trabajo de titulación.

Pacheco Méndez Luis Víctor

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por darme fortaleza para lograr mis metas, a mi familia por brindarme todo el cariño y confianza para ver culminada una meta más de la vida.

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica De Chimborazo en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz que me dio la oportunidad de obtener una profesión de vida y aportar a la sociedad con los conocimientos adquiridos.

A mis amigos, compañeros y a todas las personas que aportaron en mi formación para cumplir con éxito esta etapa de mi vida.

Agradezco al Ing. Miguel Aquino e Ing. Edwin Pozo, por brindarme su amistad y asesoramiento en el presente trabajo de titulación, quienes con la ayuda de su conocimiento y experiencia logramos elaborar el presente documento.

Pacheco Méndez Luis Víctor

CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN	
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Justificación.....	1
1.3	Objetivos.....	2
1.3.1	<i>Objetivo general</i>	2
1.3.2	<i>Objetivos específicos:</i>	2
2	MARCO TEÓRICO	
2.1	Historia de la turboalimentación.....	3
2.2	Principios de la turboalimentación.....	4
2.2.1	<i>Aumento de la cilindrada</i>	4
2.2.2	<i>Aumento de las revoluciones del motor</i>	4
2.2.3	<i>Turboalimentación</i>	4
2.3	Tipos de sobrealimentación.....	4
2.3.1	<i>Sobrealimentación mecánica</i>	5
2.3.2	<i>Sobrealimentación eléctrica</i>	5
2.3.3	<i>Sobrealimentación por gases de escape</i>	6
2.4	Ventajas de la turboalimentación.....	6
2.5	Partes principales.....	7
2.5.1	<i>Compresor</i>	7
2.5.1.1	<i>Rueda del compresor</i>	8
2.5.1.2	<i>Difusor</i>	8
2.5.1.3	<i>Caja espiral</i>	8
2.5.2	<i>Turbina</i>	8
2.5.2.1	<i>Caja de turbina</i>	8
2.5.2.2	<i>Rueda de turbina</i>	9
2.5.3	<i>Regulación</i>	9
2.5.4	<i>Sistema de rodamientos</i>	9
2.6	Desarrollo tecnológico.....	10
2.7	Softwares empleados.....	11
2.7.1	<i>Ansys</i>	12
2.7.2	<i>BladeGen</i>	12
2.7.3	<i>TurboGrid</i>	12
2.7.4	<i>CFX</i>	12
2.7.5	<i>SolidWorks</i>	16
2.8	Ecuación de la continuidad.....	16
3.	OBTENCIÓN DEL MODELO GEOMÉTRICO	
3.1	Toma de medidas.....	17
3.2	Selección de software.....	21
3.2.1	<i>Softwares disponibles</i>	21
3.3	Obtención del modelo en BladeGen.....	22
4.	VALIDACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO	
4.1	Determinación de parámetros.....	26

4.2	Análisis en ANSYS	27
4.2.1	<i>Mallado</i>	27
4.2.2	<i>Análisis estático total</i>	31
4.2.2.1	<i>Deformación total del compresor</i>	32
4.2.2.2	<i>Esfuerzo cortante del compresor</i>	33
4.2.2.3	<i>Factor de seguridad del compresor</i>	33
4.2.2.4	<i>Fatiga del compresor</i>	34
4.2.3	<i>Análisis estático parcial</i>	34
4.2.3.1	<i>Deformación total de la hoja</i>	35
4.2.3.2	<i>Esfuerzo cortante de la hoja</i>	35
4.2.3.3	<i>Factor de seguridad de la hoja</i>	36
4.2.3.4	<i>Fatiga en la hoja</i>	36
5.	VALIDACIÓN DISEÑO DE FLUJO	
5.1	Determinación de variables	37
5.1.1	<i>Exigencias del motor hacia la rueda compresora</i>	38
5.1.2	<i>Determinación del caudal necesario que ingresa al motor</i>	39
5.1.3	<i>Temperatura del fluido</i>	42
5.1.4	<i>Mallado</i>	42
5.2	Validación mediante CFD	43
5.2.1	<i>Análisis total</i>	44
5.2.2	<i>Análisis de flujo parcial focalizado</i>	45
5.3	Resultados roseta compresora	47
5.3.1	<i>Eficiencia de carga de la hoja</i>	47
5.3.2	<i>Carga de hoja por Angulo de ataque</i>	48
5.3.3	<i>Eficiencia del eje y la carcasa</i>	49
5.3.4	<i>Eficiencia de carga en la entrada y salida</i>	50
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
6.1	Conclusiones.....	51
6.2	Recomendaciones	51

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Características entre motores	6
Tabla 2. Valores de diseño.....	21
Tabla 3. Selección de software	22
Tabla 4. Materiales comúnmente empleados.....	26
Tabla 5. Datos vehículo	37
Tabla 6. Condiciones críticas.....	38

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Sobrealimentación mecánica	5
Figura 2. Sobrealimentación eléctrica	5
Figura 3. Sobrealimentación por gases de escape.....	6
Figura 4. Partes de un turbocompresor	7
Figura 5. Conjunto compresor	7
Figura 6. Conjunto de turbina	8
Figura 7. Regulación de carga	9
Figura 8. Sistema de rodamientos	10
Figura 9. Definición de volumen de control	13
Figura 10. Ecuaciones en coordenadas cartesianas	13
Figura 11. Volúmenes y regiones superficiales	14
Figura 12. Elemento de malla	14
Figura 13. Sumatorias de movimientos	14
Figura 14. Ecuaciones de movimiento de límites	15
Figura 15. Partes de la ecuación	15
Figura 16. Principio de continuidad.....	16
Figura 17. Calibrador electrónico digital	17
Figura 18. Diámetro base de hoja	17
Figura 19. Diámetro mayor de rueda compresora	18
Figura 20. Altura de hoja en la entrada.....	18
Figura 21. Altura de hoja en la salida	18
Figura 22. Espesor de la base de hoja en la salida	19
Figura 23. Espesor a lo largo de la hoja.....	19
Figura 24. Alto de longitud de hoja	20
Figura 25. Angulo que describe la hoja en torno al eje de rotación	20
Figura 26. Sección que describe la hoja en sentido longitudinal.....	22
Figura 27. Perfil guía	23
Figura 28. Entorno de hoja en función al eje.....	23
Figura 29. Verificación de parámetros	24
Figura 30. Modelo en BladeGen	24
Figura 31. Vista frontal y lateral del modelo en SolidWorks	25
Figura 32. Modelo trimétrico en SolidWorks	25
Figura 33. Mallado de rueda compresora	27
Figura 34. Calidad de malla generada	28
Figura 35. Calidad de malla aceptable.....	28
Figura 36. Tipos de mallas volumétricas	29
Figura 37. Evaluación element quality	29
Figura 38. Evaluación de la calidad de malla	29
Figura 39. Propiedades dela aleación de aluminio	30
Figura 40. Soportes fijos	30
Figura 41. Zonas afectadas por presión	31
Figura 42. Influencia de temperatura.....	31
Figura 43. Deformación total del compresor	32
Figura 44. Esfuerzo cortante del compresor	33
Figura 45. Factor de seguridad del compresor.....	33
Figura 46. Fatiga del compresor	34
Figura 47. Deformación total de hoja	35

Figura 48. Esfuerzo cortante de la hoja	35
Figura 49. Factor de seguridad dela hoja	36
Figura 50. Fatiga en la hoja	36
Figura 51. Matricula	37
Figura 52. Entrada de flujo	40
Figura 53. Mallado del flujo	42
Figura 54. Evaluación Skewness	43
Figura 55. Evaluación de la malla flujo	43
Figura 56. Flujo dentro de la rueda compresora	44
Figura 57. Flujo parcial.....	45
Figura 58. Zona crítica flujo	45
Figura 59. Velocidad de flujo	46
Figura 60. Carga de una rueda	46
Figura 61. Carga de la hoja	47
Figura 62. Angulo de ataque.....	48
Figura 63. Eficiencia del eje y carcasa	49
Figura 64. Eficiencia de entrada y salida.....	50

LISTA DE ABREVIACIONES

CAD	Computer Aided Desing
CAM	Computer Aided Manufacturing
CAE	Computer Aided Engineering
CO2	Dióxido de carbono
CFD	Computer Fluid Dynamics
CFX	Computational Fluid
VW	Volkswagen
SD	Sedans
FEM	Finite Element Method
3D	Tres Dimensiones
HIP	High Pressure Injection
UTS	Ultimate Tensile Strength

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A Tutorial de modelado y flujo de la rueda compresora.

RESUMEN

El presente trabajo de titulación está basado en la aplicación de softwares informáticos para conseguir la simulación de la rueda compresora del turbo de un vehículo modelo Opel combo tuor 1.3CDTI, se está aplicando reingeniería al modelo descrito con la finalidad de analizar las zonas críticas de flujo y diseño, las cuales generan perturbaciones reduciendo la eficiencia de bombeo, para conseguir este resultado se empleó el software ANSYS en conjunto con SOLIDWORKS utilizando sus herramientas de creación de hojas con la finalidad de obtener una geometría que se ajuste a los requerimientos de diseño, con bladegen que es una herramienta de ANSYS se obtuvo la forma y con SOLIDWORKS se le dio volumen, se realizó un análisis estático y posteriormente uno de flujo llegando a apreciar las características principales de bombeo, las variables como la velocidad de ingreso y la presión en la salida son directamente afectadas por la sección de entrada, el ángulo de ataque y la sección de salida. Las perturbaciones son elevadas donde la hoja corta el flujo ya que instantáneamente se eleva la velocidad del flujo y a la salida de la hoja nuevamente se presenta un frenado del flujo aumentando la presión de salida, de esta manera se logra obtener alta presión en el múltiple de admisión. El régimen de carga de la rueda es estable con perturbaciones de flujo bajas, utilizar un mallado que se ajuste de mejor manera al modelo en conjunto con parámetros de funcionamiento reales, esto garantiza un resultado fiable y claro.

PALABRAS CLAVE: <DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADOR (CAD)>, <INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADOR (CAE)>, <ANÁLISIS DE FLUJO>, <RUEDA COMPRESORA>, <TECNOLOGÍA DE DISEÑO>, <SIMULACIÓN DEL COMPRESOR>, <REINGENIERÍA APLICADA>, <ANSYS (SOFTWARE)>, <SOLIDWORKS (SOFTWARE)>.

ABSTRACT

The present work of certification is based on the application of computer software for the simulation of the compressor wheel of the turbocharger on a vehicle model Opel Combo tuor 1.3CDTI, it is applying reengineering to the model described with the aim of analyzing the critical areas of flow and design, which generate disturbance reducing the efficiency of pumping, to achieve this result is used the software ANSYS together SOLIDWORKS using their tools for the creation of sheets with the purpose of obtaining a geometry that conforms to the requirements of design, with bladegen that is a tool of ANSYS was obtained the form and with SOLIDWORKS was given volume, it was conducted a static analysis and later a flow coming to appreciate the main features of pumping, variables such as the speed of income and the pressure at the outlet are directly affected by the input section, the angle of attack and the outlet section. Perturbations are high where short sheet flow that instantly raises the speed of flow and output, thus is achieved high pressure in the intake manifold. The regime of wheel load is stable with low flow disturbances, use a mesh that conforms better to model in conjunction with operating parameters reals that guarantees a reliable and clear result.

KEY WORDS: <DESIGN ASSISTED BY COMPUTER (CAD)>, <COMPUTER ASSISTED ENGINEERING (CAE)>, <FLOW ANALYSIS>, <COMPRESSOR WHEEL>, <DESIGN TECHNOLOGY>, <SIMULATION OF COMPRESSOR>, <REENGINEERING APPLIED>, <ANSYS (SOFTWARE)>, <SOLIDWORKS (SOFTWARE)>.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

En un principio se contaba con motores robustos y poco eficientes, que no eran amigables con el medioambiente, es por ello que en un mundo globalizado y cambiante se hizo necesario mejorar el aprovechamiento de las energías. Los motores de combustión interna no fueron la excepción y tuvieron que sufrir grandes cambios desde su creación.

La turboalimentación fue en primera instancia la base para obtener mejores prestaciones en un motor, pero en la actualidad se está convirtiendo en un pilar fundamental para reducir las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) y contribuir al objetivo mundial, de reducir la contaminación ambiental, que hoy es la protagonista de muchos percances ambientales que se están suscitando.

Ecuador que ha sido considerado como un país verde, además por la responsabilidad moral y humana tiene que unirse a disminuir el problema, entender de las ventajas de poseer motores turboalimentados. La influencia del ángulo de la hélice, la velocidad y la trayectoria del flujo de gases sobre el incremento de presión dentro del múltiple de admisión ya que existe un desconocimiento en el campo de los turbocompresores.

1.2 Justificación

En nuestro país en las últimas décadas toda la demanda mercantil se satisface con productos tecnológicos importados, pero con el cambio de la matriz productiva que está afrontando el país es necesario seguir líneas investigación y contribuir al objetivo del país, que es desarrollar nueva tecnología y mejorar la existente.

En la escuela de ingeniería automotriz se tiene conceptos básicos de la funcionalidad de un compresor, es por ello que se debe realizar la simulación en softwares de diseño para evidenciar como se genera la sobrepresión a partir de la rotación dinámica y la geometría que posee la rueda compresora con el fin de aportar conocimientos más bastos.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo general.* Simular la rueda compresora del turbo de un vehículo Opel modelo combo tuor 1.3 CDTI.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

- Determinar las variables que intervienen en el diseño mecánico de la rueda compresora.

- Obtener la geometría de la rueda del compresor mediante software CAD “Diseño Asistido por Computador”.

- Validar el diseño mediante software CAE “Ingeniería Asistida por Computador”.

- Determinar las variables para el análisis del comportamiento del flujo.

- Validar el comportamiento de fluido mediante software que aplica los principios de CFD “dinámica computacional de fluidos”.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Historia de la turboalimentación

Data de entre 1885 y 1896 en el lapso de estas fechas Gottlieb Daimler y Rudolf Diésel trataban de incrementar la potencia de sus motores y reducir el consumo de combustible en base a la precompresión del aire de combustión, en 1925 el ingeniero suizo Alfred Büchi fue el primero en lograr este propósito y su estrategia fue utilizar los gases de escape para precompresión del aire siendo el primero el lograr la turboalimentación por gases de escape.

Las primeras aplicaciones de turboalimentación por gases de escape se limitaban a motores enormes, principalmente en motores marinos. En 1938 se construyó el primer camión con motor turboalimentado y así llegó la turboalimentación a la industria automovilística.

El gran descubrimiento en turboalimentación para automóviles llegó en 1978 con la introducción del primer motor turbodiésel para automóviles con el Mercedes-Benz 300 SD, seguido del VW Golf Turbodiésel en 1981 con estos acontecimientos inicio la utilización de compresores en vehículos livianos que al final representa una lucha por la producción de motores más pequeños y eficientes.

Gracias al turbocompresor, se podía incrementar la eficiencia del motor diésel, manteniendo prácticamente la misma operatividad que un motor de gasolina y con una reducción significativa de las emisiones.

En la actualidad, la turboalimentación en motores ya no se ve primordialmente desde la óptica de las prestaciones, sino que se contempla como una forma de reducir el consumo de combustible y por tanto, la contaminación ambiental, gracias a la reducción en las emisiones de dióxido de carbono (CO₂), la razón principal de aplicar la turboalimentación radica en el aprovechamiento de la energía de los gases de escape para reducir el consumo de combustible y las emisiones.

2.2 Principios de la turboalimentación

Para incrementar la potencia de un motor existen varias posibilidades entre las principales se tiene como opciones las siguientes:

2.2.1 *Aumento de la cilindrada.* Mientras más volumen de aire aspire un motor, mayor será la cantidad de combustible que se podría quemar en el mismo tiempo y por tanto se lograría incrementar la potencia con el aumento de cilindrada. Esto se puede lograr con el aumento de número de cilindros o con el aumento del volumen de cada cilindro, en general esto deriva en la obtención como resultado final motores más grandes y más pesados.

2.2.2 *Aumento de las revoluciones del motor.* Esto se logra incrementando el número de revoluciones por unidad de tiempo. Sin embargo, debido a las limitaciones de estabilidad mecánica, este tipo de mejora de potencia está muy restringido. Más aun con el aumento de la velocidad las pérdidas por fricción y bombeo aumentan al mismo tiempo, esto conlleva a una gran pérdida de rendimiento del motor.

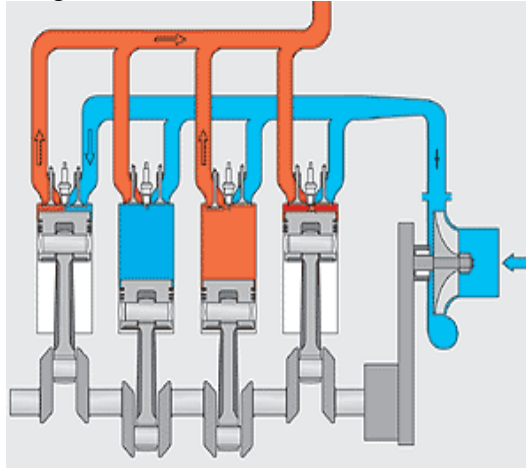
2.2.3 *Turboalimentación.* La turboalimentación une los dos conceptos anteriores para incrementar la potencia, ya que en un motor turboalimentado se ingresa un mismo volumen de aire y se mantiene las revoluciones de un motor, la única diferencia es que el aire que ingresa ya está precomprimido. Y por lo tanto ingresa más masa de aire con la cual se puede quemar más combustible incrementando así la potencia y manteniendo la misma relación de tamaño y peso del motor.

2.3 Tipos de sobrealimentación

En la industria automovilística el desarrollo de tecnología en cuanto a turbocompresores estuvo en basado en sobrealimentar un motor que a la par significa intuitivamente un aumento de potencia, rendimiento, un bajo consumo de combustible y bajo nivel de emisiones, por esta razón se trataba con múltiples formas de sobrealimentar los motores, entre ellas tenemos tres, que fueron las más comunes formas de lograr este propósito, sin poner en riesgo la funcionalidad del motor bajo cualquier régimen de trabajo que se presente.

2.3.1 *Sobrealimentación mecánica.* Con la sobrealimentación mecánica, el aire que ingresa es comprimido mediante un compresor accionado directamente por el motor, existen pérdidas mecánicas en forma de accionamiento y su aplicación fue poco empleada.

Figura 1. Sobrealimentación mecánica

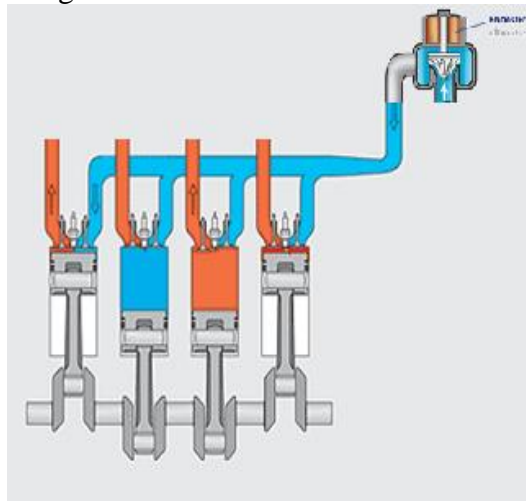


Fuente: http://www.turbos.bwauto.com/img/turbofacts/img_11_principle_g.gif

2.3.2 *Sobrealimentación eléctrica.* El compresor es accionado eléctricamente y el consumo eléctrico es elevado, por lo tanto las pérdidas en el intercambio de energías es elevado, por tal motivo no es beneficiosamente empleado.

En la actualidad la empresa BorgWarner se encuentra realizando estudios para su empleo y es una combinación de sobrealimentación por gases de escape y eléctrica a la cual la llamaron eBOOSTER.

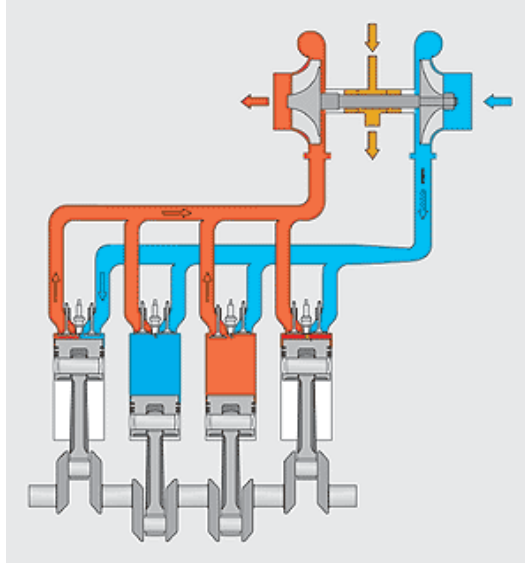
Figura 2. Sobrealimentación eléctrica



Fuente: <http://www.turbos.bwauto.com/img/products/eBoosterScheme.gif>

2.3.3 Sobrealimentación por gases de escape. Los gases de escape mientras son evacuados y con parte de la energía sobrante que poseen accionan una turbina que está conectada directamente al compresor de aire, para precomprimir el aire que va a ingresar al motor, no posee ningún acople mecánico entre el motor y el turbo, este es un sistema que aprovecha la energía de los gases de escape y es por ello que este sistema es el único empleado en la actualidad.

Figura 3. Sobrealimentación por gases de escape



Fuente: http://www.turbos.bwauto.com/img/turbofacts/img_10_principle_g.gif

2.4 Ventajas de la turboalimentación

Tabla 1. Características entre motores

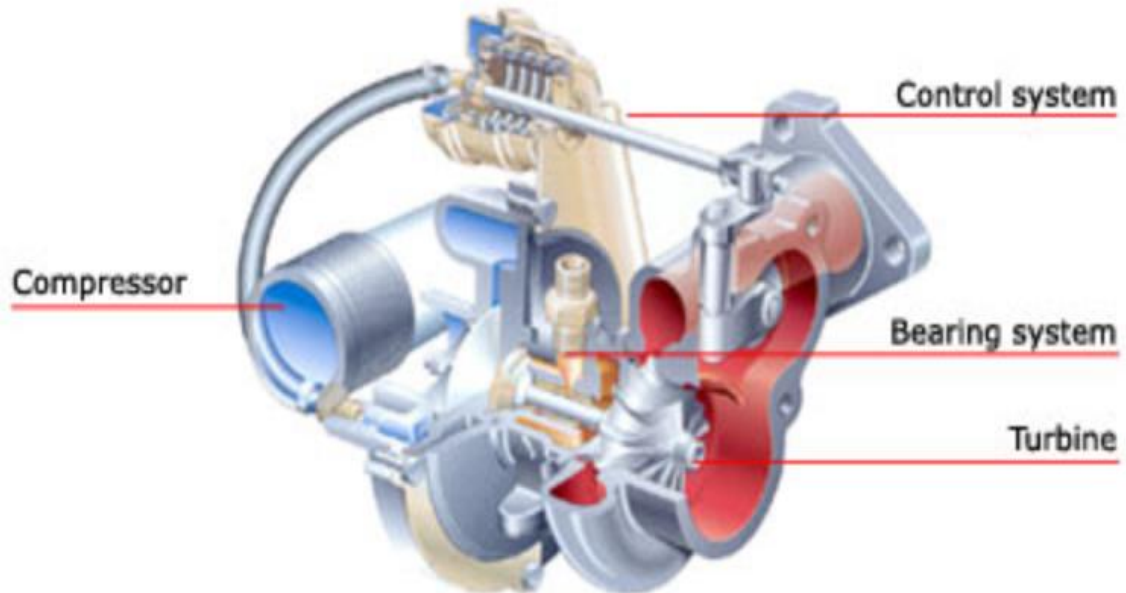
Características	Motor atmosférico	Motor sobrealimentado
Peso del motor	Mayor	Menor
Consumo por km	Mayor	Menor
Potencia	Menor	Mayor
Comportamiento en altitud	Menor	Mayor
Contaminantes	Mayor	Menor
Ruido	Mayor	Menor
Eficiencia	Menor	Mayor

Fuente: Autor

2.5 Partes principales

En un sentido de subsistemas que tiene un turbo estas son sus principales partes notables en base a la función que cumplen.

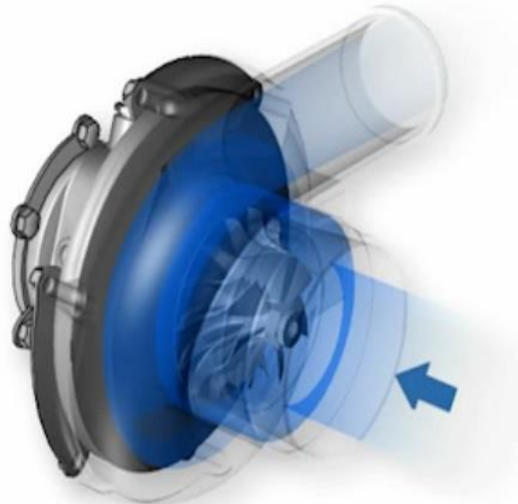
Figura 4. Partes de un turbocompresor



Fuente: <http://www.turbos.bwauto.com/es/products/turbochargerCompressor.aspx>

2.5.1 Compresor. Los compresores en su mayoría son de tipo centrífugo, es el encargado de generar la sobrepresión a partir de la energía mecánica que recibe de la turbina, están conformados por tres componentes principales que se encargan de generar la sobrepresión, trabajan a altos regímenes de giro y a altas temperaturas.

Figura 5. Conjunto compresor



Fuente: <http://www.turbos.bwauto.com/es/products/turbochargerCompressor.aspx>

2.5.1.1 Rueda del compresor. Sirviéndose de la rotación la rueda, el compresor introduce el aire de forma axial y es acelerado a gran velocidad, el aire abandona la rueda del compresor en forma radial y es entregado al difusor, el objetivo de los diseñadores es obtener una rueda de compresor más resistente y disminuir su inercia esto se ha logrado en base a múltiples aleaciones de aluminio y en las últimas aspiraciones de los diseñadores está en proporcionar al mercado ruedas compresoras de titanio ya que poseen un excelente relación peso-resistencia.

2.5.1.2 Difusor. El difusor frena el aire proveniente de la rueda del compresor disminuyendo su velocidad, con esto se puede aumentar tanto la presión como la temperatura, posteriormente entrega el flujo de aire a la caja espiral.

2.5.1.3 Caja espiral. La caja espiral recoge el aire proveniente del difusor y lo frena aún más para posteriormente conducirlo a la salida del compresor.

2.5.2 Turbina. La turbina en si transforma la energía cinética de los gases de escape en energía mecánica, la cual entrega a un eje que está conectado directamente con la rueda del compresor, tiene como partes principales dos elementos en su construcción.



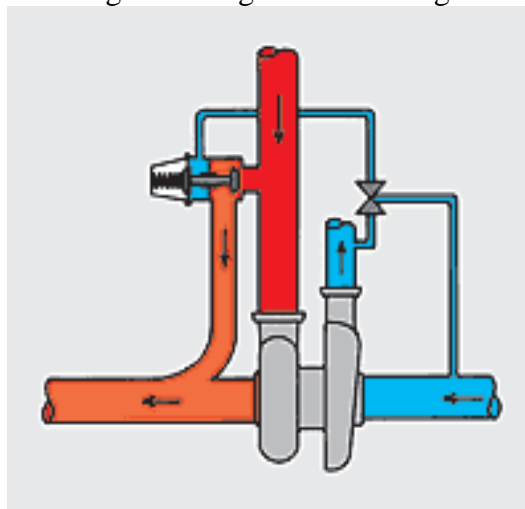
Fuente: <http://www.turbos.bwauto.com/es/products/turbochargerTurbine.aspx>

2.5.2.1 Caja de turbina. Recoge los gases provenientes del múltiple de escape y lo direcciona hacia la turbina para que esta aproveche la energía cinética de los gases de escape, las transforma en movimiento rotativo que es entregado al eje del turbo para ser transmitido a la rueda compresora, des esta manera se aprovecha la energía sobrante en los gases de escape.

2.5.2.2 Rueda de turbina. Con los gases de escape apuntados estratégicamente a la rueda de turbina, esta se encarga de aprovecharlos, transformando así la energía cinética en energía mecánica.

2.5.3 Regulación. El sistema de regulación se encarga de controlar la presión de sobrecarga, con esto se logra optimizar una constante precompresión de aire de admisión y se logra controlando la sección de un bypass entre el múltiple de escape y el tubo de escape, impidiendo así el paso de un porcentaje de gases por la sección de la turbina, con lo cual se logra mantener el eje a una revoluciones aceptables y un nivel de carga controlado.

Figura 7. Regulación de carga



Fuente: <http://www.turbos.bwauto.com/es/products/turbochargerControlSystem.aspx>

2.5.4 Sistema de rodamientos. El eje de turbina y compresor giran a grandes velocidades es por ello que incorporan un sistema de rodamientos lubricados sin fricción, esto se logra gracias a la presión de lubricación que es derivada directamente del circuito de aceite del motor.

Los cojinetes se aíslan de contacto metálico gracias a la película de aceite que se forma entre las superficies internas del eje cojinetes y carcasa para evitar fricción.

Para no tener pérdidas de aceite hacia el compresor o hacia la turbina un turbocompresor posee un sistema de estanqueidad tipo laberinto y un retorno de aceite sin presión para garantizar el flujo del aceite utilizado para la lubricación de rodamientos y retorne únicamente al reservorio de aceite.

Figura 8. Sistema de rodamientos



Fuente: <http://www.turbos.bwauto.com/es/products/turbochargerBearingSystem.aspx>

2.6 Desarrollo tecnológico

Los turbocompresores tienen que satisfacer diversas exigencias y es por eso que siempre se están optimizando sus componentes, como son el compresor y la rueda de turbina los componentes que ejercen mayores características de funcionamiento del turbocompresor, dichos elementos están diseñados utilizando programas informáticos que permiten el cálculo tridimensional.

Las resistencias y nuevos diseños de estas ruedas se optimizan de forma simultánea utilizando el método de elemento finito (FEM) calculándose así su durabilidad en base a ciclos de trabajos realistas. Los últimos estudios se basan en mejorar la estabilidad, resistencia, durabilidad y las prestaciones que genere un turbocompresor con el objetivo de mejorar potencia, rendimiento de un motor y disminuir la cantidad de gases contaminantes que se emiten al medioambiente.

El uso de paquetes informáticos como una herramienta para resolver problemas de ingeniería en aplicaciones industriales data desde 1950, en un principio este método era muy limitado especialmente se lo usaban en industrias aeronáuticas, de defensa, nuclear y en menor aplicación en la industria automotriz, pero posteriormente su aplicación poco a poco fue ampliándose a más industrias y más compañías comenzaron a usar FEM, desde entonces su uso ha crecido muy rápidamente. En la actualidad los programas de elemento finito se han vuelto muy poderosos y pueden resolver problemas muy complejos, en ellos están introducidos muchos fenómenos físicos para acoplarlos en el mismo análisis.

El tratamiento de problemas ingenieriles en este tipo de software se divide en tres partes básicamente. Crear un modelo, resolver el problema y analizar los resultados. En ANSYS para los procesos de cálculo se divide en preprocesador, procesador de solución y postprocesador.

Dentro del preprocesador se construye la geometría, se define el material y se genera una malla de elementos. En el procesador de soluciones se deben aplicar las cargas que intervienen y obtener la solución. En el postprocesador se observan las soluciones y se realiza la validación del mismo.

Se usa las siguientes ecuaciones en los paquetes informáticos para la solución de cualquier condición física.

Ecuación de equilibrio en estática.

$$\frac{d^2u}{du^2}EF + q = 0$$

Ecuaciones geométricas.

$$\varepsilon = \frac{dx}{du}$$

Ecuaciones físicas.

$$\sigma = \varepsilon E$$

A partir de este sistema de ecuaciones es posible determinar todos los valores necesarios para el análisis en primera instancia.

2.7 Softwares empleados

Para el desarrollo del trabajo se ha hecho necesario el empleo de dos software, una de modelado en 3D y otro de análisis ingenieril, con los cuales realizaremos el modelado y análisis respectivo para validar el diseño.

2.7.1 *Ansys*. Es un software de simulación y análisis que permite predecir cómo será el comportamiento de productos diseñados en el mundo real, empresas líderes en creación de nuevos productos utilizan estos tipos de software para el desarrollo tecnológico de sus productos ya que en estos se incorporan todos los fenómenos físicos existentes en el mundo real.

2.7.2 *BladeGen*. Es un componente o herramienta de Ansys BladeModeler está diseñada para un fácil y rápido diseño tridimensional de componentes de maquinaria rotativa. El software puede ser utilizado para diseñar componentes axiales, radiales y de flujo mixto tales como turbocompresores, bombas y otros. Es un eslabón esencial entre simulación avanzada y diseño de hoja incluyendo dinámica computacional de fluidos, con esto se puede volver a crear diseños existentes o completamente nuevos partiendo de nada. Permite que los diseños sean fáciles y adecuados ya que la herramienta se encarga de aplicar los bordes y el trayecto a una relación de elipse y de esta forma no se torna tan complicado el modelado.

2.7.3 *TurboGrid*. Automatiza la producción de mallas en cuchillas requerías para componentes rotativos, el resultado, TurboGrid minimiza las dependencias del mallado cuando se evalúa predicciones de rendimiento en el diseño.

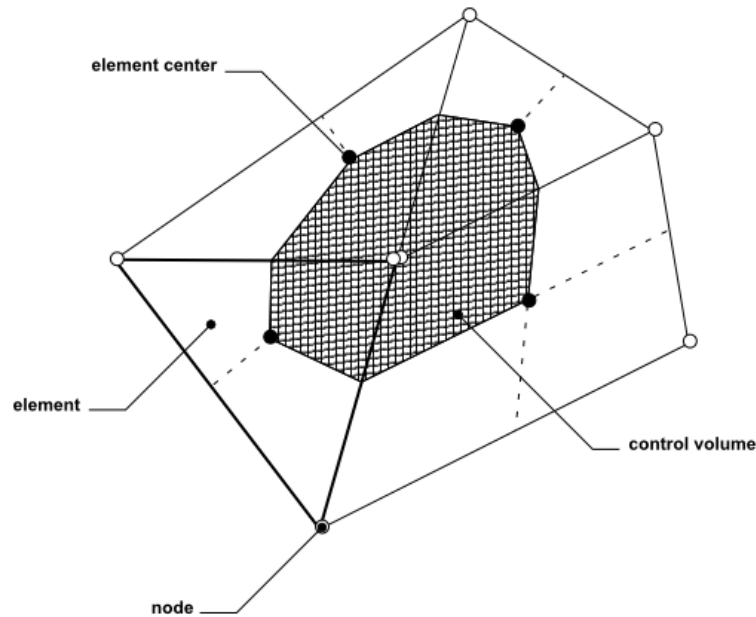
Importa las definiciones de geometría del software de diseño de cuchillas en BladeModeler para que se puedan ajustar a las especificaciones de diseño, con esto se garantiza la creación de una malla óptima con una mínima intervención del usuario con el fin de maximizar la productividad. TurboGrid crea mallas autosustentables que son críticas con la finalidad de minimizar la dependencia de la malla cuando se realizan evaluaciones de diseño y rendimientos.

2.7.4 *CFX*. Es una herramienta de software basado en la dinámica computacional de fluidos de alto rendimiento que nos proporciona soluciones fiables y precisas.

De forma amplia con sus múltiples aplicaciones en dinámica computacional de fluidos, es conocido por su precisión, velocidad y robustez para la simulación de fluidos en maquinaria rotativa como bombas, ventiladores, compresores, turbinas entre otros que los ingenieros aplican para resolver análisis de flujo.

Utiliza el método de volumen finito basado en elementos, que primero implica la discretización del dominio espacial utilizando una malla. La malla se utiliza para construir volúmenes finitos, que se usan para conservar cantidades relevantes como la masa, momento, energía, etc. Su malla es tridimensional y conserva todas las variables de solución en sus nodos, se construyen así un volumen de control.

Figura 9. Definición de volumen de control



Fuente: Ansys help

Ansys considera las ecuaciones de conservación de la masa, el momento y un escalar pasivo expresadas en coordenadas cartesianas, con la finalidad de conocer la ubicación de cada nodo del elemento con una malla en tres dimensiones.

Figura 10. Ecuaciones en coordenadas cartesianas

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_j} (\rho \mathbf{U}_j) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{U}_i) + \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_j} (\rho \mathbf{U}_j \mathbf{U}_i) = -\frac{\partial P}{\partial \mathbf{x}_i} + \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial \mathbf{x}_j} + \frac{\partial \mathbf{U}_j}{\partial \mathbf{x}_i} \right) \right)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varphi) + \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_j} (\rho \mathbf{U}_j \varphi) = \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_j} \left(\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \mathbf{x}_j} \right) \right) + S_\varphi$$

Fuente: Ansys help

Estas ecuaciones se integran sobre cada volumen de control, si los volúmenes de control no se deforma ala largo del tiempo estas se pueden mover fuera de las integrales.

Figura 11. Volúmenes y regiones superficiales

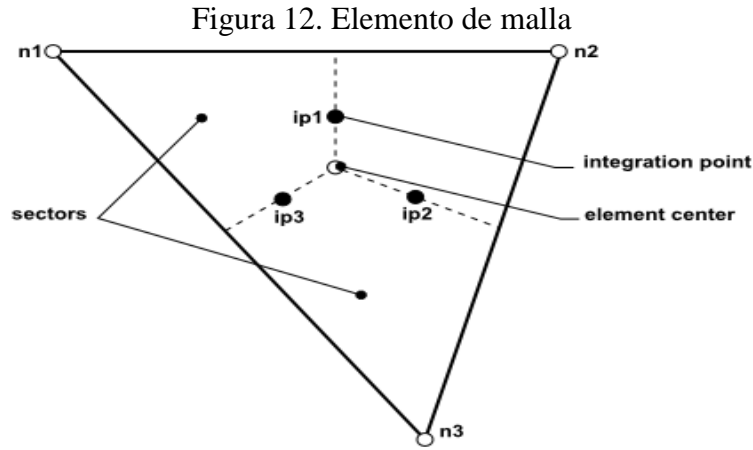
$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho \mathbf{U}_j dn_j = 0$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \mathbf{U}_i dV + \int_S \rho \mathbf{U}_j \mathbf{U}_i dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial \mathbf{x}_j} + \frac{\partial \mathbf{U}_j}{\partial \mathbf{x}_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \varphi dV + \int_S \rho \mathbf{U}_j \varphi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial \mathbf{x}_j} \right) dn_j + \int_V S_\varphi dV$$

Fuente: Ansys help

Donde V y S denotan respectivamente el volumen y las regiones superficiales de integración, dnj son las componentes cartesianas diferenciales del vector de superficie normal hacia afuera.



Fuente: Ansys help

Luego de discretizar el volumen y las integrales superficiales, con el elemento de malla obtenemos un conjunto nuevo de ecuaciones que describen los desplazamientos.

Figura 13. Sumatorias de movimientos

$$V \left(\frac{\rho - \rho^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} = 0$$

$$V \left(\frac{\rho \mathbf{U}_i - \rho^0 \mathbf{U}_i^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (\mathbf{U}_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial \mathbf{x}_j} + \frac{\partial \mathbf{U}_j}{\partial \mathbf{x}_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_{U_i}} V$$

$$V \left(\frac{\rho \varphi - \rho^0 \varphi^0}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \varphi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \varphi}{\partial \mathbf{x}_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \overline{S_\varphi} V$$

Fuente: Ansys help

Como antes, las ecuaciones de conservación diferencial se integran en un volumen de control dado. En esta coyuntura se aplica la regla de Leibnitz y las ecuaciones de conservación integral se convierten en integrales, las cuales simplemente indican que para cada volumen de control, la tasa de cambio de volumen debe equilibrar exactamente el volumen barrido debido al movimiento de sus límites.

Figura 14. Ecuaciones de movimiento de límites

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho dV + \int_s \rho (\mathbf{U}_j - \mathbf{W}_j) dn_j &= 0 \\ \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \mathbf{U}_i dV + \int_s \rho (\mathbf{U}_j - \mathbf{W}_j) \mathbf{U}_i dn_j \\ &= - \int_s P dn_j + \int_s \mu_{eff} \left(\frac{\partial \mathbf{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \mathbf{U}_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV \\ \frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \varphi dV + \int_s \rho (\mathbf{U}_j - \mathbf{W}_j) \varphi dn_j &= \int_s \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\varphi dV \end{aligned}$$

Fuente: Ansys help

Y de esta manera se obtiene el conjunto de ecuaciones que Ansys emplea en la resolución de problemas ingenieriles empleando volúmenes finitos.

Las ecuaciones inmersas en la resolución de ecuaciones permiten al software la resolución de problemas de alta complejidad.

Figura 15. Partes de la ecuación

$$\underbrace{\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \varphi dV}_{\text{Unsteady}} + \underbrace{\int_s \rho (\mathbf{U}_j - \mathbf{W}_j) \varphi dn_j}_{\text{Advection}} = \underbrace{\int_s \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) dn_j}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{\int_V S_\varphi dV}_{\text{Generation}}$$

Fuente: Ansys help

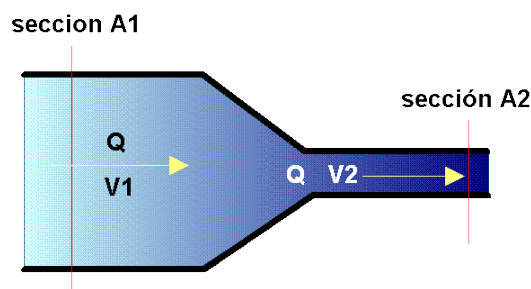
Con esta ecuación se evalúa cada nodo para obtener desplazamiento del mismo lo cual produce la deformación del elemento en la interface de resultados obtenido mediante ansys.

2.7.5 SolidWorks. Es un software de diseño asistido por computador para modelado en tres dimensiones, lo cual permite modelar piezas y conjunto de piezas con la finalidad de traspasar la idea mental del diseñador al sistema de modelado virtual.

2.8 Ecuación de la continuidad

La ecuación de la continuidad es un caso particular de la ecuación de conservación de la masa, dado que el caudal que entra es igual a al caudal que sale, se cumple que el caudal en la sección A1 es igual al caudal en la sección A2 por lo tanto. El caudal no es más que el producto del área de la sección por la velocidad que lleva el fluido en cualquier punto.

Figura 16. Principio de continuidad



Fuente: catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/4750/4918/html/TEO001.gif

$$Q_1 = Q_2 \quad (1)$$

Dónde:

Q = Caudal

$$A_1 V_1 = A_2 * V_2 \quad (2)$$

Dónde:

A = Área en cada sección

V = Velocidad en cada sección.

CAPÍTULO III

3. OBTENCIÓN DEL MODELO GEOMÉTRICO

3.1 Toma de medidas

Las medidas tomadas son a partir de la pieza original y fueron realizadas con un multímetro digital de alta precisión, con un error de una centésima de milímetro.

Figura 17. Calibrador electrónico digital



Fuente: Autor

Toma de medidas de la rueda compresora.

Figura 18. Diámetro base de hoja



Fuente: Autor

Valor aceptado para el análisis 9 mm.

Figura 19. Diámetro mayor de rueda compresora



Fuente: Autor

Valor aceptado para el análisis 37 mm.

Figura 20. Altura de hoja en la entrada



Fuente: Autor

Valor aceptado para el análisis 6 mm.

Figura 21. Altura de hoja en la salida



Fuente: Autor

Valor aceptado para el análisis 3.9 mm.

Figura 22. Espesor de la base de hoja en la salida



Fuente: Autor

Valor aceptado para el análisis 1 mm.

Figura 23. Espesor a lo largo de la hoja



Fuente: Autor

Valor aceptado para el análisis 0.6 mm.

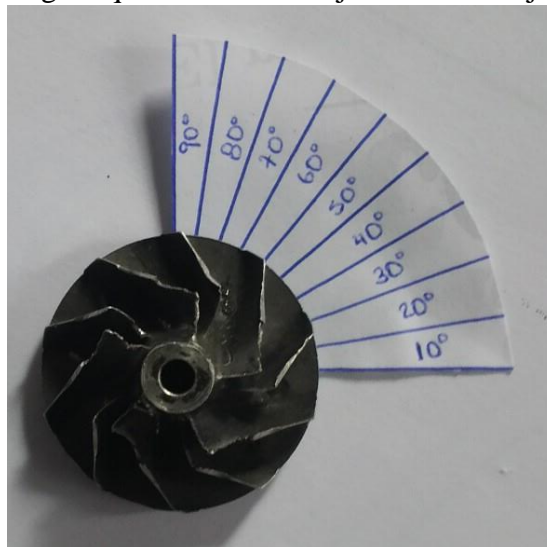
Figura 24. Alto de longitud de hoja



Fuente: Autor

Valor aceptado para el análisis 14 mm.

Figura 25. Angulo que describe la hoja en torno al eje de rotación



Fuente: autor

Valor aceptado para el análisis 60° mm.

Todos los valores fueron tomados del compresor del vehículo Opel combo tour 1.3 CDTI que es propiedad del autor.

De las medidas anteriormente tomadas realizaremos una tabla de valores para representar gráficamente la sección de la hoja a partir de estos valores

Tabla 2. Valores de diseño

Diámetro base de hoja	9±0.1 mm
Diámetro mayor de rueda compresora	37±0.1 mm
Altura de hoja en la entrada	6±0.1 mm
Altura de hoja en la salida	3.9±0.1 mm
Espesor de la base de hoja en la salida	1±0.1 mm
Espesor a lo largo de la hoja	0.6±0.1 mm
Alto de longitud de hoja	14 ±0.1 mm
Angulo que describe la hoja en torno al eje de rotación	60±1°

Fuente: Autor

3.2 Selección de software

La selección del software va de acuerdo al dominio de los programas informáticos y a las características que presenten los mismos.

3.2.1 *Softwares disponibles.* En la Escuela de Ingeniería Automotriz perteneciente a la ESPOCH se trabaja a lo largo de la formación académica con los siguientes softwares de diseño.

- ✓ SOLIDWORK
- ✓ AUTOCAD
- ✓ ANSYS
- ✓ SAP
- ✓ NX

De la siguiente tabla se va a escoger el software más apropiado para realizar el modelado y análisis de la rueda compresora.

Tabla 3. Selección de software

SOFTWARE	Dominio	Utilidad	Licencia
SOLIDWORK	Media-Alta	Media-Alta	Se tiene
AUTOCAD	Media-Baja	Media-Baja	No se tiene
ANSYS	Media-Alta	Media-Alta	Se tiene
SAP	Media-Alta	Media-Baja	No se tiene
NX	Media-Baja	Media-Baja	No se tiene

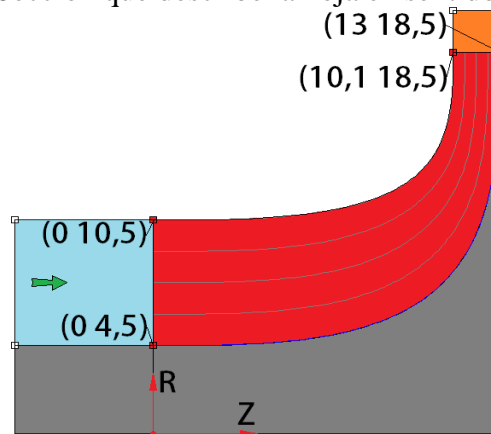
Fuente: Autor

De la anterior tabla se ha escogido la utilización de software ANSYS y SOLIDWORK como los más apropiados para la realización de este trabajo de grado.

3.3 Obtención del modelo en BladeGen

Con los datos anteriores formaremos un perfil de trayectoria que describe la hoja mientras rota, para poder modelar con el software ANSYS.

Figura 26. Sección que describe la hoja en sentido longitudinal

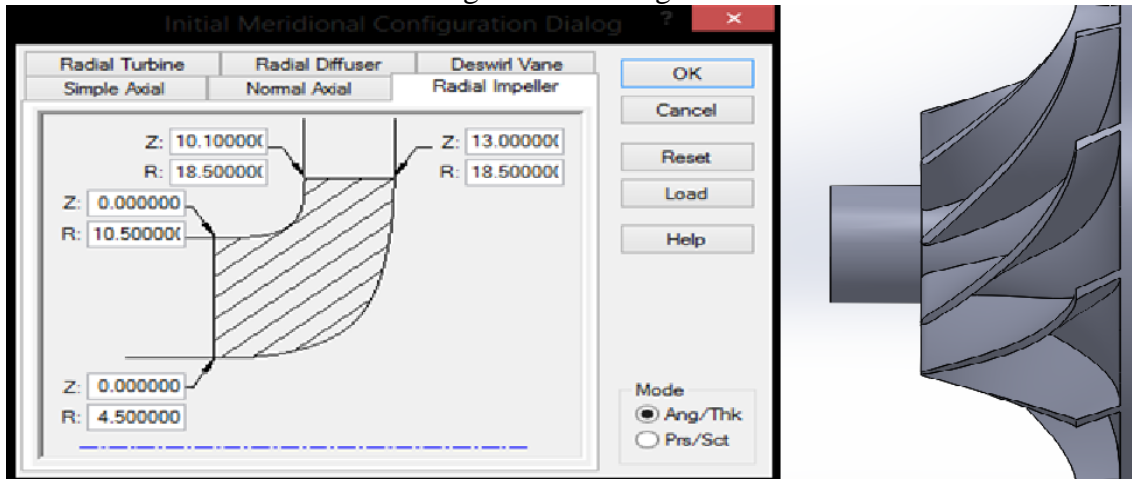


Fuente: Autor

Con los puntos referenciales del perfil que hemos obtenido mediante la toma de medidas de la hoja ejecutamos ANSYS y en radial impeller ingresamos los datos.

Para el modelado emplearemos la herramienta BladeGen y lo trabajaremos en conjunto con SolidWorks, ambos son softwares paramétricos, son muy compatibles en la importación y exportación de modelos.

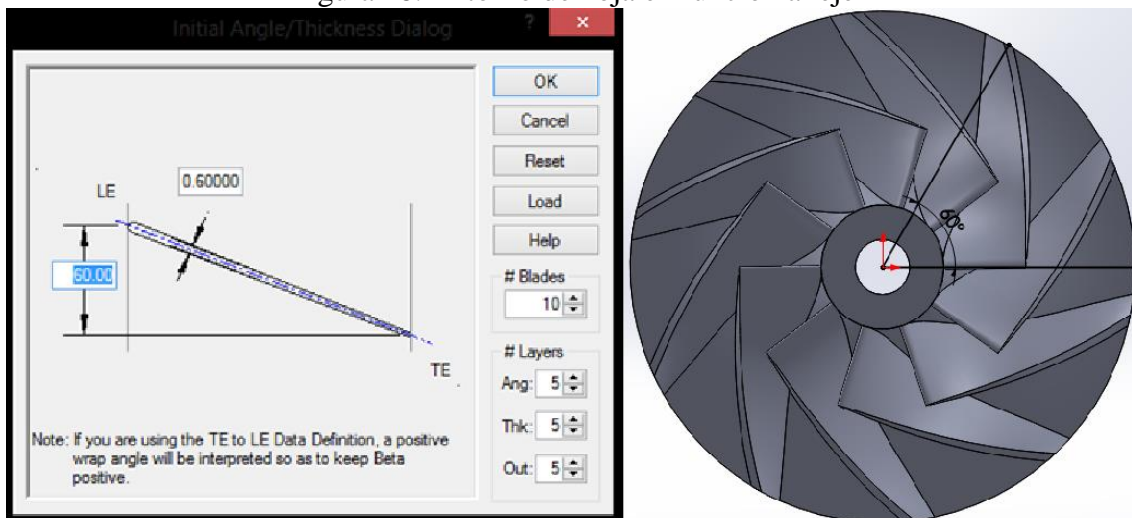
Figura 27. Perfil guía



Fuente: Autor

Estos datos que ingresamos entran en función de radios ya que solo estamos ingresando el perfil superior que describe la hoja, por lo tanto los valores de la toma de medidas en los diámetro será divididos por dos para el remplazo de datos en la ventana anterior.

Figura 28. Entorno de hoja en función al eje



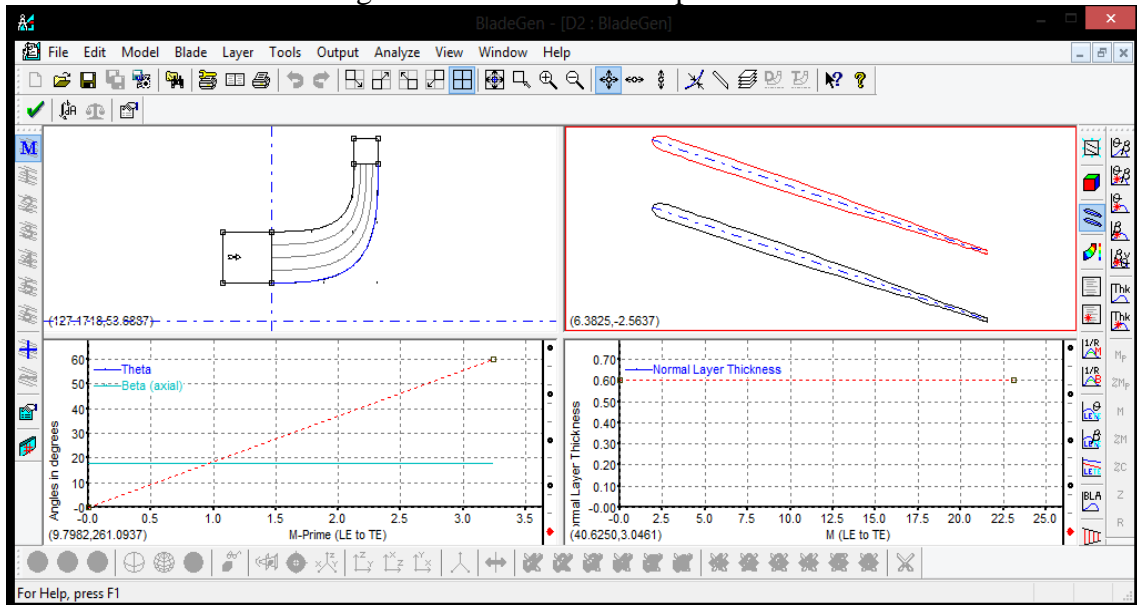
Fuente: Autor

El número de hojas del compresor en nuestro modelo son diez y por tanto en el número de hojas ingresamos este valor, un ángulo de ataque de 60° y un espesor de hoja de 0,6 mm para nuestro análisis.

Con la modificación de estos parámetros principales podemos obtener el perfil de curva de cualquier modelo de ruedas compresoras imaginables ya que los parámetros se fundamentan a un perfil, un ángulo de ataque y un espesor de hoja.

En la ventana siguiente podemos visualizar los parámetros básicos para la creación de la rueda compresora.

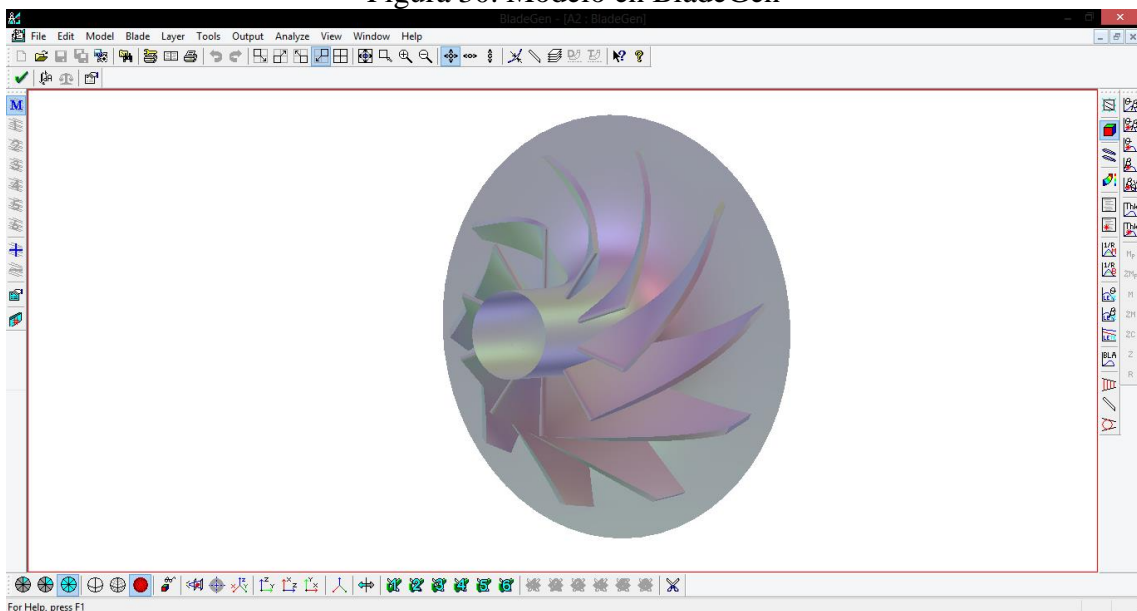
Figura 29. Verificación de parámetros



Fuente: Autor

Obtención del modelo de la rueda compresora mediante BladeGen.

Figura 30. Modelo en BladeGen

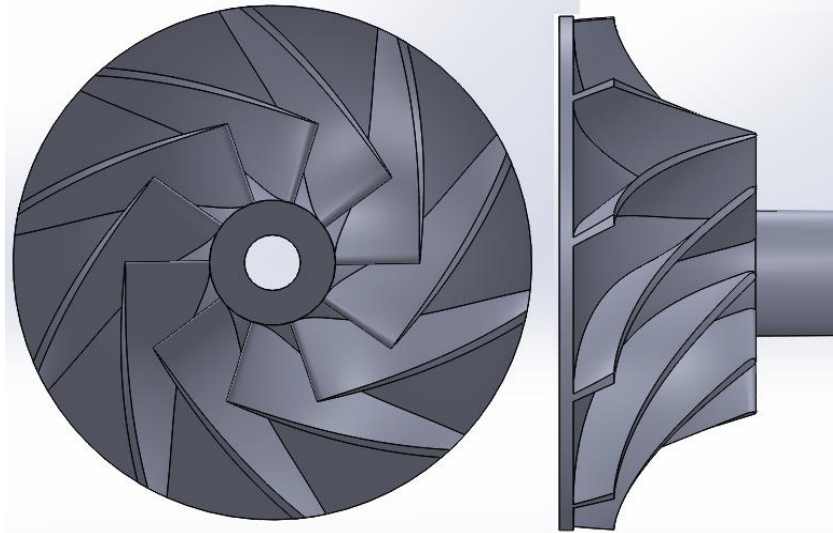


Fuente: Autor

La obtención de la rueda compresora mediante BladeGen es la mejor opción en nuestro estudio ya que la forma obtenida cumple con las medidas y forma iniciales adoptadas en el modelado.

A continuación realizamos una exportación del archivo en formato STEEP para poder reconocerlo con SolidWorks y realizar los ajustes de espesores de base.

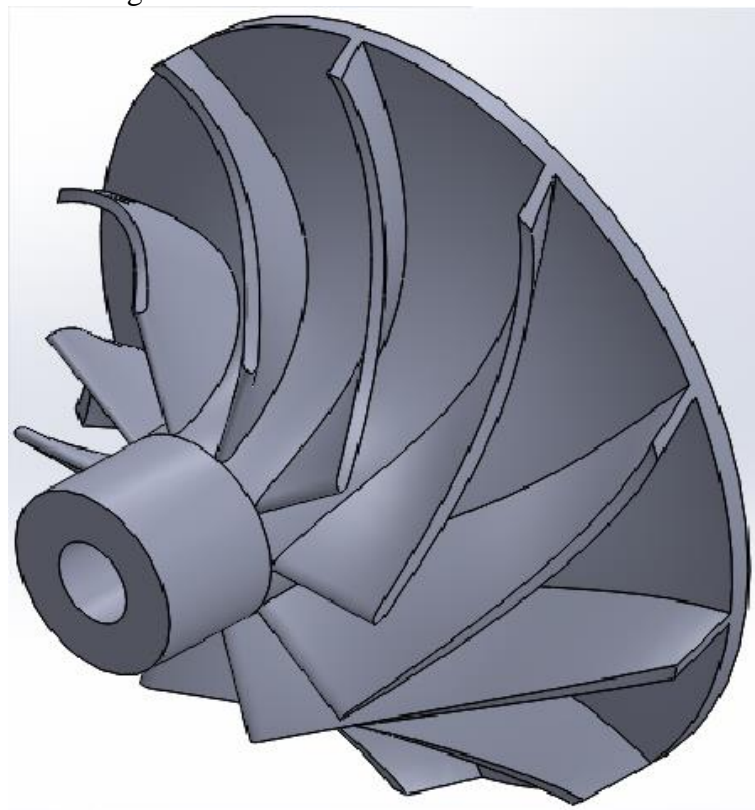
Figura 31. Vista frontal y lateral del modelo en SolidWorks



Fuente: Autor

Una vez importado el modelo a SolidWorks realizamos los ajustes necesarios para obtener el modelo adecuado a nuestro diseño.

Figura 32. Modelo trimétrico en SolidWorks



Fuente: Autor

CAPÍTULO IV

4. VALIDACIÓN DEL DISEÑO MECÁNICO

4.1 Determinación de parámetros

Una validación mecánica de la rueda compresora es necesaria ya que las exigencias en cuanto a presión y temperatura son muy elevadas y es preciso visualizar las secciones más propensas a fallar a dichas exigencias. Las características principales para un análisis mecánico son material, temperatura y presión a la que está sometido dicho elemento para lo cual usaremos datos proporcionados por la empresa creadora.

Para el análisis se tomara datos promedio de temperatura y pensiones referentes al modelo analizado proporcionados en publicaciones de la empresa BorgWarner en sus múltiples publicaciones y las adicionaremos un 20% más de margen para así obtener un análisis más crítico de las condiciones de la rueda compresora.

El promedio general de temperatura y presión para vehículos comerciales oscila entre 200°C a 300°C y 1,5bar a 2.5 bar, por lo tanto en nuestros análisis usare una temperatura de 360°C y una presión de 3.0 bar.

Tabla 4. Materiales comúnmente empleados

Material	Densidad (kg/m ³)	UTS (MPa)	Uso industrial
Aleación de aluminio C355	2.760	360	Baja
Aleación de aluminio 354 HIP	2.760	390	Alta
Aleación de aluminio 2618	2.760	420	Media
Aleación de titanio TiAl6V4	4.450	970	Escasa
Acero 42CrMo4V	7.850	1100	Baja

Fuente: Autor

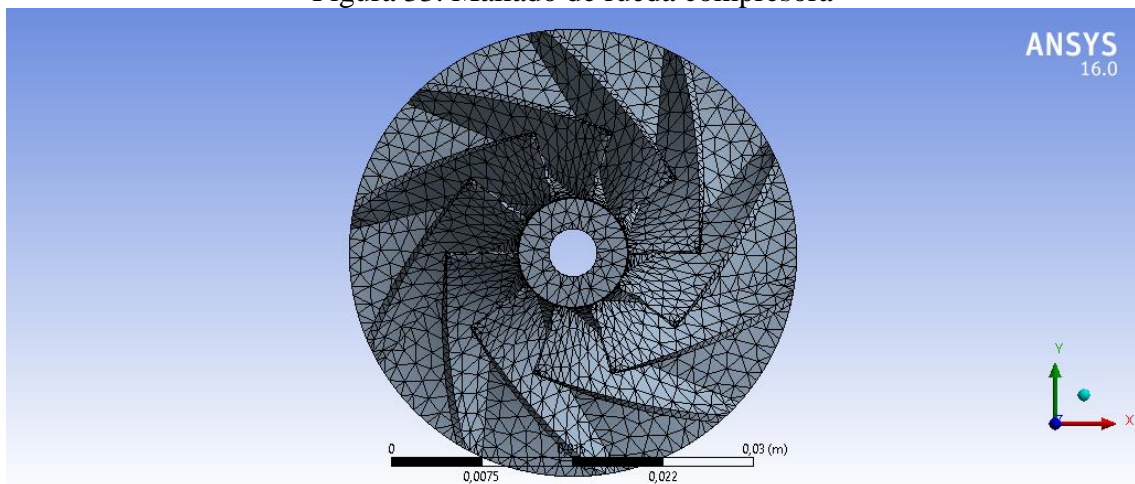
La aleación de aluminio 354 HIP es el material mayormente utilizado en la industria para la elaboración de ruedas compresoras existentes en el mercado.

4.2 Análisis en ANSYS

Para este tipo de análisis los separaremos en dos análisis un del elemento en totalidad y otro de la hoja ya que esta sería la parte más crítica de la rueda compresora.

4.2.1 Mallado. Bajo cualquier circunstancia el mallado apropiado nos dará los resultados más aproximados a los reales, mallas finas en las zonas críticas obtendremos mejores resultados y con mallado normal en la zona abiertas nos agilizará el desempeño del ordenador en los cálculos, esto se hace con la finalidad de focalizar los recursos del ordenador a las áreas más propensas a grandes deformaciones.

Figura 33. Mallado de rueda compresora



Fuente: Autor

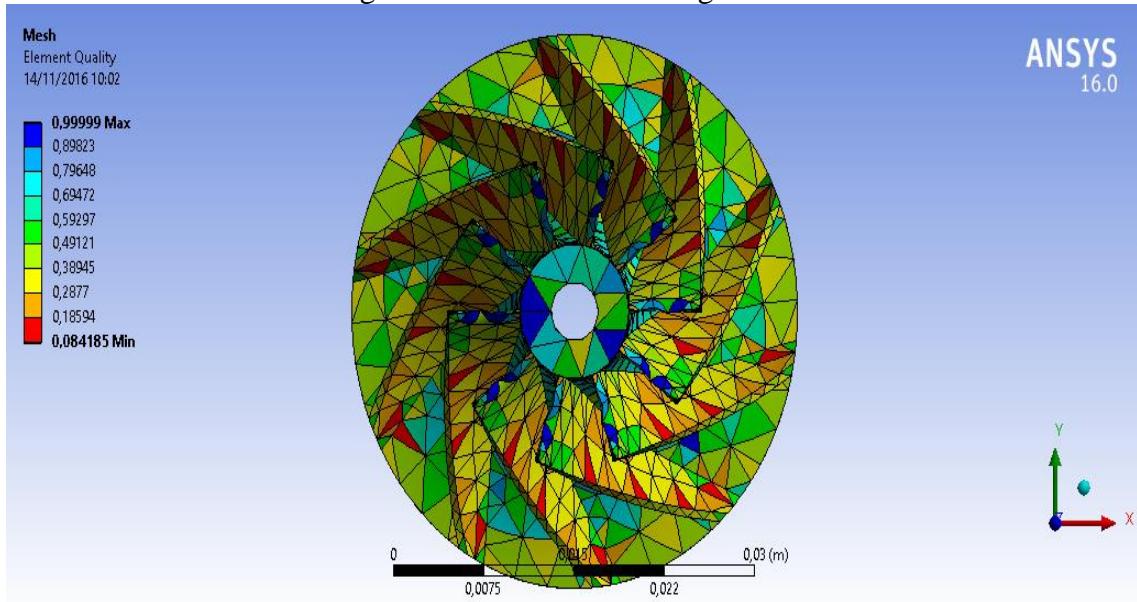
En este tipo de elemento donde tenemos distintos espesores el mallado debe ser proporcional al espesor, es decir a mayor volumen de material mayor espesor en mallado como se muestra.

El criterio de mallado va de acuerdo a la calidad de análisis planteado, para obtener mejores resultados se debe optar por mallas más finas, esto nos permitirá ver la deformación del material de una forma más centrada en los detalles.

Utilizando la herramienta de evaluación de malla evaluaremos y corregiremos múltiples veces el mallado con la finalidad de obtener un mallado adecuado para el análisis y el aprovechamiento de recursos del ordenador, que es la principal función de evaluar el mallado.

La calidad es evaluada tomando en consideración los ángulos y tamaño de cada malla mientras los ángulos se aproximen a un valor cercano de 90° estamos hablando de una malla ideal. Y el tamaño de malla va en función al área que se analiza.

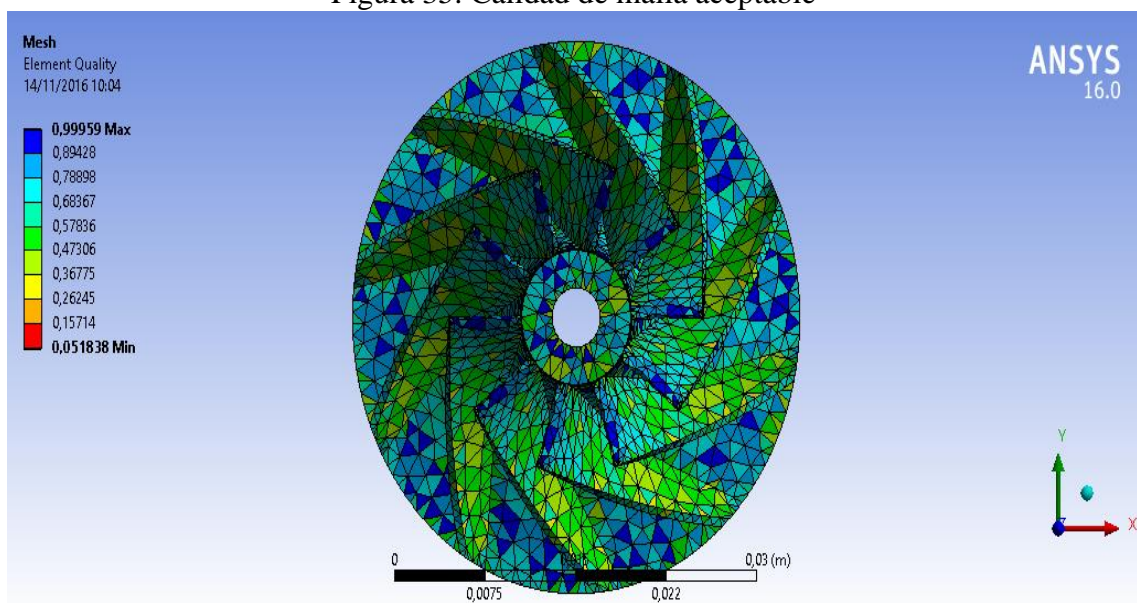
Figura 34. Calidad de malla generada



Fuente: Autor

Como se puede observar en la gráfica la calidad de malla es crítica ya que el mallado es muy grueso y con ángulos en los triángulos muy agudos, debemos modificar la malla hasta obtener una malla aceptable.

Figura 35. Calidad de malla aceptable

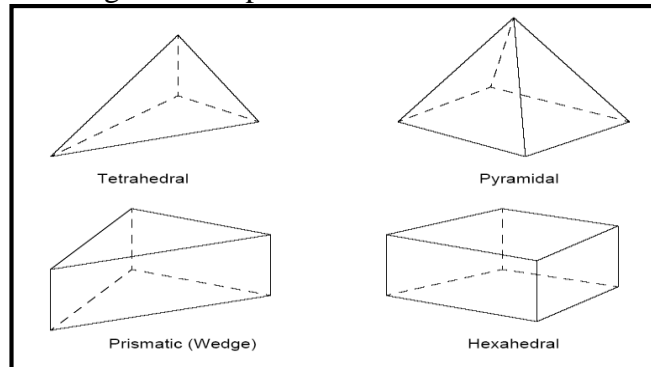


Fuente: Autor

El diagnóstico de la malla ayuda a evaluar la calidad de la misma para la creación de volúmenes y encuadre que se usan para mapear, se puede revisar los diagnósticos de malla para todo el modelo.

En el diagnóstico de malla se evalúa número de nodos, número de elementos y la desviación media en nuestro caso se ha realizado el análisis con el método tetraedral.

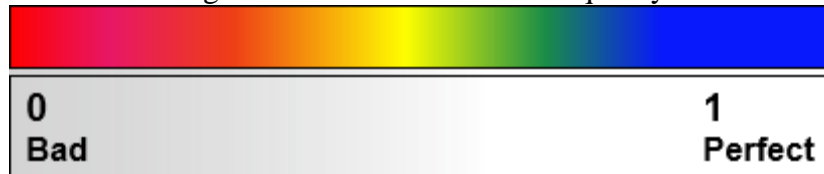
Figura 36. Tipos de mallas volumétricas



Fuente: Ansys help

En el caso de un elemento la malla más apropiada para el mallado es element quality ya que posee una métrica que oscila entre cero y uno,

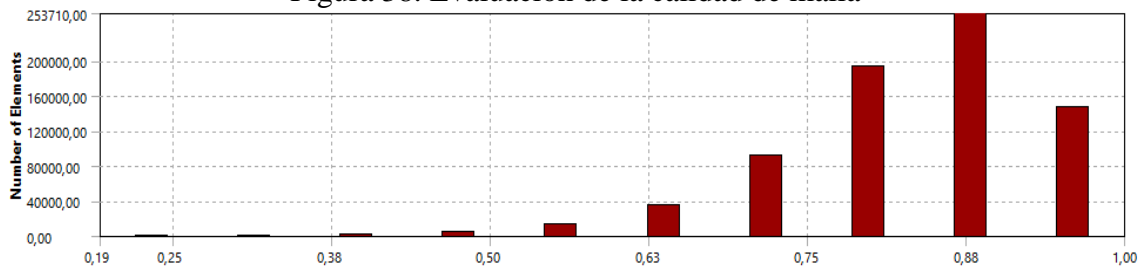
Figura 37. Evaluación element quality



Fuente: Ansys help

Siendo cero una calidad baja de mallado y uno una calidad alta de mallado, todo esto al realizar el interfaz con el usuario con una gama de colores en torno al sólido. En nuestro caso la calidad de malla quedo con los siguientes parámetros de evaluación.

Figura 38. Evaluación de la calidad de malla



Fuente: Autor

Una vez obtenido una calidad de malla aceptable introducimos las características del material considerado para el análisis, aleación de aluminio 354 HIP ya que es el material comúnmente empleado en la construcción de este tipo de elementos.

Figura 39. Propiedades de la aleación de aluminio

The screenshot displays the ANSYS Engineering Data interface. On the left, a table lists the properties of the Aluminum Alloy material. On the right, the 'Details of "rueda total"' panel shows the material assignment and other settings. Below the panels is a 3D model of a turbine wheel.

1	A	B	C
Property	Value	Unit	
2	Density	2770	kg m...
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
4	Coefficient of Thermal Expansion	2,3E-05	C^-1
5	Reference Temperature	22	C
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's Mo...	
8	Young's Modulus	7,1E+10	Pa
9	Poisson's Ratio	0,33	
10	Bulk Modulus	6,9608E+10	Pa
11	Shear Modulus	2,6692E+10	Pa
12	Field Variables		
13	Temperature	Yes	
14	Shear Angle	No	
15	Degradation Factor	No	
16	Alternating Stress R-Ratio	Tabular	
17	Interpolation	Semi-Log	
18	Scale	1	
19	Offset	0	Pa
20	Tensile Yield Strength	2,8E+08	Pa
21	Compressive Yield Strength	2,8E+08	Pa
22	Tensile Ultimate Strength	390	MPa
23	Compressive Ultimate Strength	0	Pa

Fuente: Autor

Para el análisis estático fijamos donde analizaremos con soportes fijos, estos serán donde el elemento va empotrado fijamente y solo se comprende la rotación del elemento mas no ningún desplazamiento.

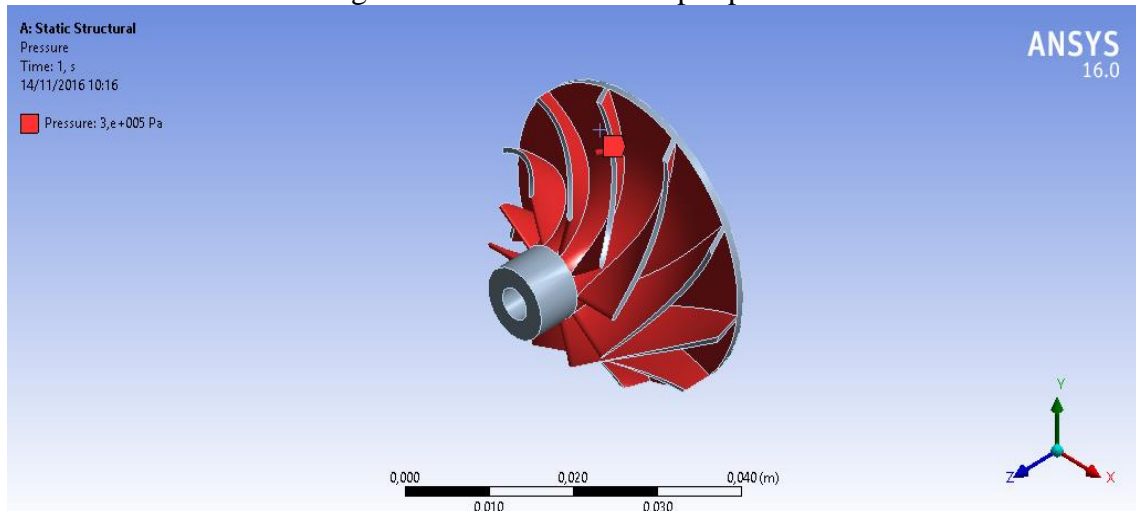
Figura 40. Soportes fijos

The screenshot shows the ANSYS Static Structural interface. A 3D model of a turbine wheel is displayed with a fixed support applied to its central hub. The interface includes a legend, a coordinate system, and a scale bar.

Fuente: Autor

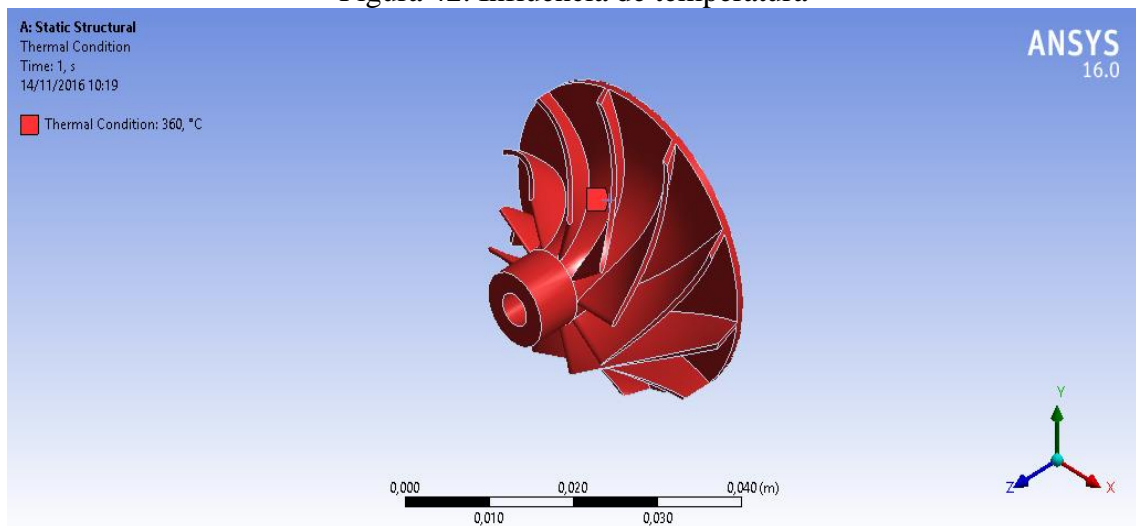
La presión afecta toda la caras por donde fluye los gases comprimidos, y para ello asignamos la presión a toda las superficies de flujo.

Figura 41. Zonas afectadas por presión



La temperatura en si afecta todo el elemento ya que el elemento está colocado dentro de un subsistema de compresión, donde se afecta por la misma temperatura todo el elemento como se muestra en la gráfica siguiente.

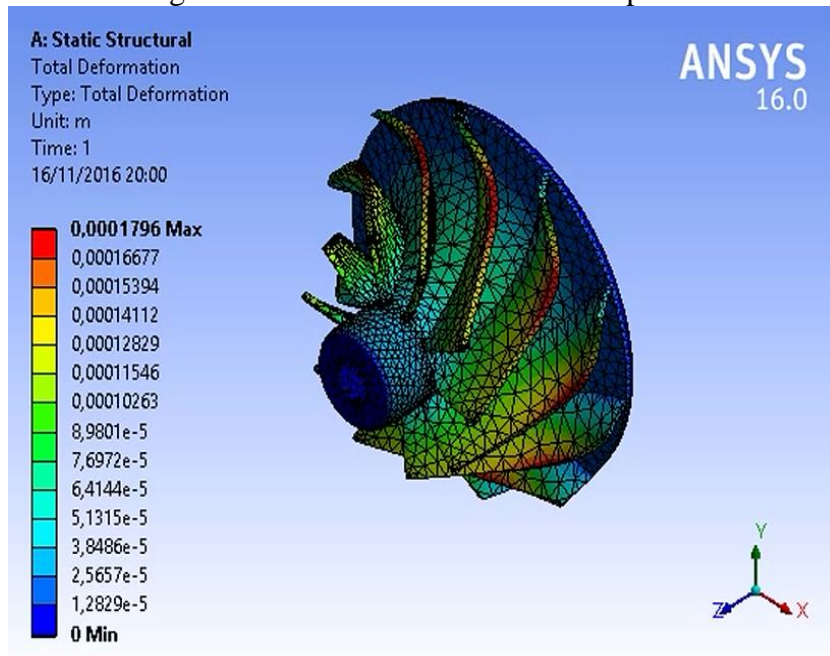
Figura 42. Influencia de temperatura



4.2.2 *Análisis estático total.* Con un análisis total se podrá observar más ampliamente las zonas críticas del elemento para así poder centrarnos más en una región específica para ejecutar un nuevo análisis o bien modificar los parámetros de entrada, para obtener de una forma más clara y precisa.

4.2.2.1 Deformación total del compresor. En la deformación total vemos claramente las zonas en las cuales la deformación es máxima ya que en su estructura también son los voladizos más pronunciados y por lo cual son razonables sus zonas críticas.

Figura 43. Deformación total del compresor



Fuente: Autor

A pesar de la apreciación exagerada que nos arroja el programa visualmente, en realidad la deformación es mínima, las cuales están dentro de un rango moderado de deformación.

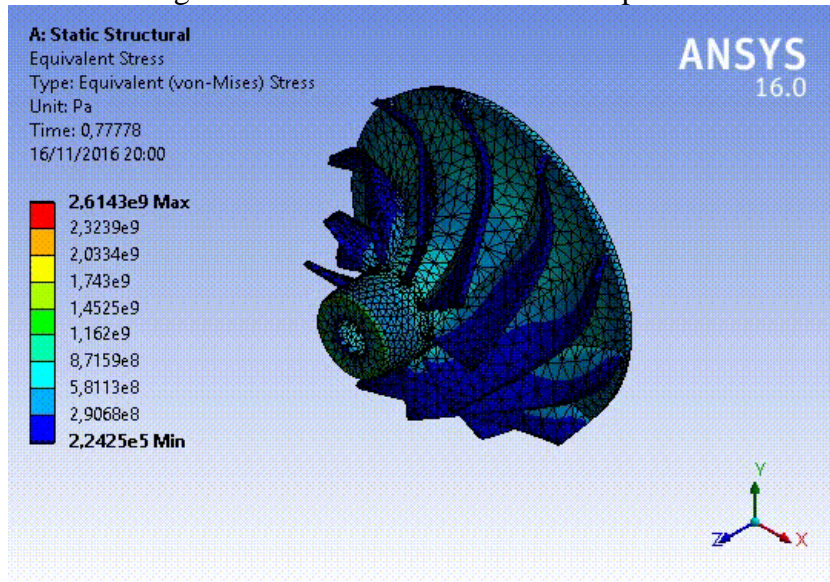
Este tipo de exageración en la representación del análisis solo nos brinda una forma más crítica de visualización con la finalidad de hacer más fácil el entendimiento de las zonas más propensas a deformación.

Este tipo de análisis es ideal para visualizar las zonas donde el material va a ser exigido a niveles elevados y nos da un criterio de modificación o sustitución de las características del material para mantenerlo en un rango bajo de deformación.

Todo elemento metálico por más indeformable que pareciese no lo es, ya que en su estructura por la influencia de temperaturas, presiones, fuerza y otros tienden a modificarse su forma, esto conlleva un estudio amplio de resistencia del material para su evaluación posterior producción.

4.2.2.2 *Esfuerzo cortante del compresor.* Es la resultante de las tensiones paralelas a la sección de tal forma que intenta cizallar el elemento, en nuestro estudio se aprecia un esfuerzo cortante bajo ya que la única carga que es asignada es la presión que actúa uniformemente a lo largo de toda la superficie y de forma normal.

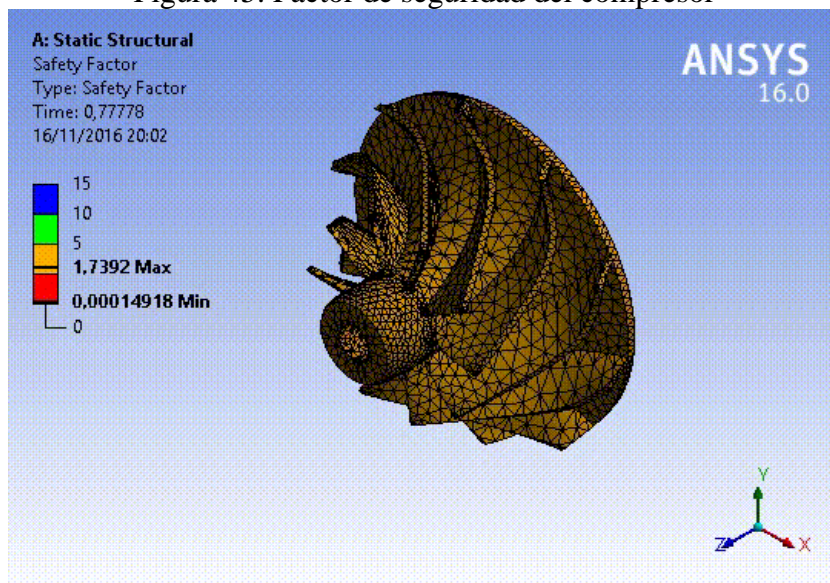
Figura 44. Esfuerzo cortante del compresor



Fuente: Autor

4.2.2.3 *Factor de seguridad del compresor.* Nos determina cuantas veces puede soportar las mismas condiciones de carga, es la fracción del esfuerzo máximo que soporta el material dividido para la resultante de la suma de esfuerzos presentes.

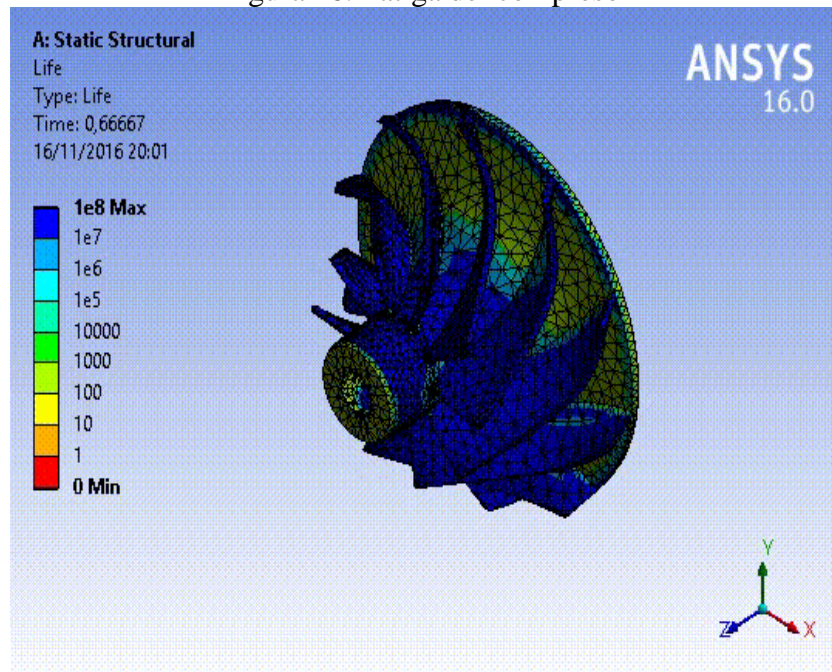
Figura 45. Factor de seguridad del compresor



Fuente: Autor

4.2.2.4 Fatiga del compresor. En base a los criterios adquiridos en la formación académica se aprecia claramente las zonas más exigidas en cuanto a fatiga mecánica ya que estas partes del elemento es donde se encuentra mayor concentración un elevado nivel de temperatura y presión.

Figura 46. Fatiga del compresor



Fuente: Autor

El estudio de fatiga se hace con la finalidad de dar un estimado de duración del elemento o pronóstico de vida útil de elemento en condiciones establecidas, las cuales difieren de las condiciones de uso del elemento ya que en ciertas partes automotrices vienen montadas en distintos modelos ya sean de la misma marca o no.

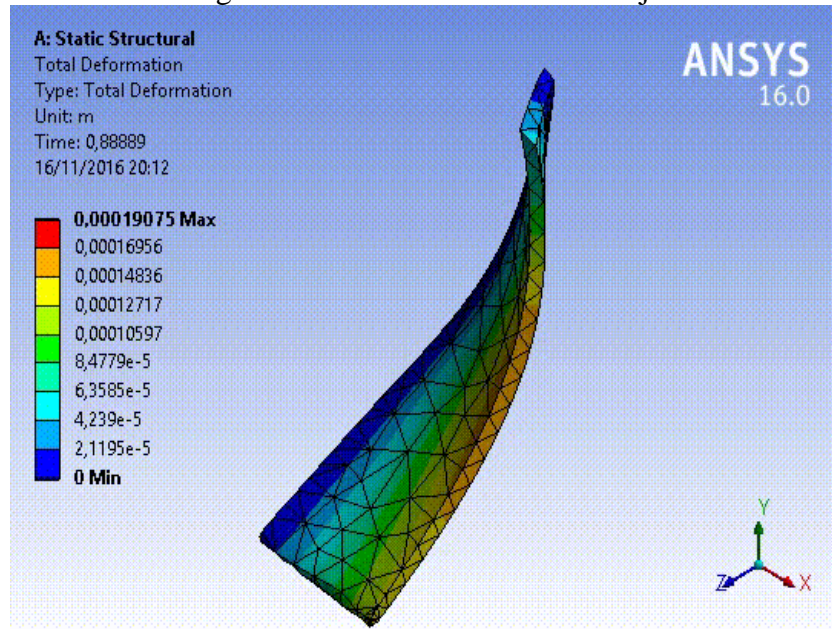
La fatiga basa sus resultados en ciclos de trabajo u oscilaciones en elemento para ello se estima en nuestro cálculo una exigencia máxima de ciclos porque un turbo puede girar hasta a 300000 revoluciones por minuto.

4.2.3 Análisis estático parcial. Con el análisis general del elemento se pudo apreciar que la hoja era la parte más crítica del elemento y es por ello que a continuación ampliamos su análisis.

Esto lo realizaremos con un análisis más específico en una sola hoja ya que la totalidad de la rueda compresora no es más que una matriz circular de diez hojas.

4.2.3.1 *Deformación total de la hoja.* Se aprecia claramente que en la parte con mayor distancia desde la parte fija es también la con mayor deformación alcanzada.

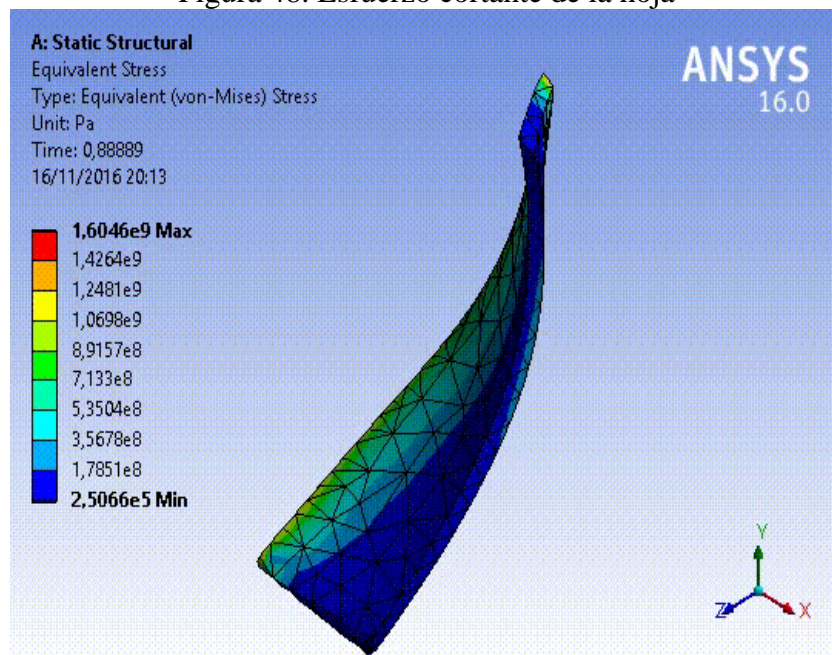
Figura 47. Deformación total de hoja



Fuente: Autor

4.2.3.2 *Esfuerzo cortante de la hoja.* En nuestro análisis al ser la única carga aplicada dentro de la hoja es la presión y actúa en todas las direcciones en la superficie de la hoja y por ello la zona afectada viene a ser donde va sujeta la hoja al eje.

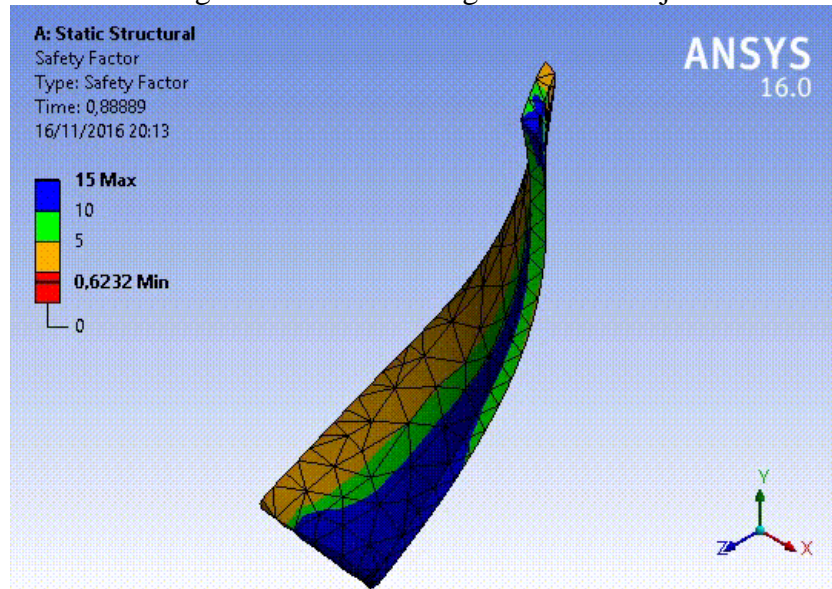
Figura 48. Esfuerzo cortante de la hoja



Fuente: Autor

4.2.3.3 *Factor de seguridad dela hoja.* El factor de seguridad está determinado por las veces que puede soportar la carga máxima asignada, en nuestro caso al realizar un análisis de la hoja nos arroja un valor mucho menor que difiere de la realidad ya que donde se fijó el soporte en el conjunto total tiene movimiento limitado y no es fijo.

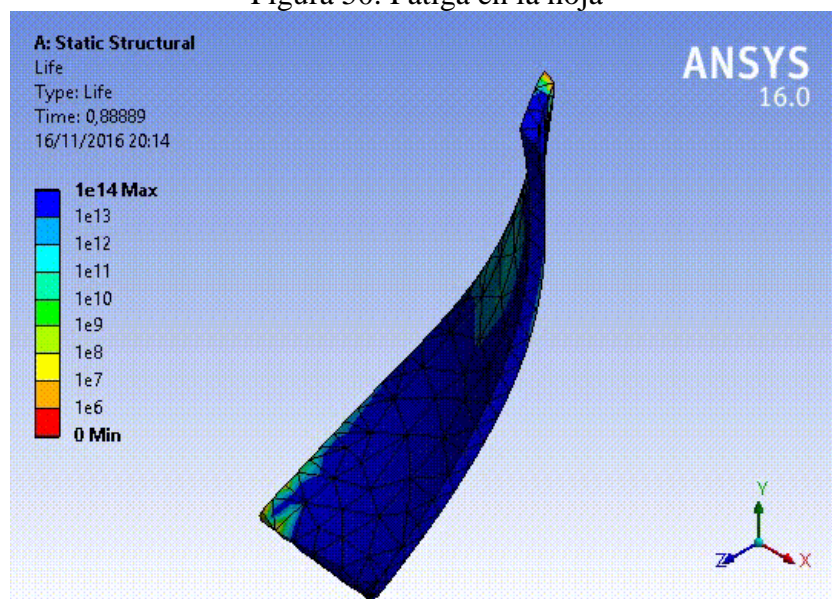
Figura 49. Factor de seguridad dela hoja



Fuente: Autor

4.2.3.4 *Fatiga en la hoja.* La zona mayormente afectada es en donde se produce un momento mayor hacia la sujeción fija del elemento, por tanto es la zona más crítica cuando se hace un análisis a fatiga.

Figura 50. Fatiga en la hoja



Fuente: Autor

CAPÍTULO V

5. VALIDACIÓN DISEÑO DE FLUJO

5.1 Determinación de variables

En el análisis de flujo es importante conocer cuál es el caudal que está suministrando el turbo hacia el motor y la temperatura a la cual el fluido está ingresando al mismo.

Datos generales del vehículo, importado desde Europa con las siguientes características técnicas.

Figura 51. Matricula

PLACA ANTERIOR		PLACA UNICA DE MATRICULA		FORMULARIO	
IMPORTA		C.N.T.T.T.S.V		A47275b	
PLACA ACTUAL		2011		FECHA MATRICU.	
PBM6254				30/03/2011	
MARCA		PARTICULAR		TIPO	
OPEL		CAMIONETA		FURGONETA	
AÑO FABR.		MODELO		PAIS ORIGEN	
2007		COMBO 1.3CDTI		ALEMA	
MOTOR		COLOR 1		COLOR 2	
W0L0XCF0684076111		BLANCC		BLANCO	
CHASIS		CARR COMB PASAJ		TONELAJE	
W0L0XCF0684076111		MT D 5		1.3	
OBSERVACIONES		CADUCA		CILINDRAJE	
NO NEGOCIABLE		31/12/2015		1248	

Fuente: Autor

La siguiente tabla contiene los datos principales que describen el vehículo

Tabla 5. Datos vehículo

Placa	PBM6254
Marca	OPEL
Modelo	COMBO 1.3CDTI
Cilindrada	1248 CC
Corte de inyección	5200 RPM

Fuente: Autor

5.1.1 *Exigencias del motor hacia la rueda compresora.* Con los datos anteriores encontraremos el caudal que el motor necesita que la rueda compresora le proporcione para el llenado adecuado de los cilindros.

Se tomaran parámetros límites de funcionamiento para realizar este análisis, considerando que no son parámetros de funcionamiento normal.

El caudal es igual a la cilindrada.

$$Q = Cl$$

Dónde:

- Q = caudal
- Cl = cilindrada

$$Q_{\text{un ciclo}} = 1248\text{cc}$$

Un ciclo se cumple cada dos revoluciones, por lo tanto en cada dos revoluciones del cigüeñal el motor necesita 1248cc de aire.

Condiciones críticas de funcionamiento.

Tabla 6. Condiciones criticas

RPM	5200
RELACIÓN DE COMPRESIÓN	3
CICLO	2 REVOLUCIONES
CILINDRADA	1248 CC

Fuente: Autor

A continuación obtendremos el volumen de aire que consume el motor por minuto en condiciones de funcionamiento críticas.

$$Q = \frac{Cl * Rm * \gamma}{Rc}$$

Dónde:

- Q = Caudal
- Cl = Cilindrada
- Rm = Revoluciones máximas del motor
- γ = Relación de compresión
- Rc = revoluciones por ciclo

$$Q_{total} = \frac{1248 \text{ cc} * 5200 \text{ rev/min} * 3}{2 \text{ rev}}$$

$$Q_{total} = 9734400 \text{ cc/min}$$

$$Q_{total} = \left(9734400 \frac{\text{cc}}{\text{min}} \right) * \left(\frac{1 \text{ m}^3}{(100\text{cm})^3} \right)$$

$$Q_{total} = 9,7344 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

El caudal requerido es de 9,7344 m³/min considerando las condiciones de funcionamiento críticas del motor, ya que en exigencias normales de funcionamiento la relación de compresión y rpm se mantienen en niveles más bajos.

5.1.2 *Determinación del caudal necesario que ingresa al motor.* El caudal que necesita el motor se la determino anteriormente en el cálculo, pero para obtener un análisis un poco más crítico, al igual que en el análisis anterior le adicionaremos un 20% más de exigencia. Esto se hace para tener un estudio de flujo evaluado a niveles de exigencia superiores para visualizar más ampliamente las zonas críticas en el diseño.

Por lo tanto tomaremos como caudal volumétrico el siguiente:

$$Q_{\text{total}} = 9,7344 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

$$Q_{\text{total}} + 20\% = \left(9,7344 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}\right) + 0.2 * \left(9,7344 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}\right)$$

$$Q_{\text{total}} = 11,68128 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Es preciso determinar a la velocidad que ingresa el aire hacia las hojas de la rueda compresora el cual nos será dato fundamental para el análisis de flujo.

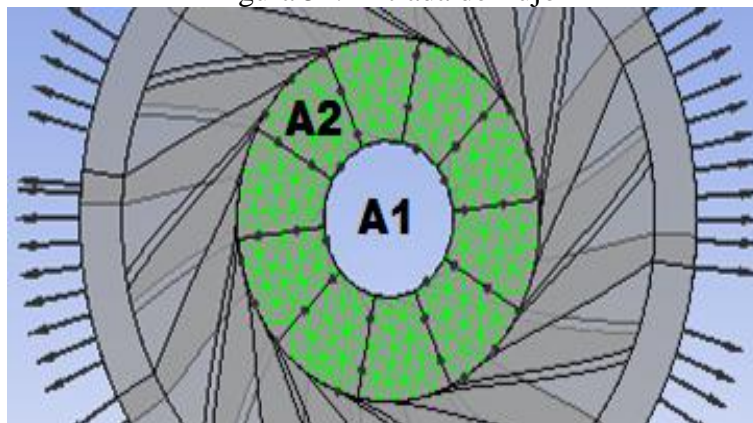
$$Q = V * A$$

Dónde:

- Q = Caudal
- V = Velocidad
- A = Área

$$V = \frac{Q}{A}$$

Figura 52. Entrada de flujo



Fuente: Autor

$$A = A2 - A1$$

Dónde:

- A = Área
- A2 = Área mayor
- A1 = Área menor

$$A = \pi * r^2$$

Dónde:

- A = Área
- π = constante
- r = radio

$$A = A2 - A1$$

$$A = (\pi * r2^2) - (\pi * r1^2)$$

$$A = \pi(0,0105\text{m})^2 - \pi(0,0045\text{m})^2$$

$$A = 0,00028274334 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{Q}{A}$$

$$V = \frac{11,68128 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}}{0,00028274334 \text{ m}^2}$$

$$V = 41314,07658 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

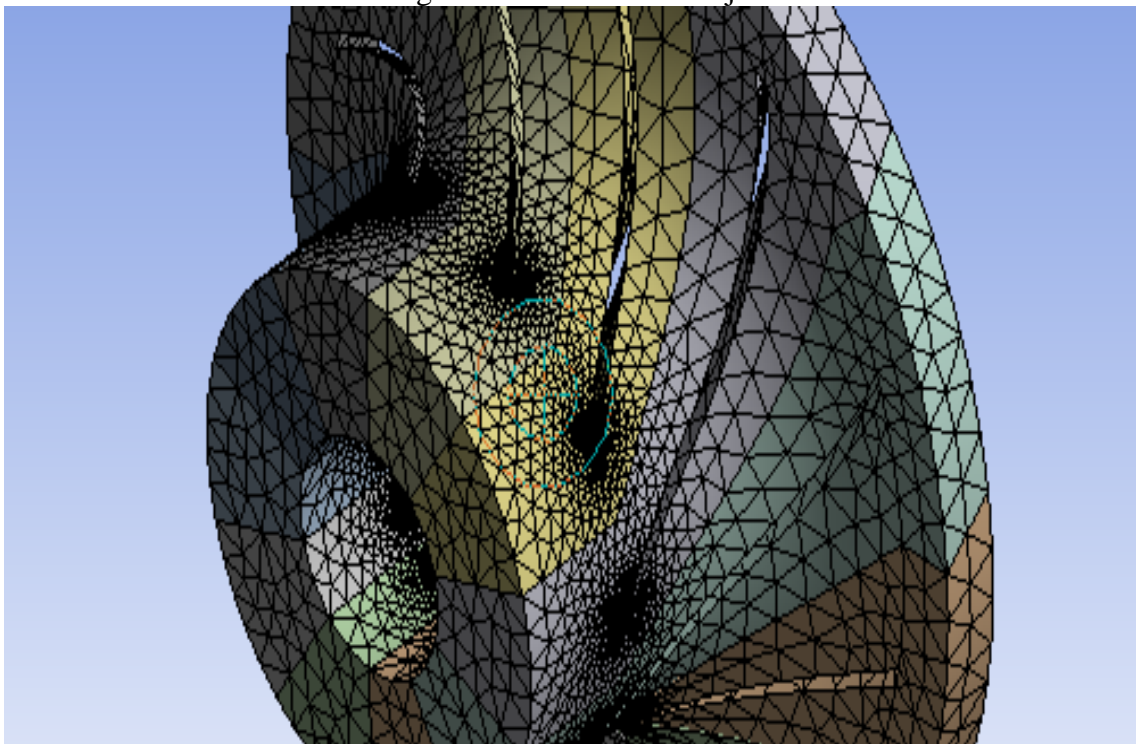
$$V = 688,58 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

5.1.3 *Temperatura del fluido.* La temperatura que utilizaremos en este análisis será la misma que en el análisis anterior ya que está directamente relacionado el flujo de aire con la rueda compresora.

Utilizaremos 360°C considerando que ya está aumentada en un 20%

5.1.4 *Mallado.* Con el mallado apropiado podemos apreciar claramente las zonas críticas, si se realiza un mallado muy fino el tiempo de análisis aumenta drásticamente y si se realiza un mallado muy grueso no nos facilita una apreciación adecuada, es por ello que se debe realizar un mallado apropiado para el análisis.

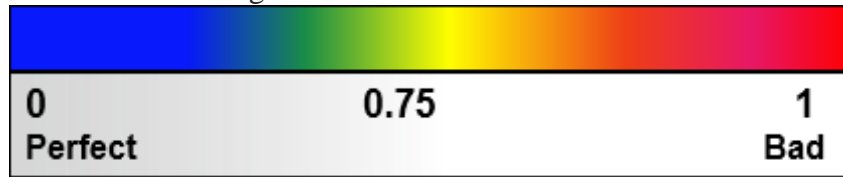
Figura 53. Mallado del flujo



Fuente: Autor

El caso de mallado para el flujo se usa por recomendación el tipo de mallado Skewness que es un mallado oblicuo, en este caso un valor de uno indica una celda completamente degenerada y un valor de cero una celda equilátera.

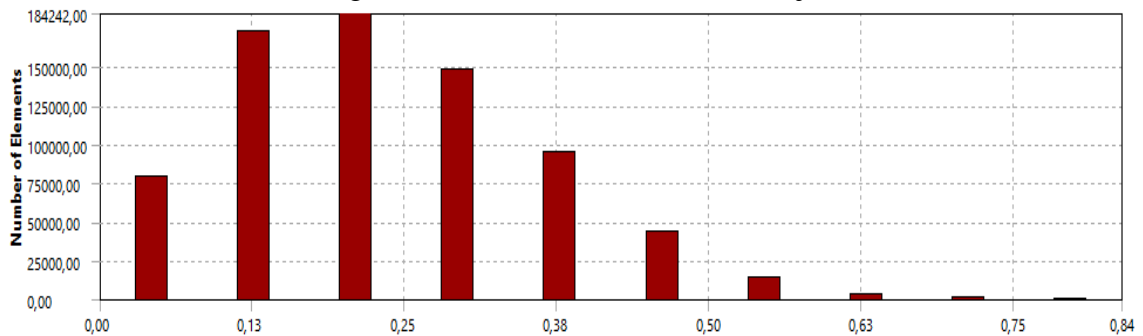
Figura 54. Evaluación Skewness



Fuente: Ansys help

Tomando estos criterios evaluamos el mallado propuesto. Con la consideración de acero como valor perfecto.

Figura 55. Evaluación de la malla flujo



Fuente: Autor

La métrica de calidad de Skewness a cualquier elemento que incluya malla triangular, cuyas caras pertenezcan a tetraedros.

Las consideraciones de diseño pueden ser muchas ya que la calidad del mallado es tratar de ajustar más las mallas a la superficie del elemento analizado y que los ángulos internos de la malla no sean relativamente bajos.

5.2 Validación mediante CFD

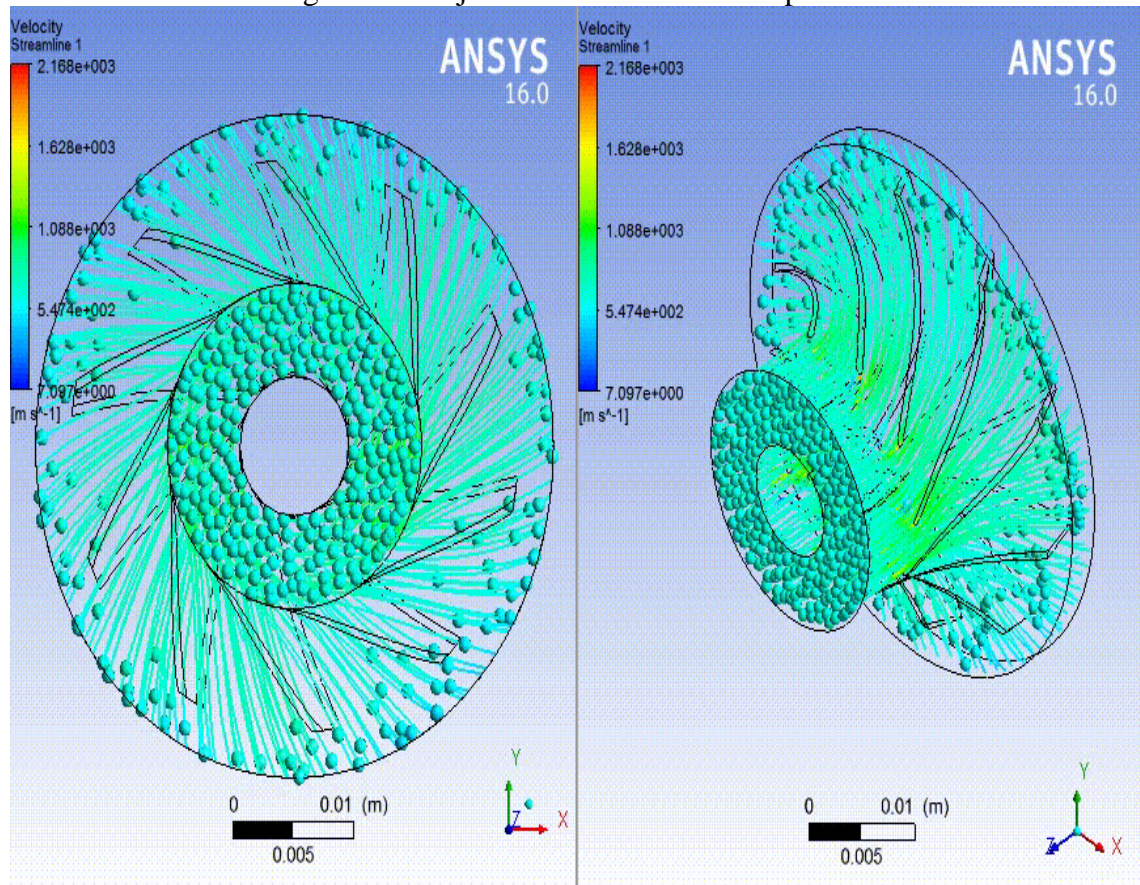
Para el análisis de flujo y animación del mismo la realizaremos en dos etapas, una con un análisis global y otra con un análisis focalizado en una sección de la rueda compresora.

El flujo en nuestro caso posee elevadas velocidades es por ello que se necesita visualizarla en forma global y en forma de análisis focalizado.

Los análisis serán evaluados en valores representativo para el análisis de flujo sean tanto presiones o velocidades y la relaciones entre ellos.

5.2.1 *Análisis total.* Este análisis se realizara a fines de apreciar el flujo dentro de la roseta compresora, generalizadamente veremos las zonas críticas en las cuales se generan altas velocidades de flujo y turbulencia.

Figura 56. Flujo dentro de la rueda compresora



Fuente: Autor

En el flujo volumétrico se puede apreciar directamente el cambio de velocidad del fluido y por tanto estas son las partes donde existe mayor probabilidad de tornarse un flujo turbulento.

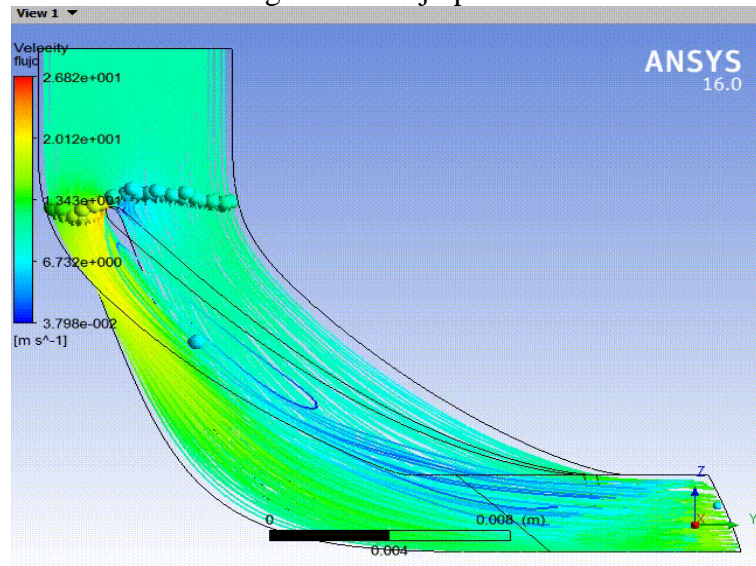
Lo cual reduciría la eficiencia de llenado de la cámara del difusor y esto representa una baja característica de bombeo.

Mientras más líneas de flujo se agreguen mejor es la apreciación de las zonas conflictiva y el análisis se hará más focalizado.

Para ello correremos un análisis de flujo parcial teniendo la misma consideración que en caso anterior ya que su forma proviene de una matriz circular con diez áreas de flujo.

5.2.2 *Análisis de flujo parcial focalizado.* En este análisis nos centraremos en lo que sucede en torno a una hoja de corte ya que la rueda compresora esta echa de una matriz geométrica de las mismas.

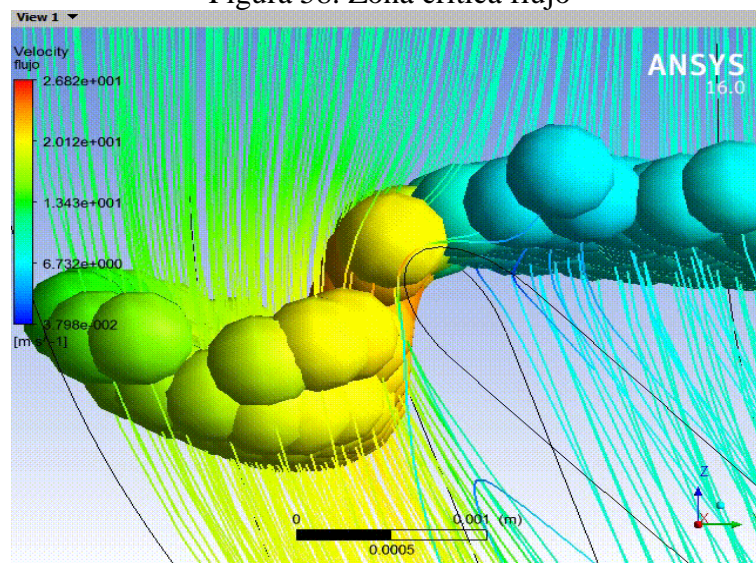
Figura 57. Flujo parcial



Fuente: Autor

En el análisis anterior no se observaba tan a detalle las zonas influenciadas directamente a generar turbulencia dentro de las hojas o aspas de la rueda compresora pero en esta grafica se puede apreciar fácilmente que el flujo con tendencia a ser turbulento se encuentra en donde la hoja produce el corte y a la salida al difusor producida por el final del segmento de hoja.

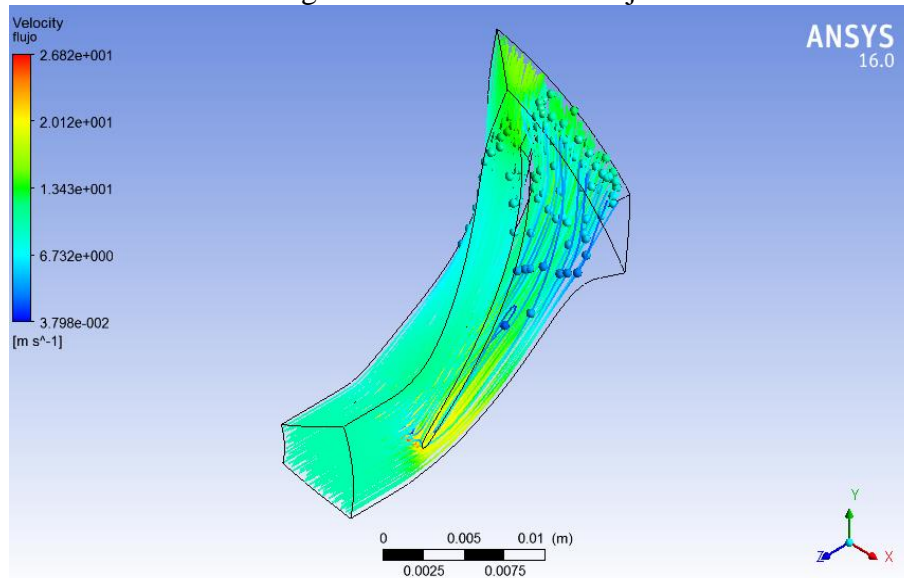
Figura 58. Zona crítica flujo



Fuente: Autor

El incremento de velocidad se visualiza claramente cuando a cada línea de flujo se dota de un punto referencial que sigue su trayectoria y velocidad. En la entrada todos los puntos parten al mismo tiempo y a la misma velocidad pero al final del recorrido unas llegan más precipitadamente que otras.

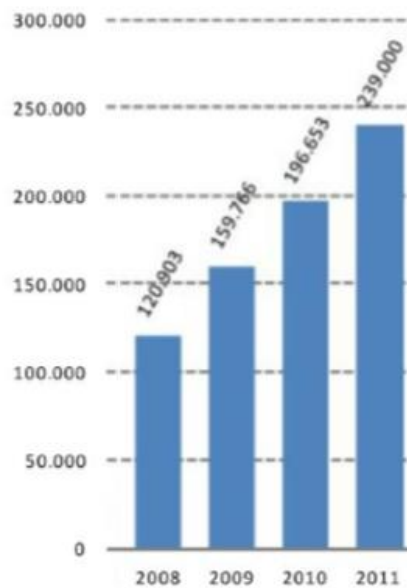
Figura 59. Velocidad de flujo



Fuente: Autor

En cuanto a parámetros de evaluación de carga tenemos la siguiente tabla de las cargas promedio que generaban los compresores de la empresa BorgWarner para la gama de vehículos comerciales.

Figura 60. Carga de una rueda

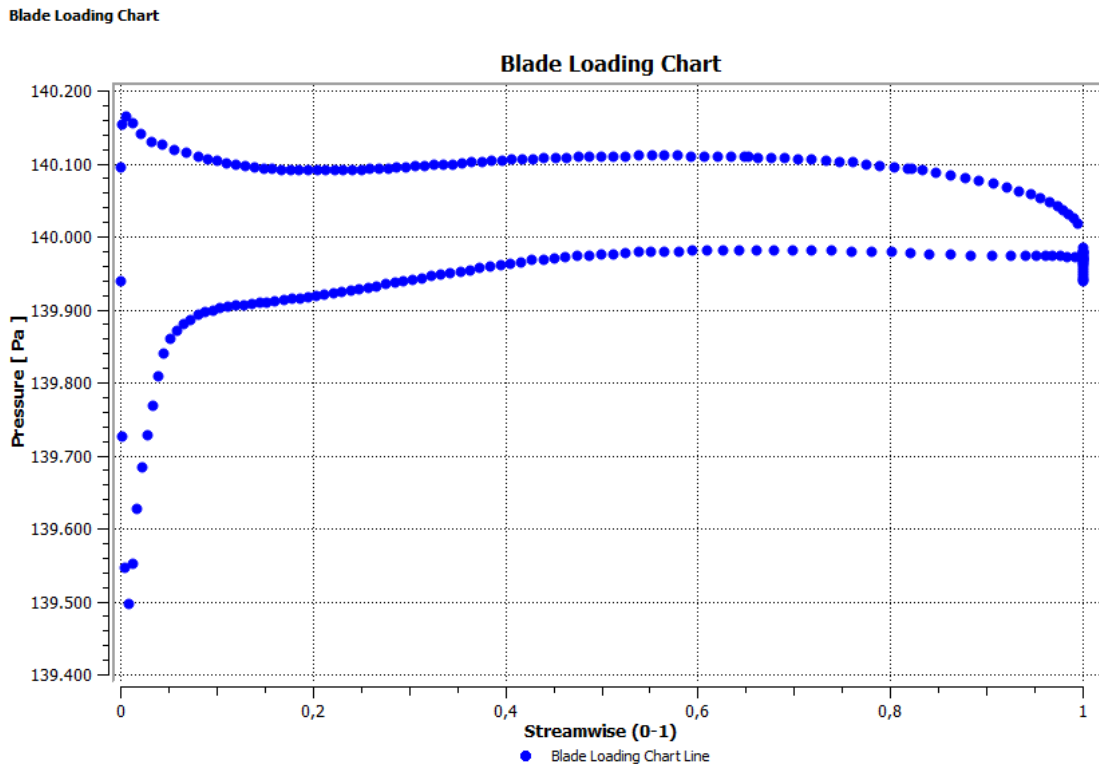


Fuente: BorgWarner Turbo Systems

5.3 Resultados roseta compresora

5.3.1 *Eficiencia de carga de la hoja.* En la gráfica siguiente se puede apreciar la eficiencia de curva que genera la hoja sobre las líneas de flujo, es evaluado en un valor porcentual o una eficiencia de uno

Figura 61. Carga de la hoja



Fuente: Autor

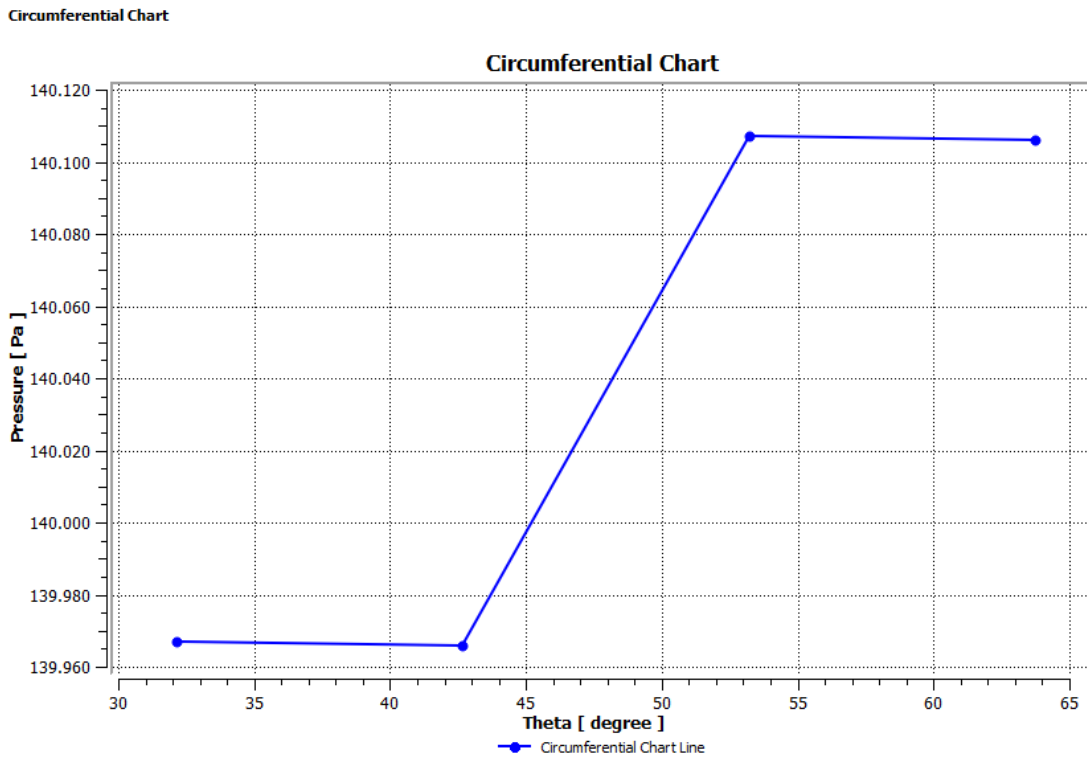
En la gráfica se puede observar claramente la eficiencia de carga y en base a estos parámetros se regula el limitador de sobrepresión para que nos mantenga dentro de parámetros de eficiencia elevada, que en este caso sería una presión de sobrealimentación de 140MPa adecuado para la rueda compresora.

Lo ideal sería mantenerse dentro del rango aceptable y esto se logra con curvas más suaves y menos pronunciadas a lo largo de la hoja.

Con un menor ángulo de ataque se lograrían menores resultados, conlleva una desventaja al incrementar la velocidad del flujo ya que se obtendría menos presión de salida dentro de la rueda compresora.

5.3.2 *Carga de hoja por Angulo de ataque.* El ángulo evaluado en esta grafica es el que describe la hoja a lo largo del eje montado sobre la circunferencia, su capacidad de generar sobrepresión a partir dela velocidad de flujo.

Figura 62. Angulo de ataque



Fuente: Autor

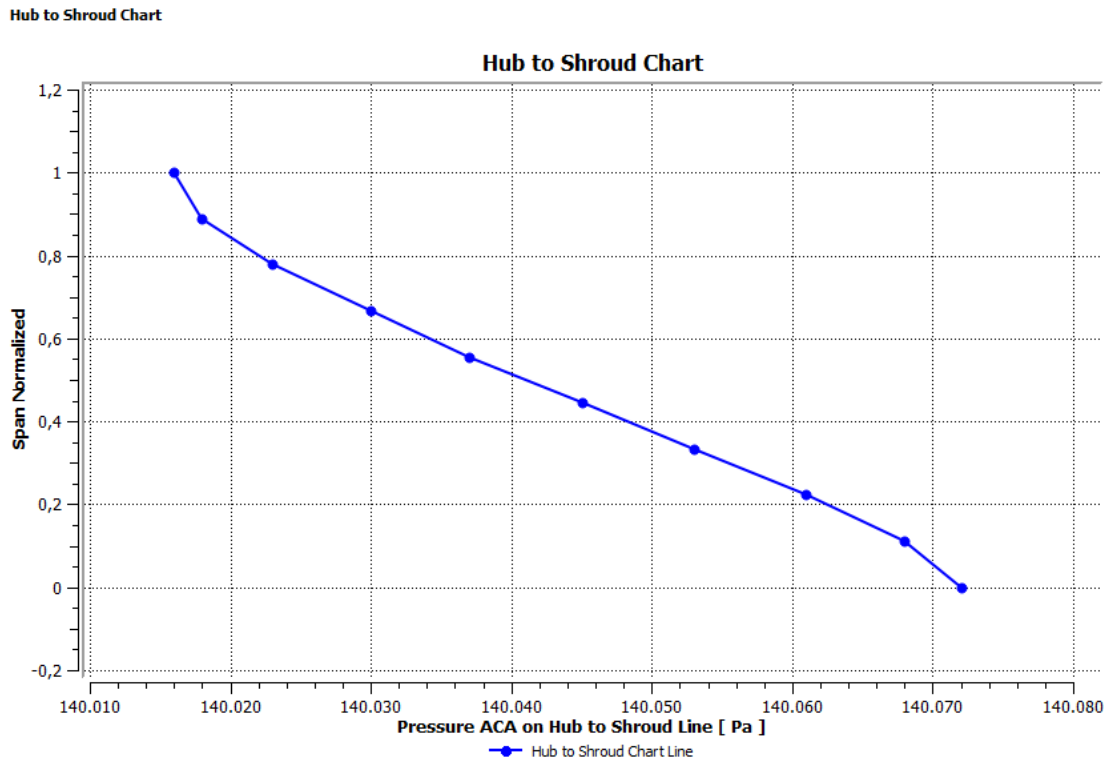
El Angulo de ataque de la hoja a lo largo del eje es el principal parámetro de carga ya que modificando el ángulo podemos jugar con el tipo de flujo. En la rueda compresora lo ideal es tratar de que gracias al ángulo la velocidad del flujo sea lo más alta posible pero teniendo cuidado con tornar un flujo turbulento, a mayor ángulo obtendremos altas velocidades de flujo pero mayores zonas turbulentas.

En nuestro análisis está contemplado un ángulo de ataque de 60° que es el que nos da como parámetros óptimos de carga en base a geometría de la rue de aproximadamente 140100 Pa.

Evaluando el ángulo de ataque podemos decir que es el parámetro principal de la rueda compresora ya que influencia directamente sobre la velocidad de flujo.

5.3.3 *Eficiencia del eje y la carcasa.* Mide la eficiencia de flujo por las superficies del eje y la superficie de la carcasa, la suavidad con la que las líneas de flujo atraviesan estas dos regiones.

Figura 63. Eficiencia del eje y carcasa



Fuente: Autor

Al hablar de eficiencia en eje y carcasa estamos tratando de la curvatura en la base de la hoja y la curvatura de la carcasa que es la misma que la curvatura en el filo de la hoja.

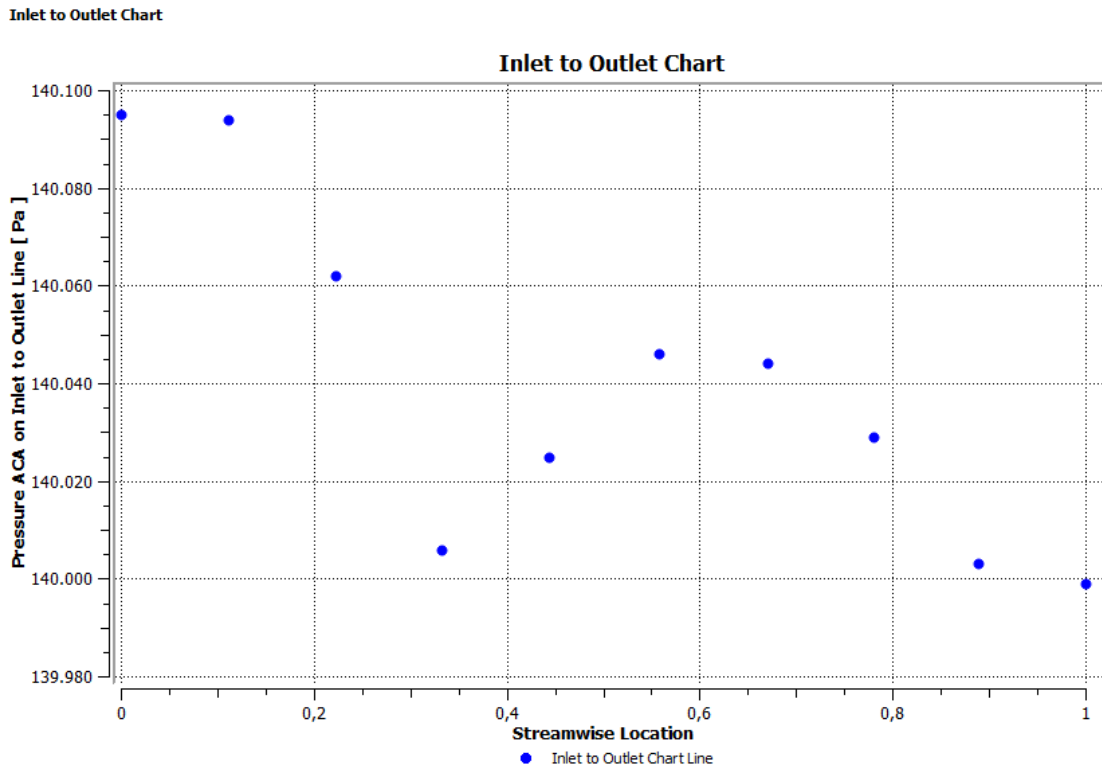
En realidad la eficiencia trata del cambio de trayectoria del flujo en torno a estas dos partes de la rueda compresora y cómo podemos apreciar en la gráfica a menor presión de llenado obtenemos las mayores eficiencias de flujo en el eje y la carcasa.

Con el sistema de regulación es como se puede lograr mantener una eficiencia aceptable de flujo ya que estamos limitando la sobre presión de llenado que genera la rueda compresora.

El rango de control es un rango muy bajo en el caso de nuestra rueda compresora y está en el orden de 60 Pa de control para mejorar la eficiencia.

5.3.4 Eficiencia de carga en la entrada y salida. La variación de las líneas de carga en la entrada y salida influyen directamente en la eficacia de flujo es decir, lo ideal fuese que la líneas de carga lleguen de forma longitudinal en la entrada y salgan de forma transversal en la salida con el mínimo de alteración es de flujo.

Figura 64. Eficiencia de entrada y salida



Fuente: Autor

En una forma ideal estamos hablando que el flujo sea total mente laminar pero en la realidad esto depende de mucho parámetros de carga, lo ideal es mantener una presión estable aproximadamente en 140 MPa para obtener la máxima eficiencia para los parámetros analizados.

CAPÍTULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Las variables como la velocidad de ingreso y la presión de salida de la rueda compresora son directamente afectadas por la sección de entrada, el ángulo de ataque de la hoja y la sección de salida.

BladeGen es la herramienta más útil para el modelado de ruedas compresoras, crea la hoja a partir del perfil que describe la misma, el ángulo de ataque, espesor y número de hojas, que son parámetros fáciles de tomar.

En la investigación realizada se determinó la utilización de element quality para el mallado de sólidos y skewnes para el mallado de fluidos ya que proporcionan un mallado que se ajusta con mejor calidad a cada elemento.

Las cargas que soporta la rueda compresora son mucho menores que el esfuerzo ultimo ala tracción del material a pesar que se ha trabajado con parámetros críticos, el diseño es completamente aceptable.

Para el comportamiento del flujo se determinó parámetros de funcionamiento en base a la cilindrada de motor.

Con CFD se pudo validar que el flujo se comporta de manera eficiente si se trabaja con una presión promedio de 140000 Pascales ya que con estas condiciones el flujo es estable y no genera alta turbulencia al fluir.

6.2 Recomendaciones

Realizar el modelo en ANSYS ya que con la herramienta BladeGen nos genera un modelo totalmente aceptable para el análisis de cualquier tipo de hoja y al ser realizado en el mismo programa no nos da dificultades de análisis.

Es importante el realizar un correcto estudio de las mallas para obtener resultados óptimos, para cada tipo de elemento que se va a analizar.

Recopilar información válida para el diseño, mientras más preciso los datos más precisos los resultados, con la finalidad de obtener resultados reales de simulación para el modelo o diseño analizado.

Al realizar las validaciones del diseño y flujo trabajar con diferentes valores para tener una apreciación clara y concisa de los resultados que se están obteniendo.

BIBLIOGRAFÍA

ALVAREZ, Ricardo; et al. *Interface for the Modeling and Simulation of a Airfoil of Turbine of Wind*. [En línea]. México- México: Instituto Tecnológico de Celaya, 2005. [consulta: 31 octubre 2016]. Disponible en: <https://support.ansys.com/staticassets/ANSYS/staticassets/resourcelibrary/confpaper/2006-Int-ANSYS-Conf-18.pdf>

ANSYS INC. *CFX Tutorials*. [En línea]. Canonsburg-Canonsburg: Southpointe, 2015. [consulta: 31 octubre 2016]. Disponible en: http://oximaton.drwx.eu/files/ypol_reyst_ansys_cfx_tutorials.pdf

ANSYS INC. *Documentation help*. 16a. ed. Canonsburg-Canonsburg: Southpointe, 2016.

ANSYS, INC. *TurboGrid Tutorials*. [En línea]. Canonsburg: Southpointe, 2009. [consulta: 15 febrero 2016]. Disponible en: <https://es.scribd.com/document/176844117/Tutorial-Ansys-TurboGrid>

BERTOLD, E. *Lifetime prediction for Turbocharger Compressor Wheels Why Use Titanium?*. [En línea]. Germany-Germany: Dieselusagroup, 2002. [consulta: 9 marzo 2016]. Disponible en: <http://www.dieselusa.com/productinfo/BorgWarner%20Titanium%20compressor%20wheels.pdf>

CLINTON, Groth; et al. *CFD Analysis of Off-design Centrifugal Compressor Operation and Performance*. [En línea]. Toronto-Canadá: University of Toronto Institute for Aerospace Studies, 2006. [consulta: 21 mayo 2016]. Disponible en: http://www.cadit.com.sg/imagestore/userfiles/image/industry/Industrial_Equipment_and_Rotating_Machinery/Industrial_Compressors_Expanders_and_Turbochargers/2006-Int-ANSYS-Conf-252.pdf

EVGENY, Barkanov. *Introduction to the Finite Element Method*. [En línea]. Riga-Riga: Riga Technical University, 2001. [consulta: 3 agosto 2016]. Disponible en: <http://icas.bf.rtu.lv/doc/Book.pdf>

MANDEL, Michael; et al. *Moderne Abgasturboladerprüfstände im neuen Entwicklungszentrum von 3K-Warner.* [En línea]. Germany-Germany: BorgWarner Turbo Systems, 2002. [consulta: 9 marzo 2016]. Disponible en: http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwj9hYi_rzQAhXEOCYKHZKOB-UQFggbMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.turbos.bwauto.com%2Ftools%2Fdownload.aspx%3Ft%3Ddocument%26r%3D140%26d%3D166&usg=AFQjCNHgguaufg04kiMS3a4eNnWzAeqCktw&bvm=bv.139250283,d.eWE

MOROZ L, & Romanenko G. *Vibration Analysis of Low Pressure Stages of Large Steam Turbines with ANSYS.* [En línea]. Burlington-Burlington: SoftInWay Inc, 2004. [consulta: 31 octubre 2016]. Disponible en: http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjEutvR_bzQAhVG6CYKHU9wBjMQFggpMAA&url=http%3A%2F%2Fciteseerx.ist.psu.edu%2Fviewdoc%2Fdownload%3Fdoi%3D10.1.1.360.8650%26rep%3Drep1%26type%3Dpdf&usg=AFQjCNHfop0MrFUCwHrfppIpxmiR_FIv5g&bvm=bv.139250283,d.eWE

POLLAK H, & Norbert Thamm. *Design And Materials For Modern Steam Turbines With Two Cylinder Design Up To 700 MW.* [En línea]. Germany-Germany: Siemens AG, 2004. [consulta: 16 febrero 2016]. Disponible en: http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiUi4KHgL3QAhWM6CYKHU2JBCIQFggZMAA&url=http%3A%2F%2Fm.energy.siemens.com%2Fhq%2Fpool%2Fhq%2Fenergy-topics%2Fpdfs%2Fen%2Fsteam-turbines-power-plants%2F3_Design_and_Materials.pdf&usg=AFQjCNEQCT6cs6uTDo51iBnQ7at8ySUTiA&bvm=bv.139250283,d.eWE

SCHMITT, F; et al. *Neue Erkenntnisse bei der Entwicklung von Aufladesystemen für Pkw-Motoren.* [En línea]. Germany-Germany: BorgWarner Turbo Systems, 2003. [consulta: 16 febrero 2016]. Disponible en: <http://www.turbos.bwauto.com/tools/download.aspx?t=document&r=155&d=192>

SCHUBEL, Peter & CROSSLEY, Richard. *Wind Turbine Blade Design.* [En línea]. Nottingham: Faculty of Engineering, 2012. [consulta: 15 febrero 2016]. Disponible en: <https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=7&v>

ed=0ahUKEwjTiN6Gh73QAhWDOCYKHU4iA10QFggwMAY&url=https%3A%2F%2Fpdfs.semanticscholar.org%2F02e3%2F4541848594efcf28fab409b2eef696fe145a.pdf&usg=AFQjCNEdWlc_60U2CmmRD4_JO95o0ItYtQ&bvm=bv.139250283,d.eWE

SIMONIZ, A & REEMAN, J. *Gas Turbine Design Baaed on Free Vertex Flow*. [En línea]. London- London: Aeronautical research council reports and memoranda, 1994. [consulta: 15 febrero 2016]. Disponible en: http://www.google.com/ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwj2ju3Ph73QAhXIVyYKHc25AyIQFgghMAA&url=http%3A%2F%2Fnaca.central.cranfield.ac.uk%2Freports%2Farc%2Frm%2F2541.pdf&usg=AFQjCNEywcNIKurEQs_ftwEgyYxAjJrpgw&bvm=bv.139250283,d.eWE

VERITAS, N. *Guidelines for Design of Wind Turbines*. [En línea]. 2a. ed. Denmark-Denmark: Risø National Laboratory, 2002. [consulta: 20 julio 2016]. Disponible en: <http://www.google.com/ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&frm=1&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjUvcDOjr3QAhVF2yYKHRWXB14QFggfMAA&url=http%3A%2F%2Ftulip.cuny.cuny.edu%2FCE35000%2F2014-12-01%2520CE35000%2520Wind%2520Turbines%2520Project%2520-%2520Design%2520of%2520Wind%2520Turbines.pdf&usg=AFQjCNFNaw9PVrVFpLeF6JtDF3t-flhOtw>