

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a todos los que contribuyeron al éxito de mis prácticas y que me han ayudado durante la redacción de este informe.

Comienzo por agradecer a mi tutor de prácticas Sr. Yannick LE Meitour, ingeniero en simulación térmica, por su hospitalidad, su amplia disponibilidad y asesoramiento.

Agradezco al Sr. Gregory GODFROY, director del proyecto de IBSG-HP, y todos los miembros del equipo por su seguimiento, opinión crítica y la colaboración en este proyecto.

También quiero agradecer a todo el personal del departamento de "cálculo y simulación" por su hospitalidad y simpatía.

Por último, deseo dar las gracias a Hugues Gervais y todas las demás personas que me han ayudado durante la redacción de este informe.

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.

RESUMEN

En el desarrollo de las nuevas máquinas eléctricas para automoción uno de los principales problemas para reducir el tamaño y aumentar las prestaciones es el problema térmico. De este problema nace la necesidad de optimizar el rendimiento aerotérmico de estas máquinas.

En este TFM se trabaja sobre la optimización de una máquina eléctrica de automoción que se utiliza en un sistema de hibridación "Mild-Hybrid" actuando de alternador y de apoyo al motor térmico.

Para optimizar la evacuación de calor de la máquina se trabaja sobre las geometrías de los ventiladores y las geometrías de la máquina en general. Estas geometrías se modelizan mediante geometría paramétrica, que permite la variación de la geometría en función de los valores de los parámetros.

Con estas geometrías se configuran optimizaciones aerotérmicas en las que se evalúa el rendimiento aerotérmico mediante simulaciones CFD de varias geometrías y se obtiene una geometría que proporciona el mejor resultado dentro de las limitaciones impuestas.

Al final de las optimizaciones se consiguen unas geometrías de ventiladores y de la máquina que proporcionan ganancias de unos 7°C en la globalidad de la máquina.

Palabras clave: Ventilador centrifugo, Ventilador mixto, Máquina eléctrica, Diseño automatizado por ordenador, CAD, Mecánica de fluidos, Optimización, CFD, CATIA, ANSYS, FLUENT, HYPERSTUDY.

RESUM

En el desenvolupament de les noves màquines elèctriques pel sector de l'autom3bil un dels principals problemes per reduir la mida i augmentar les prestacions és el problema tèrmic. D'aquest problema neix la necessitat d'optimitzar el rendiment aerotèrmic d'aquestes màquines.

En aquest TFM es treballa sobre l'optimitzaci3 d'una màquina elèctrica d'automoci3 que s'utilitza en un sistema d'hibridaci3 "Mild-Hybrid" actuant d'alternador i de suport al motor tèrmic.

Per optimitzar l'evacuaci3 de calor de la màquina es treballa sobre les geometries dels ventiladors i les geometries de la màquina en general. Aquestes geometries es modelitzen mitjançant geometria paramètrica, que permet la variaci3 de la geometria en funci3 dels valors dels paràmetres.

Amb aquestes geometries es configuren optimitzacions aerotèrmiques en què s'avalua el rendiment aerotèrmic mitjançant simulacions CFD de diverses geometries i s'obté una geometria que proporciona el millor resultat dins de les limitacions imposades.

Al final de les optimitzacions s'aconsegueixen unes geometries de ventiladors i de la màquina que proporcionen guanys d'uns 7 ° C a la globalitat la màquina.

Paraules clau: Ventilador centrífug, Ventilador mixt, Màquina elèctrica, Disseny automatitzat per ordinador, CAD, Mecànica de fluids, Optimitzaci3, CFD, CATIA, ANSYS, Fluent, HYPERSTUDY.

ABSTRACT

In the development of the new electrical machines for automotive, one of the main problems to reduce the size and increase the performance is the thermal problem. From this problem arises the need to optimize the aerothermal performance of these machines.

In this TFM we are working on the optimization of an automotive electric machine that is used in a "Mild-Hybrid" hybridization system acting as an alternator and as a support to the thermal engine.

To optimize the heat evacuation of the machine we work on the geometries of the fans and the geometries of the machine in general. These geometries are modeled by parametric geometry, which allows the variation of the geometry based on the values of the parameters.

Aerothermal optimizations are configured with these geometries in which the aerothermal performance is evaluated by means of CFD simulations of several geometries and a geometry is obtained that provides the best result within the imposed limitations.

At the end of the optimizations, fan and machine geometries are obtained that provide gains of around 7 ° C throughout the machine.

Keywords: Centrifugal fan, Mixed fan, Electric machine, Computer-aided design, CAD, Fluid mechanics, Optimization, CFD, CATIA, ANSYS, FLUENT, HYPERSTUDY.

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.

DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFM

- Memoria
- Presupuesto

Índice

DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFM	8
ÍNDICE DE FIGURAS.....	10
INDICE DE TABLAS	11
MEMORIA DEL PROYECTO.....	13
1-Introducción	16
1.1-Objetivo y alcance.....	16
2-Contexto del proyecto	17
2.1-Contexto empresarial	17
2.2-Contexto Industrial	18
3-Descripción general del producto	19
3.1-IBSG-HP	19
3.2-Principio de funcionamiento:.....	22
4-Metodología	23
4.1-Plan de acción:	24
4.2-Bucle de optimización.....	26
4.3-Estudio general de la máquina:	28
5-Parte delantera:.....	30
5.1-Hipótesis y condiciones de contorno.....	30
5.2-Simplificaciones de la geometría y generación de la malla	35
5.3-Cálculos de referencia parte delantera.....	38
5.4-Modelización de la parte delantera	39
5.5-Optimización del ventilador delantero	42
5.6-Optimización de las aberturas delanteras	47
6-Parte trasera.....	51
6.1-Hipótesis y condiciones de contorno.....	51
6.2-Simplificaciones de la geometría y mallado.....	52
6.3-Cálculos de referencia.....	54
6.4-Modelización de la parte trasera	54
6.5-Optimización de la parte trasera	57

7-Verificaciones en máquina completa	61
7.1-Hipótesis y condiciones de contorno	61
7.2-Geometría	62
7.3-Comparación maquina completa/mitad máquina.....	63
7.4-Influencia de la inclinación de las palas delantera-trasera	65
8-Conclusión	67
Bibliografía	68
PRESUPUESTO DEL PROYECTO	70
1-Introducción	71
2-Mano de obra	71
3-Hardware.....	74
4-Software	75
5-Presupuesto.....	76

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: CENTRO DE VALEO CRETEIL.....	18
FIGURA 2: OBJETIVO DE EMISIONES DE LA UE	18
FIGURA 3: POSICIÓN DE UN ALTERNADOR EN UN MOTOR DE COMBUSTIÓN	20
FIGURA 4: MODELO CAD DEL IBSG-HP.....	21
FIGURA 5: EXPLOSIÓN DE LOS COMPONENTES DEL IBSG-HP	21
FIGURA 6: EXPLOSIÓN DEL ROTOR DEL IBSG-HP	22
FIGURA 7: ESQUEMA DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA	23
FIGURA 8: BOBINADO DE LA MÁQUINA	24
FIGURA 9: EJEMPLO DE GEOMETRÍA PARAMETRIZADA.....	26
FIGURA 10: ESQUEMA DEL BULCLE DE OPTIMIZACIÓN	27
FIGURA 11: ALGORITMO GSRM.....	27
FIGURA 12: CORTE TRANSVERSAL DEL IBSG-HP CON ESQUEMA DE CAUDALES	28
FIGURA 13: TIPOS DE VENTILADORES	29
FIGURA 14: CURVAS CARACTERÍSTICAS DE CADA TIPO DE VENTILADOR	29
FIGURA 15: MRF DE LA SIMULACIÓN	31
FIGURA 16: COMPONENTES DE LA SIMULACIÓN	33
FIGURA 17: CONDICIONES LIMITE A NIVEL DEL CORTE	34
FIGURA 18: LIMITE ESXTERIOR DEL MODELO	35
FIGURA 19: SIMPLIFICACIÓN DE LA GEOMETRÍA.....	35
FIGURA 20: EXTREMOS DELANTEROS MEDELIZADOS COMO "H"	36
FIGURA 21: EXTREMOS TRASEROS MODELIZADOS COMO CORONA.....	36
FIGURA 22: CRITERIO DEL SKWENESS	37
FIGURA 23: CAPAS LIMITE EMPLEADAS	38
FIGURA 24: VENTILADOR DE REFERENCIA Y VENTILADOR HOMOTÉTICO	39
FIGURA 25: MODELO PARAMÉTRICO DEL VENTILADOR.....	40
FIGURA 26: DEFICIÓN DE CÓNCAVO Y CONVEXO	41
FIGURA 27: PARÁMETROS DEL MODELO DE CARCASA 1.....	41
FIGURA 28: PARÁMETROS DEL MODELO DE CARCASA 2	42
FIGURA 29: TABLA DE PARÁMETROS EN HYPERSTUDY	43
FIGURA 30: VENTILADOR "OPTIMO" SEGÚN LA OPTIMIZACIÓN	45
FIGURA 31: DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN LOS EXTREMOS DE LAS BOBINAS DELANTERAS (REFERENCIA A LA DERECHA, OPTIMIZADO A LA IZQUIERDA)	46
FIGURA 32: VELOCIDAD DEL AIRE (REFERENCIA A LA DERECHA, OPTIMIZADO A LA IZQUIERDA)	47
FIGURA 33: DISTRIBUCIÓN DE CAUDALES EN LA MÁQUINA (REFERENCIA A LA DERECHA, OPTIMIZADO A LA IZQUIERDA).....	47
FIGURA 34: COMPARACIÓN DE TRES CASOS CON ABERTURAS DIFERENTES.....	50
FIGURA 35: PARTE ELECTRONICA DE LA MÁQUINA	51
FIGURA 36: CARACTERIZACIÓN DE LAS PERDIDAS DE CARGA DE LA ELECTRONICA	52
FIGURA 37: TEORÍA DE ENSANCHAMIENTO BRUSCO	52
FIGURA 38: COMPARACIÓN DE PERDIDA DE CARGA ORIGINAL VS SUBSTITUCIÓN.....	53
FIGURA 39: SUBSTITUCIÓN DE LA ELECTRÓNICA.....	53
FIGURA 40: VENTILADOR DE REFERENCIA TRASERO	54
FIGURA 41: MODELIZACIÓN VENTILADOR TRASERO	55
FIGURA 42: MODELO CARCASA TRASERA 1.....	56
FIGURA 43: MODELO CARCASA TRASERA 2.....	56
FIGURA 44: TEMPERATURA DE LA ELECTRONICA EN FUCIÓN DEL CAUDAL	57
FIGURA 45: CARCASA TRASERA OPTIMIZADA.....	59

FIGURA 46: VENTILADOR TRASERO OPTIMIZADO	59
FIGURA 47: MODELO DE MÁQUINA COMPLETA	63
FIGURA 48: HOJA DE PAGA	72

INDICE DE TABLAS

TABLA 1: PLANIG DEL TFM	25
TABLA 2: CARTOGRAFÍA DE LA MÁQUINA	32
TABLA 3: DATOS TÉCNICOS PARA 1800RPM	33
TABLA 4: PERDIDAS POR COMPONENTE	34
TABLA 5: RESULTADOS DE REFERENCIA	39
TABLA 6: PARÁMETROS DEL VENTILADOR	40
TABLA 7: PARÁMETROS DE LA CARCASA DELANTERA	42
TABLA 8: DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS PARA LA OPTIMIZACIÓN DEL VENTILADOR DELANTERO	43
TABLA 9: MEJORES RESULTADOS DE LA OPTIMIZACIÓN DEL VENTILADOR DELANTERO	44
TABLA 10: COMPARACIÓN DE LOS CASOS DE REFERENCIA CON EL DEL VENTILADOR OPTIMIZADO A 1800RPM	45
TABLA 11: COMPARACIÓN DE LOS CASOS DE REFERENCIA CON EL DEL VENTILADOR OPTIMIZADO A 3000RPM	46
TABLA 12: DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE LA CARCASA DELANTERA	48
TABLA 13: MEJORES RESULTADOS DE LA OPTIMIZACIÓN DE LAS ABERTURAS DELANTERAS	48
TABLA 14: RESULTADOS DE REFERENCIA TRASEROS	54
TABLA 15: PÁRAMETROS CONSIDERADOS PARA EL MODELO DE VENTILADOR TRASERO	55
TABLA 16: PÁRAMETROS DE LA CARCASA TRASERA	57
TABLA 17: DEFINICIÓN DE LOS PARÁMETROS DE LA CARCASA TRASERA	58
TABLA 18: PARÁMETROS RESULTANTES DE LA OPTIMIZACIÓN TRASERA	58
TABLA 19: COMPARACIÓN DEL CALCULO DE REFERENCIA CON EL CALCULO DEL SISTEMA OPTIMIZADO A 1800RPM	60
TABLA 20: COMPARACIÓN DEL CALCULO DE REFERENCIA CON EL CALCULO DEL SISTEMA OPTIMIZADO A 3000RPM	60
TABLA 21: CARTOGRAFÍA DE PÉRDIDAS A 1800 Y 3000RPM	62
TABLA 22: COMPARACIÓN 1/2 MÁQUINA CON MÁQUINA COMPLETA A 1800RPM	63
TABLA 23: COMPARACIÓN 1/2 MÁQUINA CON MÁQUINA COMPLETA A 3000RPM	64
TABLA 24: COMPARACIÓN DE LAS OPTIMIZACIONES EN MEDIA MÁQUINA VS MÁQUINA COMPLETA A 1800RPM	64
TABLA 25: COMPARACIÓN DE LAS OPTIMIZACIONES EN MEDIA MÁQUINA VS MÁQUINA COMPLETA A 3000RPM	65
TABLA 26: INFLUENCIA DE LA INCLINACIÓN DE PALAS	66
TABLA 27: COSTE HORARIO DE LA MANO DE OBRA	73
TABLA 28: MEDICIONES Y COSTE MANO DE OBRA	73
TABLA 29: COSTE POR HORA DEL HARDWARE	74
TABLA 30: MEDICIONES Y COSTE DEL HARDWARE	75
TABLA 31: COSTE POR HORA DEL SOFTWARE	75
TABLA 32: MEDICIONES Y COSTE DEL SOFTWARE	76
TABLA 33: PRESUPUESTO DEL PROYECTO	77

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.

MEMORIA DEL PROYECTO

**Optimización aerotérmica de una
máquina eléctrica para automoción.**



1-Introducción

Este documento constituye la memoria de un Trabajo de Final de Máster en Ingeniería Industrial, cursado en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, en la Universidad Politécnica de Valencia desde el año 2016 hasta el año 2018.

En el presente documento se va a mostrar todo el trabajo realizado sobre el proyecto de optimización y desarrollo de una máquina eléctrica prevista para ser empleada como alternador y como motor de arranque en vehículos comerciales. Además, se mostrarán los diferentes elementos necesarios para realizar este proyecto, así como las diferentes decisiones que se han tomado a lo largo del mismo.

Este proyecto se ha realizado en la empresa Valeo S.A. en Paris, Francia entre los meses de marzo de 2017 y agosto de 2017, invirtiendo unas 850h en el desarrollo del contenido expuesto a continuación.

1.1-Objetivo y alcance

El objetivo principal de este trabajo es el de mejorar la refrigeración por convección forzada del sistema estudiado. El sistema a estudiar es una máquina eléctrica para automoción, compuesta por la máquina eléctrica en si y por la parte electrónica de control de la misma.

Para llevar a cabo estas mejoras se trabaja dentro del departamento de simulaciones CFD de la empresa, empleando herramientas de simulación y optimización sobre las geometrías de la máquina.

El alcance de este proyecto se limita a el estudio y optimización de las geometrías de los ventiladores del sistema y de las geometrías de las entradas y salidas de aire.

Para realizar todos estos estudios, las simulaciones aerotérmicas se llevarán a cabo utilizando modelos parametrizados en CATIA.

Las principales limitaciones geométricas del estudio residirán en el tamaño del sistema y el espacio asignado a cada componente. En cuanto a las limitaciones técnicas, se deberá cuidar los tiempos de cálculo y los tamaños de las mallas generadas para evitar que sean demasiado elevados, pero que produzcan soluciones realistas.

2-Contexto del proyecto

2.1-Contexto empresarial

Este trabajo se ha desarrollado en la empresa Valeo, empresa del sector del automóvil. El Grupo Valeo se estableció en 1923 en St. Ouen, París bajo el nombre de " Société Anonyme Française de Ferodo " (SAFF). El grupo inició su actividad en la producción de forros de freno y embrague. Con los años, el grupo ha diversificado sus productos.

En 1980, la compañía adoptó el nombre de "Valeo".

Hoy en día, Valeo es un proveedor de automoción, socio de la mayoría de los fabricantes de automóviles en el mundo. Valeo cuenta con 134 plantas de producción, 15 plataformas de distribución, 17 centros de investigación y 34 centros de desarrollo, todo ello repartido en 30 países.

Valeo está organizado en 5 filiales:

- **Sistemas de Propulsión**, desarrolla soluciones innovadoras para reducir el consumo de combustible y las emisiones de CO₂. En esta filial se desarrollan embragues, frenos, máquinas eléctricas y transmisiones.
- **Sistemas térmicos**, diseña y fabrica sistemas, módulos y componentes que garantizan la gestión de la energía térmica del sistema de propulsión y confort térmico para cada pasajero del vehículo. En esta filial se desarrollan sistemas de climatización, módulos electrónicos de control e intercoolers.
- **Sistemas de confort y asistencia a la conducción** desarrollo de sistemas nexo entre el conductor, el vehículo y su entorno, ayudando a mejorar la comodidad y la seguridad de los pasajeros. En esta filial se desarrollan sistemas de conducción autónoma, cámaras de parking, sensores de lluvia...
- **Sistemas de visibilidad** diseña y produce innovadores sistemas que aseguren al conductor una excelente visibilidad, lo que contribuye a su seguridad y la seguridad de sus pasajeros. En esta filial se desarrollan limpiaparabrisas y luces.
- **Valeo Service** se encarga del servicio de piezas de repuesto. Abastece a todas las cadenas de repuestos, así como a los fabricantes.

Este trabajo se ha llevado a cabo dentro del centro de investigación mostrado en la figura 1 de Valeo Creteil, a las afueras de París.



Figura 1: Centro de Valeo Creteil

El centro de Valeo Creteil está vinculado a la filial de Sistemas de Propulsión, e investiga y desarrolla máquinas eléctricas. Se desarrollan desde alternadores para coches hasta motores de hibridación o motores para vehículos eléctricos.

Este trabajo se desarrolla en el departamento de “Cálculo y simulación” trabajando en colaboración con el equipo de proyecto que desarrollaba la máquina eléctrica que será objeto de este documento.

2.2-Contexto Industrial

El dominio del automóvil es un campo muy dinámico e innovador. A lo largo de los años, las necesidades de la industria han ido aumentando. Hoy en día, el principal desafío para los fabricantes de automóviles, tanto como para sus proveedores es la optimización de sus máquinas para ofrecer el máximo rendimiento a los precios más bajos posibles.

La industria del automóvil está empujada por dos grandes factores para innovar:

- Por un lado, los clientes, que, en un mercado muy competitivo tienen muchas opciones, de modo que las marcas de automóviles han de buscar innovaciones para diferenciarse.
- Por otro, las reglamentaciones y normas impuestas por los gobiernos. En particular las que tienen por objetivo la reducción de las emisiones contaminantes como se observa en la Figura 2.



Figura 2: Objetivo de emisiones de la UE

Estas nuevas reglamentaciones para reducir las emisiones contaminantes hacen que los fabricantes estén investigando nuevas formas de propulsión para sus coches, especialmente en vehículos eléctricos y / o híbridos.

La hibridación, es decir, el acoplamiento de un motor eléctrico a un motor de combustión es una solución muy atractiva para las empresas de la industria. Las inversiones en este tipo de tecnología han aumentado significativamente en los últimos años.

Existen varios enfoques al problema de la hibridación, dependiendo de la capacidad funcional necesaria y la autonomía (distancia a recorrer en modo eléctrico).

Los sistemas pueden ser calificados en:

-Plug in Hybrid: El coche puede ser propulsado por el motor eléctrico durante un período de tiempo prolongado y tiene una batería recargable a través de un enchufe eléctrico. Batería de gran capacidad y motor de potencia elevada.

Full Hybrid: Similar al plug-in híbrido, pero la batería se carga únicamente través de la energía mecánica del motor y de la recuperación de energía de frenado. El uso del motor eléctrico es normalmente reservado para la puesta en marcha y rodaje de baja velocidad. Batería de capacidad media y motor de potencia elevada.

-Mild-Hybrid: El coche tiene un pequeño motor eléctrico que se utiliza sólo en la fase arranque y durante las fases de aceleración. Baterías de pequeña capacidad, y motor de potencia moderada.

-Start-Stop: coche tradicional con un motor de arranque y batería reforzados para detener y reiniciar el motor cada vez que el vehículo se detiene.

En el desarrollo de esta memoria se va a trabajar en un sistema Mild-Hybrid, con un motor eléctrico que hará las funciones de alternador y motor de arranque/ayuda a la propulsión. De aquí en adelante lo denominaremos alternador-motor de arranque.

3-Descripción general del producto

3.1-IBSG-HP

Como se ha visto anteriormente, la hibridación es una de las soluciones más utilizadas y desarrolladas por los fabricantes de automóviles actualmente como respuesta a las nuevas normativas de emisiones y a las expectativas de los clientes.

El trabajo de optimización aerotérmica que se desarrollará a lo largo de esta memoria será el estudio de una nueva generación de alternador-motor de arranque en fase de desarrollo.

El alternador-motor de arranque es una máquina eléctrica síncrona autopilotada en la que se aprovecha de la reversibilidad de máquinas eléctricas, es decir, que tiene dos modos de operación:

1-Funcionamiento en modo generador, en el que la máquina se comporta como un alternador convencional y da a la salida una corriente eléctrica para cargar la batería y alimentar los componentes que consumen energía eléctrica en el vehículo (luces, calefacción, radio, etc ...).

2- Funcionamiento en modo motor, donde la máquina utiliza la energía almacenada en la batería para ayudar a la propulsión del motor del coche generando un par en el eje de la correa.

El nombre de alternador-motor de arranque viene del hecho de que la máquina puede sustituir a un alternador y un motor de arranque tradicional.

Descripción de la máquina:

La máquina que se va a estudiar es un "IBSG-HP" (Integrated Belt Starter Generator High Power). El IBSG-HP está situado en la parte delantera del motor, y ocupa el emplazamiento de un alternador tradicional[Figura3]. Al igual que un alternador tradicional el IBSG-HP se conecta al eje del motor de combustión a través de una correa.

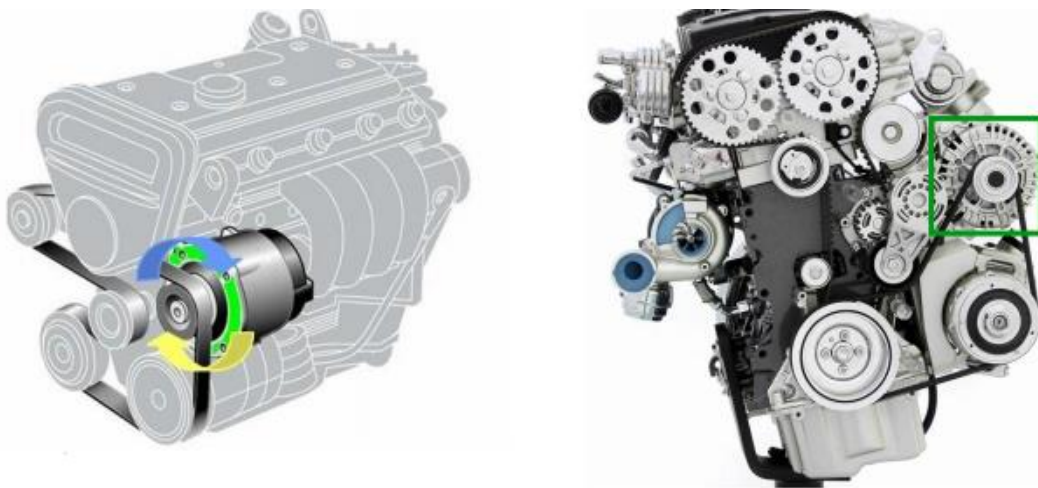


Figura 3: Posición de un alternador en un motor de combustión

Debido a su posición, el tamaño de la máquina es fundamental a la hora de realizar su diseño, y será uno de los puntos más limitante.

El alternador-motor de arranque se puede descomponer en dos partes; la parte eléctrica, que se procederá a denominar "máquina" y la parte electrónica como se observa en la siguiente figura:

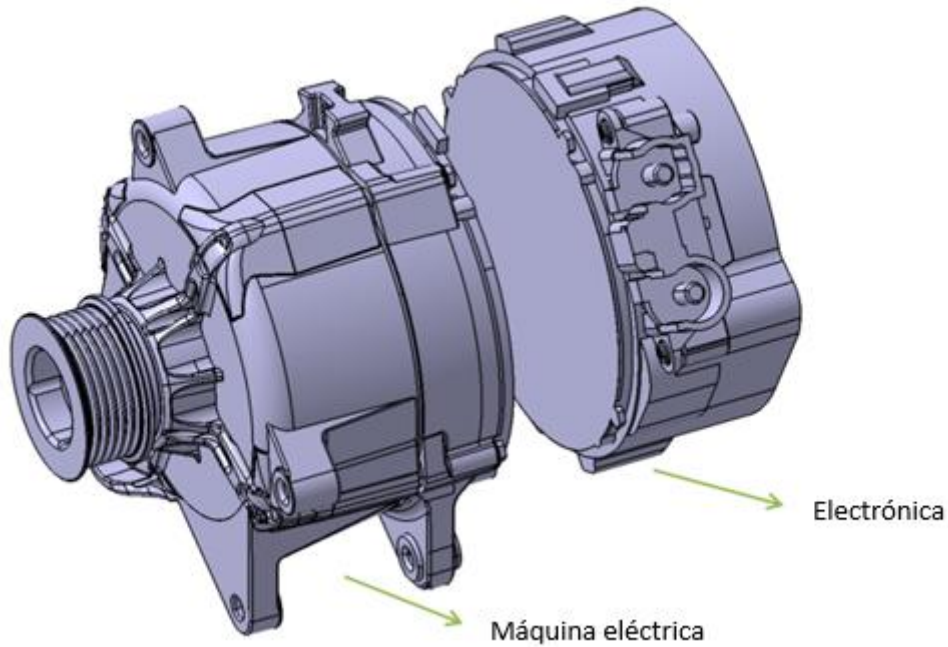


Figura 4: Modelo CAD del IBSG-HP

La máquina (parte eléctrica del sistema), esta está constituida por, un estator y un rotor contenidos entre dos piezas de aluminio, y una polea.

Las partes activas de la máquina son el estator y el rotor. Las piezas de aluminio son componentes puramente mecánicos que sirven para fijar la máquina al motor de combustión y mantener la posición relativa entre el rotor y estator(se denominarán carcasas).

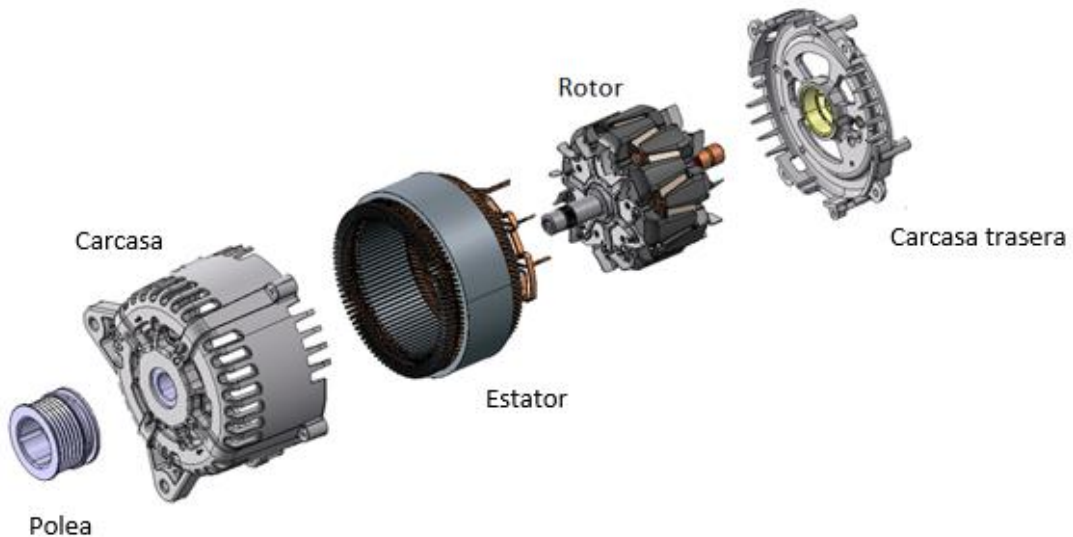


Figura 5: Explosión de los componentes del IBSG-HP

El rotor es la parte móvil de la máquina, cuya velocidad es proporcional (a través de la relación de correa) a la velocidad de rotación del motor de combustión. El rotor está compuesto de imanes y de una bobina, que sirven para generar el flujo electromagnético; de garras de hierro

que sirven para canalizar el flujo generado; un eje de rotación; y los ventiladores [Figura 6]. Estos últimos son los elementos principales de refrigeración de la máquina.



Figura 6: Explosión del rotor del IBSG-HP

3.2-Principio de funcionamiento:

IBSG-HP es una máquina síncrona autopilotada de 48V. El bobinado está compuesto por seis fases para ser alimentada en doble trifásica. Esta máquina puede funcionar en tanto en modo motor como en modo generador.

En el modo motor:

1-La electrónica convierte la corriente continua de la batería de 48V en dos fuentes de tensión trifásicas, que conectadas al estator generan corrientes a través de este.

2-Las corrientes de las seis fases del estator generan un campo magnético giratorio conducido a través del paquete de láminas de acero.

3-La bobina del rotor se alimenta con corriente continua, de modo que esta genera un campo magnético en el rotor (al cual se suma el generado por los imanes presentes en el rotor).

4-El efecto del campo magnético del estator sobre el campo magnético del rotor provoca la rotación del rotor, y la generación de un par de torsión en el extremo del eje.

En el modo generador:

El funcionamiento es equivalente, pero a la inversa, el campo magnético del rotor (generado aplicando corriente continua al rotor) induce una fuerza electromagnética en los terminales de las bobinas del estator. Esta fuerza electromagnética es convertida por la electrónica en corrientes y posteriormente rectificadas para generar una corriente continua que se suministrará a toda la electrónica del vehículo y se utilizará para recargar la batería.

A través de la electrónica es posible controlar con precisión el par generado en el modo motor y el par resistivo en modo generador.

Se ilustran en la siguiente figura los dos modos de funcionamiento mediante un esquema de bloques:

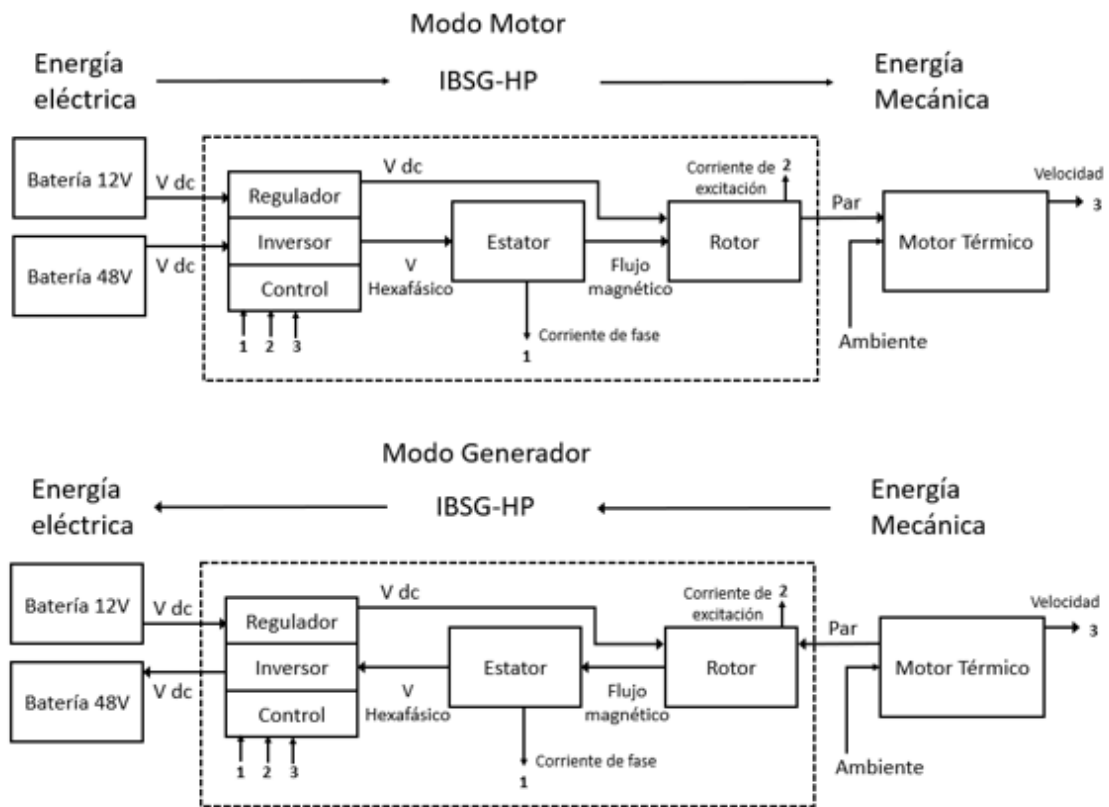


Figura 7: Esquema de funcionamiento de la máquina

4- Metodología

En el desarrollo de estas prácticas se va a trabajar en una máquina para sistemas Mild-Hybrid, donde la máquina eléctrica está bajo estrictas restricciones de espacio, peso y rendimiento.

En este tipo de sistema, la máquina en modo motor se utiliza solamente durante las fases de arranque o aceleración a baja velocidad, y por lo tanto el espacio disponible para el motor de combustión no puede verse afectado de manera significativa o verse sujeto a restricciones severas debidas a la maquina eléctrica, ya que sigue siendo la fuente de propulsión principal.

Por lo tanto, el alternador-motor de arranque es el que debe adaptarse a las limitaciones introducidas por el motor de combustión.

Al mismo tiempo, las especificaciones de la máquina eléctrica han de permitir una reducción real de las emisiones y permitir mover el vehículo con unas dinámicas razonables. Por lo tanto, debe ser suficientemente potente como para arrancar el motor y proporcionar ayuda suficiente en fases de aceleración y para recuperar la suficiente energía de frenada.

En el caso de este proyecto, los clientes requieren de una máquina de igual tamaño que las versiones precedentes, pero con mayores potencias. Para conseguir esto hay que identificar los factores más críticos de la máquina y optimizarlos.

Uno de los factores más limitantes a la hora de aumentar las prestaciones para unas dimensiones fijas es el aspecto térmico, si se consigue evacuar más calor en los puntos críticos de la máquina se conseguirá aumentar las prestaciones sin variar el tamaño.

Las partes más críticas térmicamente sobre este alternador-motor de arranque se encuentran en la parte superior de las bobinas y en la electrónica.

El bobinado es por donde circulan las corrientes más altas, y es la zona que más calor va a generar. Esto combinado con que se encuentra confinado hace se produzcan las temperaturas más altas de la máquina en este elemento.

En la electrónica no se alcanzan temperaturas tan altas como en la máquina, pero al estar compuesta por componentes electrónicos sensibles a la temperatura, la temperatura máxima admisible en este componente será mucho menor que la temperatura máxima alcanzada en la máquina.

En este trabajo se hará referencia a la parte de la máquina. A nivel del bobinado del estator, las partes más críticas serán los extremos de las bobinas.

Los extremos de la bobina son las zonas de la bobina que sobresalen del paquete de hierro del estator y permiten el bobinado[Figura 8].

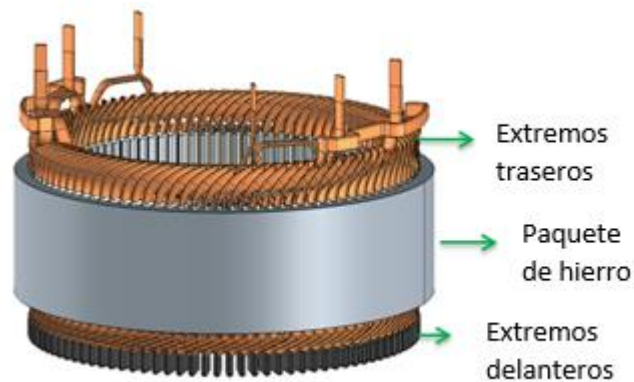


Figura 8: Bobinado de la máquina

El objetivo de este estudio es optimizar la refrigeración de la máquina, para lo que se actuará mediante optimizaciones geométricas de los ventiladores situados en el rotor y optimizaciones de las geometrías de las aberturas sobre las piezas de aluminio delantera y trasera.

4.1-Plan de acción:

La optimización paramétrica en problemas aerotérmicos es un proceso lento, ya que cada iteración de la optimización (cálculo CFD) puede durar fácilmente varias horas. La optimización de la máquina completa plantea pues una serie de problemas:

- La geometría tratada es grande y compleja, lo que produce cálculos largos (6 horas por iteración).
- El número de parámetros a optimizar es alto (ventilador delantero, ventilador trasero, aberturas ...)

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.

La optimización de la máquina completa, con todas las geometrías consideradas, se traduciría por unos tiempos de cálculo muy elevados, llegando fácilmente a meses de cálculo.

Para lograr el objetivo de optimizar los ventiladores delantero y trasero, y las aberturas sobre la máquina se decide desacoplar la parte delantera y trasera de la máquina. Este desacoplo se realiza dividiendo el modelo en dos y simulando únicamente una mitad de la máquina para las optimizaciones.

Trabajar con la mitad de la máquina hace que el problema sea más eficaz, pero se ha de prestar especial atención a las condiciones de contorno que se aplican en el corte de separación de las dos mitades, y se ha de verificar los resultados en un modelo de la máquina completa.

Teniendo en cuenta esto, se ha sido construido el siguiente plan de acción:

- Estudio General de la máquina.
- Optimización el ventilador frontal y aberturas delanteras.
- Optimización ventilador trasero y aberturas traseras.
- Verificaciones en un modelo de máquina completa.

Planing seguido:

Tabla 1: Planig del TFM

Tarea/Semana	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Formaciones	█																							
Estudio Bibliográfico	█	█																						
Aprendizaje de Software		█																						
Optimización Parte delantera																								
Modelización de la geometría			█																					
Simplificación de la geometría		█	█	█																				
Mallado		█	█	█	█																			
Optimización Ventilador delantero				█	█	█	█																	
Optimización Carcasa delantera								█																
Análisis de los resultados							█	█	█															
Optimización Parte trasera																								
Simplificación de la geometría							█		█															
Modelización de la geometría								█	█															
Mallado									█	█														
Optimización										█	█	█	█											
Análisis de los resultados													█	█										
Verificación en Máquina completa																								
Cálculos de referencia															█		█							
Cálculos con geometrías optimizadas																		█	█					
Inclinación de palas																				█				
Redacción y presentación																								
Redacción								█							█					█	█			
Presentación al equipo de proyecto																						█		
Presentación a la escuela																							█	

4.2-Bucle de optimización

La optimización aerotérmica se aplica a través de una metodología desarrollada internamente en Valeo.

El proceso de optimización se basa en la realización de diseños paramétricos de las geometrías a optimizar, de forma que se evalúe las características aerotérmicas de la geometría para diferentes valores de estos parámetros.

Estas evaluaciones ayudarán a definir el conjunto de parámetros óptimos.

El diseño de estas geometrías se ha de estudiar atentamente para utilizar los parámetros más relevantes posibles.

Durante la ejecución del algoritmo las geometrías estudiadas varían en función de los parámetros elegidos por el algoritmo. Así, como se ve en el ejemplo de la figura 9, cuando el parámetro a toma en valor cinco la geometría se alarga, adecuándose a su definición del parámetro.

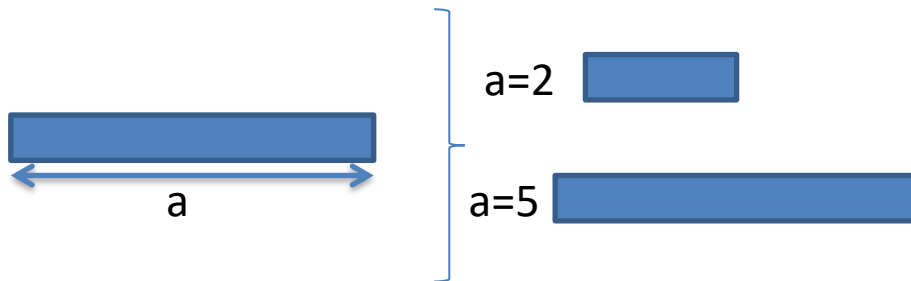


Figura 9: Ejemplo de geometría parametrizada

El proceso de optimización necesita combinar varios programas:

- CATIA**: Diseño y parametrización del modelo.
- ANSYS WORKBENCH**: Simplificaciones y mallado.
- FLUENT**: Simulaciones aerotérmicas CFD.
- ALTAIR HyperStudy**: Algoritmo de optimización.

La conexión entre el algoritmo de optimización y cálculos CFD se realiza a través de una aplicación "Launcher" desarrollado internamente por Valeo. En la siguiente figura observamos el esquema de funcionamiento del bucle de optimización:

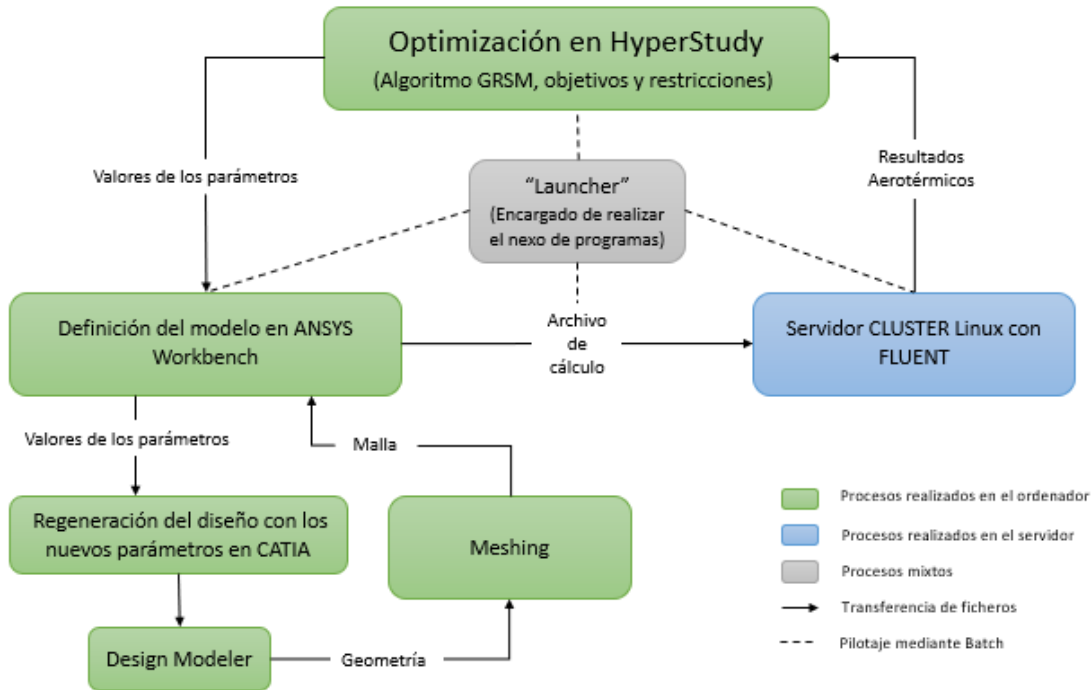


Figura 10: Esquema del bucle de optimización

El Launcher es el software encargado de transmitir la información de una aplicación a otra. Esta transmisión de información funciona de la siguiente manera:

Partiendo de todos los modelos (Catia, fluent e Hyperstudy) configurados se lanza el proceso de optimización a través del Launcher, este envía la información a Hyperstudy, que define los valores de los parámetros a evaluar y los envía a Ansys, que actualiza la geometría y realiza el mallado. Una vez el mallado se ha finalizado en Launcher envía la información a un cluster de cálculo para realizar la simulación CFD. Al finalizar la simulación los datos son repatriados por el Launcher y enviados a Hyperstudy que evalúa el resultado obtenido y decide el siguiente juego de parámetros a simular.

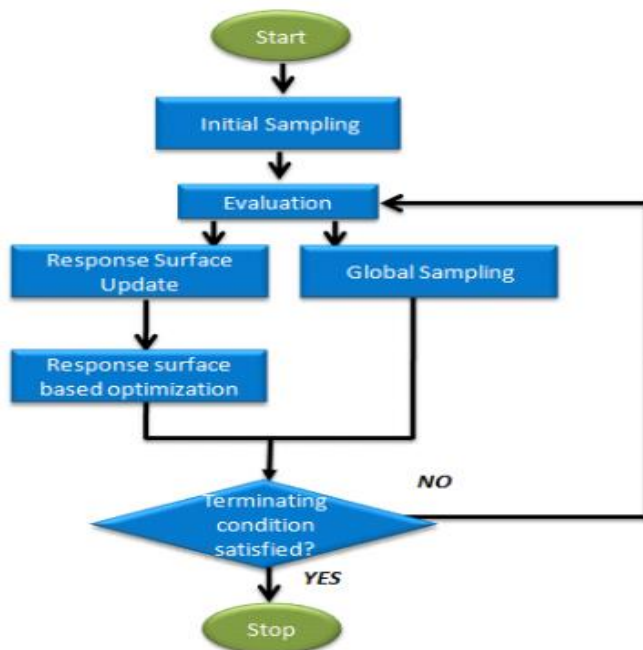


Figura 11: Algoritmo GSRM

Para la optimización se va a utilizar un algoritmo interno a Hyperstudy llamado GRSM (Global Response Surface Method)[Figura 11].

Este método, interno de **HyperStudy** funciona de la siguiente manera:

1-Creación de un "mapeo" de la superficie de respuesta: **HyperStudy** crea al azar un número de conjuntos de parámetros y evalúa el rendimiento de estos. Con estos resultados genera una superficie de respuesta inicial.

2-Búsqueda del conjunto de parámetros óptimos: Basado en la superficie de respuesta generada por el mapeo, **HyperStudy** realiza iteraciones con conjuntos de parámetros alrededor de los puntos con mejores resultados, teniendo en cuenta los objetivos y limitaciones impuestas y refinar localmente la superficie de respuesta.

3-Fin de la optimización: Si el criterio de parada es alcanzado, la optimización se detiene, pero si no hay un criterio de parada configurado o si este no se alcanza la optimización finalizará al alcanzar el número de iteraciones máximas fijadas por el usuario. Al finalizar el software dará el conjunto de parámetros para los que se ha obtenido el mejor resultado y una tabla de correlaciones con la influencia de todos los parámetros sobre el objetivo fijado.

4.3-Estudio general de la máquina:

Como punto de partida para la optimización, se debe primero entender el funcionamiento de la máquina en cuanto a su funcionamiento aerotérmico se refiere. Familiarizarse con la máquina y comprender las diversas decisiones tomadas durante el diseño inicial para obtener una visión global de la misma es crítico.

Este ejercicio preliminar permite identificar mejor las geometrías a optimizar y tener en cuenta las restricciones a respetar.

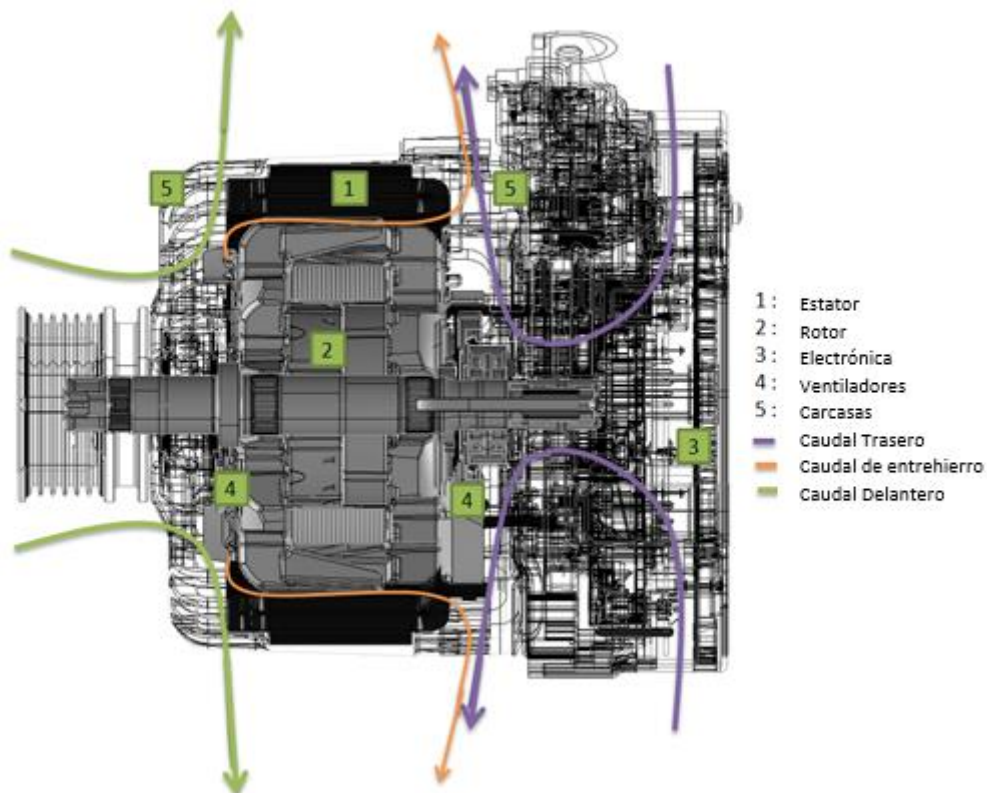


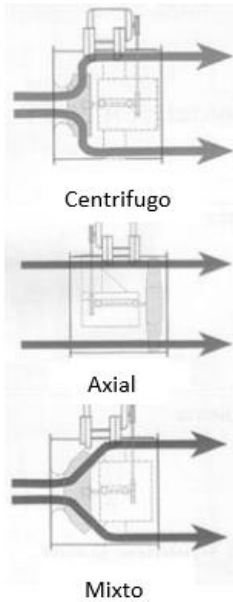
Figura 12: Corte transversal del IBSG-HP con esquema de caudales

La máquina tiene un ventilador en cada extremo del rotor. El aire es aspirado a través de las aberturas concéntricas al eje en la parte delantera, y por medio de la electrónica en la parte trasera. El aire es expulsado a través de las aberturas radiales. El flujo de aire a través del entrehierro es muy pequeño en comparación con los flujos que entran a la máquina por la

parte delantera y trasera. En máquinas similares a ésta el flujo de entrehierro es menor que 5% del flujo total.

Debido a esta distribución de los flujos de aire, la evacuación del calor generado en el estator y el rotor se hace principalmente a través de los extremos de bobina y de los ventiladores, que actúan de disipadores del estator y del rotor respectivamente, ya que estas son las áreas que interactúan mayormente con el flujo de aire.

Como se va a trabajar sobre los ventiladores se van a estudiar ahora los tres tipos de ventiladores tratados en esta memoria:



-Ventilador centrífugo o radial: La circulación de aire en este tipo de ventilador es principalmente producida por la fuerza centrífuga de la rotación del fluido. El ventilador, aspira el aire desde la dirección paralela al eje y le transmite una energía cinética al fluido a través de las palas. El flujo de aire a la salida es en la dirección radial. Su uso es común cuando hay necesidad de tener bajos caudales y vencer grandes caídas de presión.

-Ventilador axial: El movimiento de fluido a través del ventilador es paralelo al eje de rotación. Este tipo de ventilador se divide en tres tipologías: los ventiladores vanne-axial, ventilador de propulsión y tube-axiale. El interés de los ventiladores axiales es su capacidad para mover grandes volúmenes de aire.

-Ventiladores mixtos: Este tipo de ventilador se refiere principalmente a los ventiladores radiales cuya dirección de aspiración es paralela al eje de rotación y la dirección de salida del flujo tiene tanto componente axial como radial.

Figura 13: Tipos de ventiladores

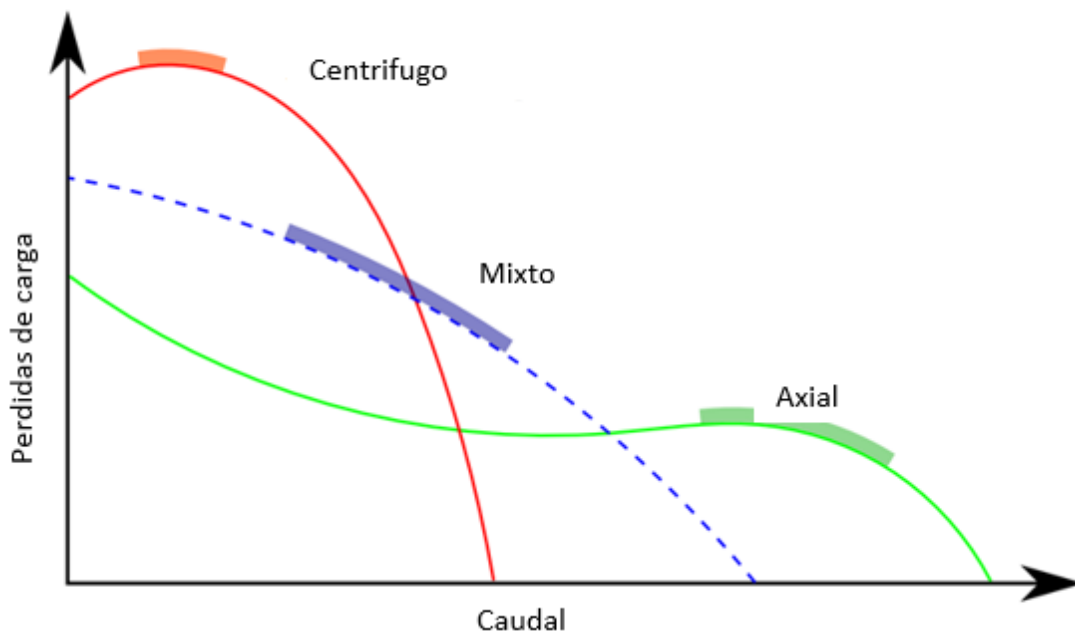


Figura 14: Curvas características de cada tipo de ventilador

Los ventiladores de referencia, ventiladores originalmente propuestos para esta máquina, son ventiladores centrífugos, de modo que son capaces de superar grandes caídas de presión, pero con caudales bajos.

Un ventilador mixto podría ser más eficaz en el entorno estudiado, especialmente en la parte delantera, donde las pérdidas de carga son mucho menores que en la parte posterior (la electrónica genera pérdidas de carga adicionales). Un ventilador mixto podría aumentar el caudal de aire y mejorar el intercambio de calor.

Existen además otras ventajas del uso de ventiladores mixto, ya que la dirección de expulsión del aire, teniendo una componente axial, puede ser favorable para enfriar los extremos de la bobina y aumentar los caudales de aire en el entrehierro.

5-Parte delantera:

Para optimizar la parte delantera, se seguirá el siguiente plan de acción:

- 5.1-Hipótesis y condiciones de contorno.
- 5.2-Simplificación de la geometría y de la malla.
- 5.3-Cálculos de referencia de la parte delantera.
- 5.4-Parámetro del ventilador y palier delanteros.
- 5.5-Optimización del ventilador delantero.
- 5.6-Optimización del palier delantero.

Para mejorar la refrigeración de la máquina se estudia tanto la geometría de los ventiladores como la geometría de las piezas de los alrededores. En esta primera optimización de la parte delantera se realizan las optimizaciones de las aberturas y del ventilador de forma independiente para así poder observar los efectos individuales de cada una de las geometrías en el resultado.

5.1-Hipótesis y condiciones de contorno

5.1.1-Modelo físico

Las simulaciones CFD realizada en FLUENT, son simulaciones aerotérmicas que requieren la activación de la ecuación de energía para calcular los intercambios de calor. Para la realización de estos estudios se va a suponer régimen permanente.

Al simular en régimen permanente la rotación del rotor se crea a través de un dominio de aire llamado MRF (Moving Reference Frame) en donde se imponen las velocidades del aire. Este volumen de aire puede ser visto en la figura 15.

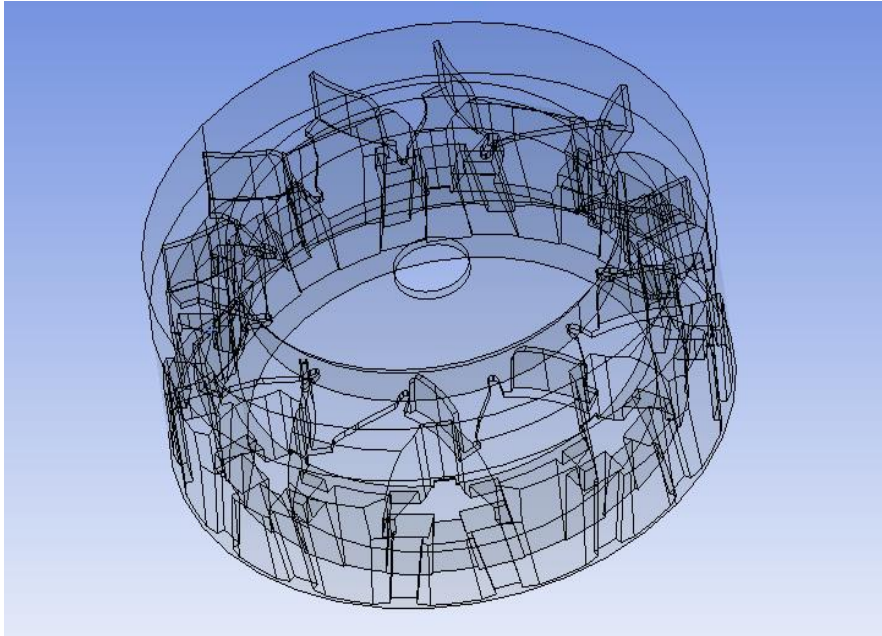


Figura 15: MRF de la simulación

En estas simulaciones, las velocidades de aire son significativas, ya que el rango de la velocidad del rotor va de 1800 rpm a 6000 rpm. Por lo tanto, es necesario tener en cuenta las turbulencias generadas, ya que el flujo generado estará en régimen turbulento. Además, estas turbulencias tienen un impacto significativo en el intercambio de calor entre el aire y la máquina.

Todas las simulaciones se realizarán en base al modelo de turbulencias SST-kW. La malla será refinada en áreas críticas de intercambio con el uso de las capas límite, que consisten en una disminución de la talla de malla localmente con elementos cuadrangulares. Concretamente se usarán capas límites en los extremos de las bobinas y los ventiladores.

Las simulaciones se realizarán en el punto de funcionamiento crítico en régimen permanente a nivel térmico.

La determinación de este punto crítico de operación se realiza a través de la cartografía de la máquina para el modo motor, ya que las potencias máximas de la máquina son más grandes en modo motor que en modo alternador.

Los valores en la tabla 2 corresponden a los puntos de operación máximo de forma permanentes en el modo motor.

Tabla 2: Cartografía de la máquina

RPM	1800	2500	3000	5000	6000	10000	16000
Punto de funcionamiento permanente (Nm)	9	8	8	10	8	4	2
Potencia (W)	2088	2532	3003	6109	5885	5346	5665
Perdidas en la máquina(W)	321.2	372.4	423.4	862.1	848.5	1148	2303
Perdidas en la electrónica(W)	70.06	65.09	66.72	10.8	10.05	9.54	10.68
Ratio pérdidas máquina/RPM	0.178	0.148	0.141	0.172	0.141	0.114	0.143
Ratio pérdidas electrónica/RPM	0.038	0.026	0.0222	0.0021	0.0016	0.0009	0.0006

Para la determinación del punto crítico, punto donde se ha de evacuar la mayor cantidad de calor con el menor flujo disponible, se puede considerar que el caudal de aire movido por los ventiladores es proporcional a la velocidad de giro de la máquina. Por ello, se va a utilizar la relación de pérdidas con respecto a la velocidad de la máquina para determinar el punto crítico. El punto donde esta relación sea mayor será en el que las mayores pérdidas respecto al flujo de aire capaz de evacuarlas.

En la tabla anterior se observa que para 1800 rpm y 5000 rpm las relaciones de pérdidas/flujo son máximas. El punto de funcionamiento seleccionado es el punto a 1800rpm, ya que es también un punto de dimensionamiento crítico para la electrónica.

Todas las optimizaciones se llevarán a cabo a esta velocidad, pero para comparar con otras máquinas y verificar los resultados, se estudiarán las soluciones en otros puntos de funcionamiento.

5.1.2-Condiciónes de contorno

Para las condiciones de contorno del modelo, se estudian los diferentes términos de generación de calor, los diferentes materiales a aplicar y los límites del sistema. Para ello se identifican todos los elementos de la simulación, visualizados en la figura 16.

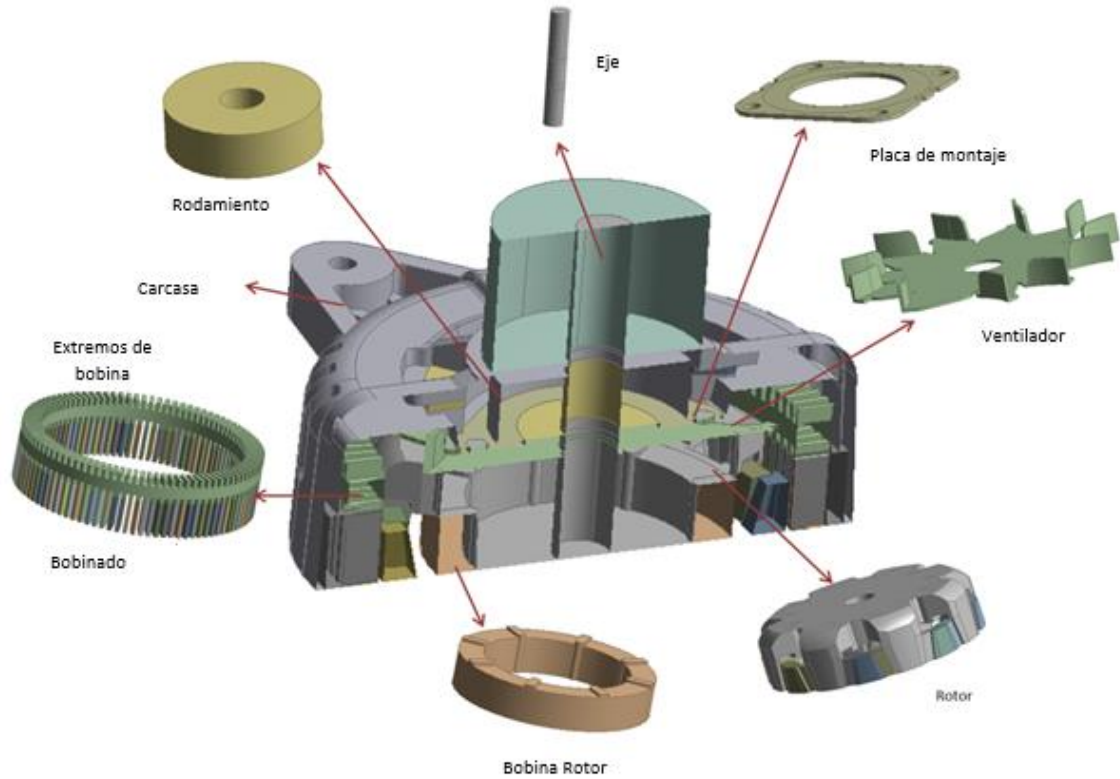


Figura 16: Componentes de la simulación

Los materiales provienen de datos de Valeo. Por razones de confidencialidad, los valores no van a aparecer en este informe.

Respecto a las condiciones de generación de calor de cada parte de la máquina, los valores se calculan utilizando la información de la cartografía de la máquina.

En las cartografías recibidas se dispone de la información siguiente:

Tabla 3: Datos técnicos para 1800rpm

Velocidad del rotor (RPM)	1800
Corriente de fase (A)	42,3
Corriente de excitación (A)	2,4
Pérdidas ferromagnéticas(W)	237
Potencia (W)	2068
Pérdidas por efecto Joule (W)	121
Pérdidas totales (W)	372

Para asignar las pérdidas correspondientes a cada componente se realizan los cálculos correspondientes utilizando las normas internas de la empresa:

Tabla 4: Pérdidas por componente

Velocidad del rotor (rpm)	1800	Componente
Pérdidas mecánicas(rodamientos) (W)	14	Rodamientos
Pérdidas Joule estator (W)	99,2626	Estator
Pérdidas en el hierro estator (W)	165,9	
Pérdidas Joule rotor (W)	21,8592	Rotor
Pérdidas rotor de hierro (W)	71,1	

En las simulaciones realizadas en media máquina no se simula el rotor, únicamente el MRF, por lo que todas las pérdidas del rotor se aplican en las superficies del MRF.

Por último, para las condiciones en los límites del modelo se imponen las siguientes condiciones:

- A nivel del plano de corte, se diferencian tres áreas:

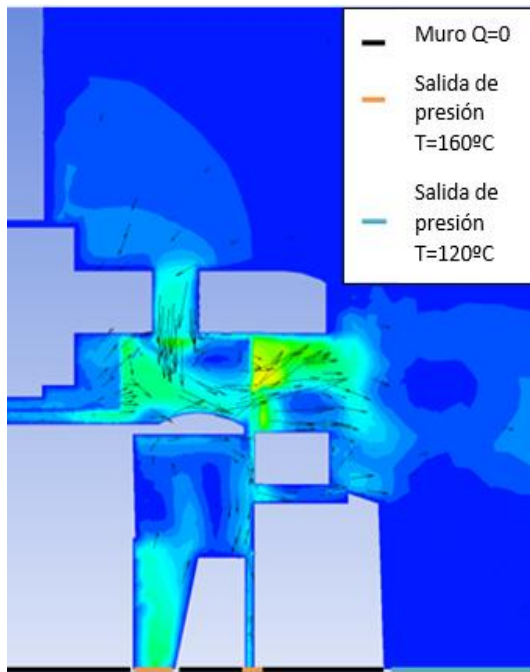


Figura 17: Condiciones límite a nivel del corte

Sólidos: La condición a nivel de corte se considera una condición "wall" sin flujo de calor a través de esta ($Q = 0$). Esto se basa en la suposición de una generación y evacuación de calor similar en la parte delantera y trasera de la máquina, por lo que el flujo de calor entre estas dos partes es muy débil.

El fluido interno a la máquina: La superficie del aire al interior de la máquina se considera como salida de presión con una temperatura de recirculación de $160\text{ }^{\circ}\text{C}$. Esta temperatura considera la temperatura del aire situado en la parte simétrica de la máquina.

Fluido externo: El límite restante del modelo se considera como salida de presión a temperatura ambiente, $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ (temperatura considerada en el entorno motor).

- En los límites del aire exterior[Figura 18]:

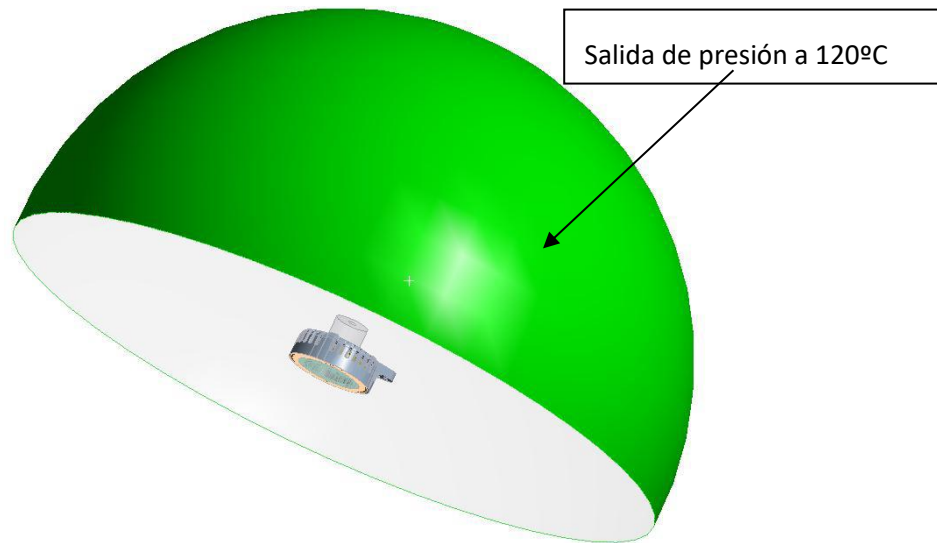


Figura 18: Limite exterior del modelo

De la misma manera en el plano de la máquina de corte: los límites exteriores del dominio de fluido también se consideran salida de presión a 120°C.

5.2-Simplificaciones de la geometría y generación de la malla

5.2.1-Geometría

Con el fin de reducir el tamaño de la malla y reducir consecuentemente los tiempos de cálculo se procede a simplificar la geometría. Todas las geometrías complejas que no tienen una alta influencia sobre el flujo de aire se simplifican.

Los empalmes cóncavos generan refinamiento de la malla excesivo, ya que generan tangentes complicadas para las mallas tetraédricas, generando muchos elementos y aumentando considerablemente el número de elementos total.

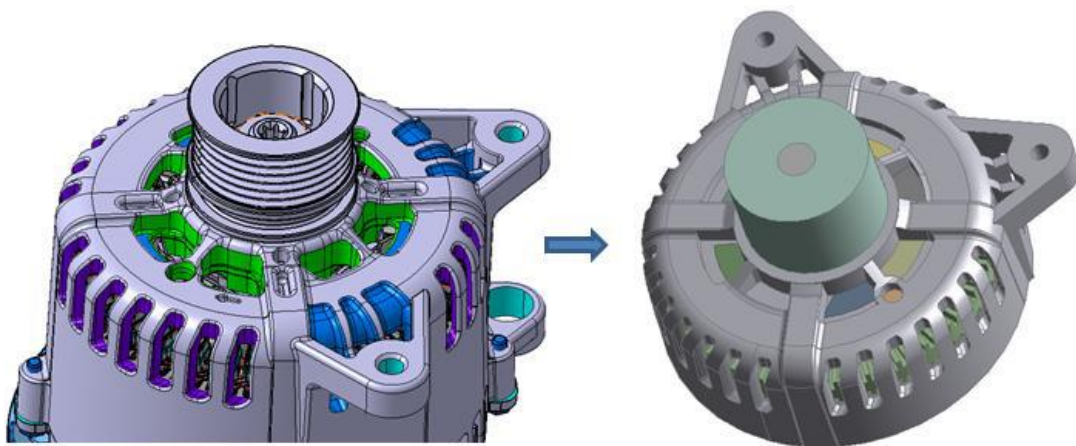


Figura 19: Simplificación de la geometría

Los empalmes, marcas de fundición, agujeros y otros elementos que no influyen en la corriente de aire se han eliminado.

Los elementos que no presentan gran interés también se han simplificado. El ejemplo más claro de esto último siendo la polea, que se ha considerado como un cilindro sólido [Figura 19].

Los extremos de las bobinas también se han simplificado. Estos extremos son una parte importante de la geometría e interactúan directamente con el flujo de aire, impactando en las pérdidas de carga y en el intercambio de calor de forma no despreciable. Sin embargo, es necesario simplificarlos debido a las geometrías complejas y zonas de pequeñas láminas de aire y proximidades entre filamentos, que aumentan el tamaño de malla de manera exponencial, haciendo imposible su tratamiento en los medios informáticos disponibles.

Para la realización de estas simplificaciones se realizan dos modelizaciones diferentes, una para los extremos delanteros de la bobina, y otra para los traseros.

- En la parte delantera de la máquina los extremos de bobina se modelizan como una "H", con espacios entre el paquete de hierro y los extremos de bobina, y aberturas en la parte superior de los extremos de bobina.

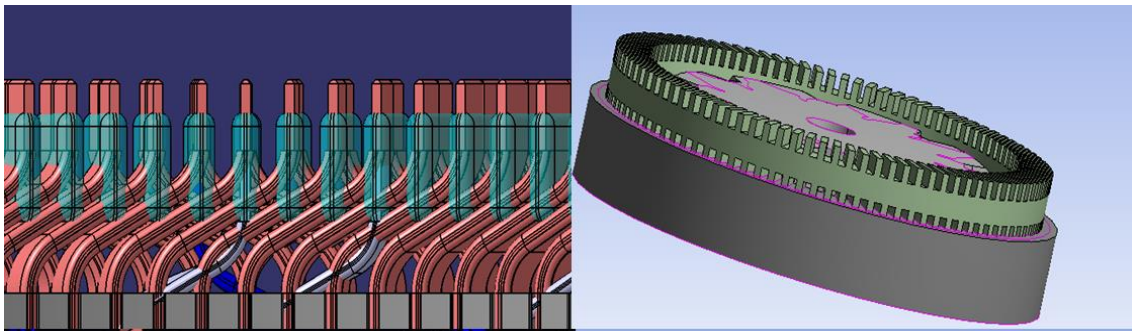


Figura 20: Extremos delanteros modelizados como "H"

- Sin embargo, los extremos de bobina en la parte posterior se modelizan como una corona masiva con agujeros entre el paquete de hierro y la bobina.

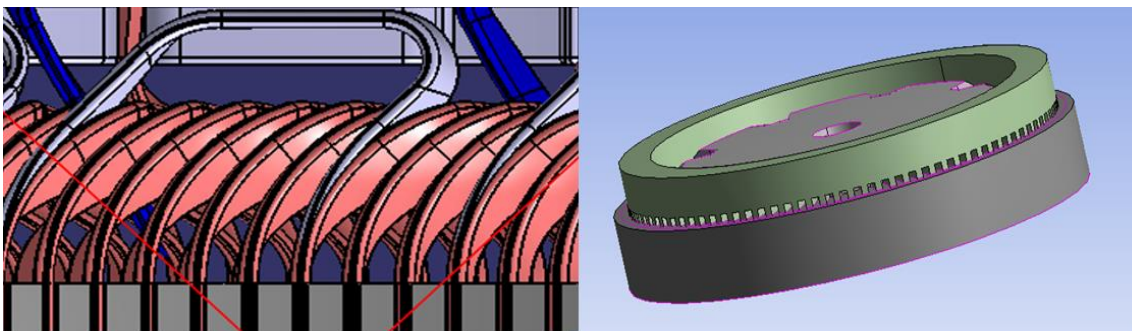


Figura 21: Extremos traseros modelizados como corona

El espacio de entrehierro de la máquina (espacio entre las garras y el paquete de hierro) se aumenta de 0,35mm a 1,2mm. El flujo axial de la máquina va a ser así más alto que el real, pero si el tamaño de la separación se mantiene a 0,35 mm el tamaño de malla se vuelve no razonable para el proceso de optimización.

5.2.2-Mallado

La generación de las mallas se realiza en dos de los softwares de ANSYS Workbench, **Meshing** y **FLUENT MESHER**. La malla es generada por Ansys Meshing y es luego tratada y mejorada por **FLUENT Mesher** a través de un algoritmo de reorganización de malla.

En la simulación aerotérmica (CFD) el tamaño de malla se hace muy grande y muy densa rápidamente, ya que se ha de simular grandes volúmenes de aire, y para obtener resultados fiables se ha de realizar una discretización bastante fina.

Debido a la amplia variación de tamaños de las piezas del modelo (entre 0,5 mm y 70 mm) y los refinamientos necesarios, las mallas llegan rápidamente a un tamaño de varios millones de células, lo que consume una gran cantidad de recursos de hardware de la CPU y la RAM, por lo tanto, las simulaciones realizadas tardan de horas a días de cálculo en función de los medios puestos a disposición de la simulación.

Como parte de un solo cálculo (una simulación), el costo de unas pocas horas de CPU puede ser aceptable. Sin embargo, en un contexto de optimización paramétrica, el algoritmo de optimización requiere la puesta en marcha de un centenar de simulaciones, lo que aumenta rápidamente las necesidades de capacidad de computación (tamaño de la CPU) y el tiempo necesario para los cálculos.

Por otra parte, uno de los criterios más importantes para la convergencia de la simulación CFD y la obtención de resultados relevantes es la calidad de la malla.

Se van a emplear elementos tetraédricos para generar la malla, ya que son capaces de adaptarse a las geometrías complejas que existen en el modelo.

La calidad de la malla de elementos tetraédricos va a ser evaluada mediante un criterio de inclinación llamado en inglés "Skweness".

Este criterio compara el tamaño de la malla generada con el tamaño de malla ideal.

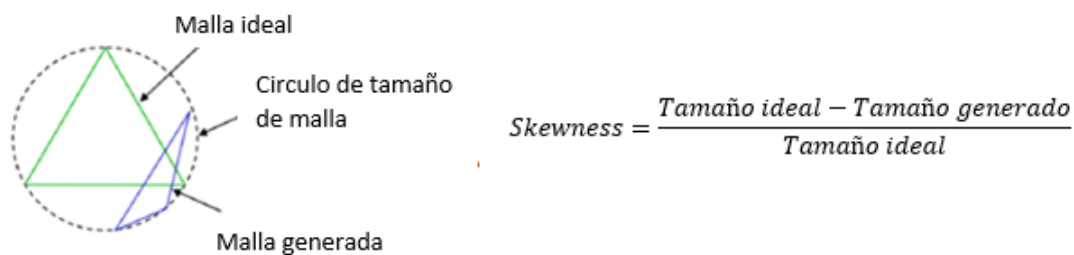


Figura 22: Criterio del Skweness

De acuerdo con las recomendaciones dadas por Ansys, para asegurar la convergencia de las simulaciones, no deben existir elementos de la malla con un Skweness superior a 0,9.

Para conseguir obtener una malla de calidad sin incrementar demasiado el número de elementos de este modelo, se realiza un estudio de convergencia de malla.

El objetivo de este estudio de convergencia de malla es obtener una malla con un compromiso entre su tamaño y los resultados obtenidos.

Para ello se obtienen unos resultados de referencia con una malla muy fina y de muy buena calidad. Estos resultados sirven de base para comparar los resultados de otras mallas de menor número de elementos. Se realizan pues diferentes mallas hasta obtener un número de elementos y resultados aceptables.

Como se ha mencionado anteriormente, las capas límite son de gran importancia para el cálculo de los intercambios de calor, pero al aplicarlas en geometrías complejas aparecen problemas de calidad de malla. Esto hace que su utilización no garantice la robustez del bucle de optimización y que se limite su utilización. Por lo tanto, las capas límite se van a introducir únicamente en áreas de gran importancia para el estudio. Las capas límite son aplicadas en los extremos de bobina y en las aspas del ventilador[Figura 23].

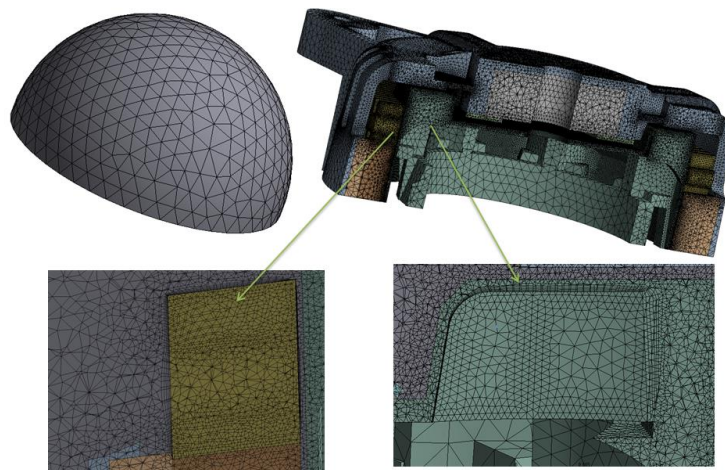


Figura 23: Capas límite empleadas

Además, las geometrías parametrizadas se trabajan específicamente para minimizar las inconsistencias geométricas que puedan llevar a un fallo en el proceso de generación de la malla para algunos conjuntos de parámetros.

Al final del proceso de convergencia del malla, el tamaño de malla se reduce de 18 millones de elementos a 10 millones de elementos. La calidad de la malla se mejora al tratarla con FLUENT Mesher y se consiguen Skweness inferiores a 0,9.

Los resultados aerotérmicos entre la malla de referencia y la malla final varían en menos del 1%.

Al mismo tiempo, el tiempo de cálculo pase del orden de 3 horas para un tamaño de malla de 18 millones de células a 1,5 horas de cálculo para una malla de 10 millones de elementos (tiempo de cálculo en un servidor 48 núcleos).

5.3-Cálculos de referencia parte delantera

Antes de comenzar el bucle de optimización se necesita conocer el rendimiento aerotérmico de la máquina actual para tener una referencia con la que comparar los resultados de las optimizaciones e identificar los puntos más críticos.

Los cálculos de referencia se realizan usando un ventilador estándar (ventilador centrífugo) que se monta convencionalmente en los alternadores. En la parte frontal se simulará igualmente un ventilador mixto desarrollado para otra máquina[Figura 24].

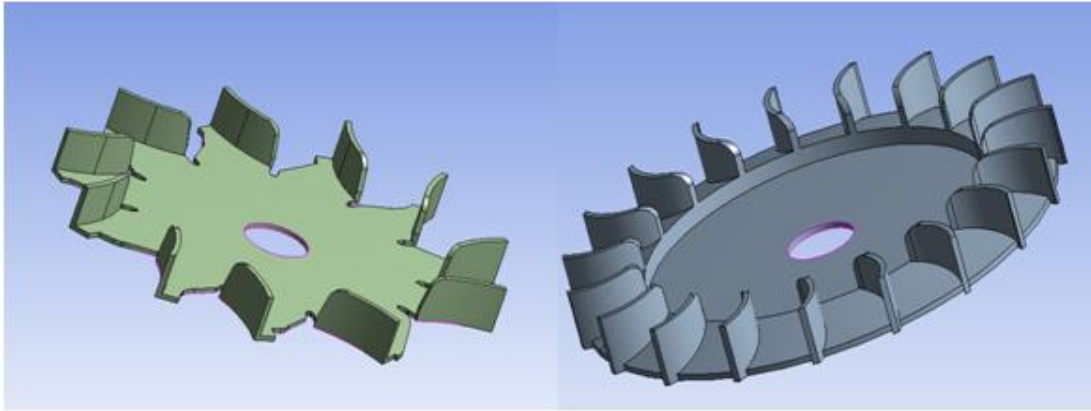


Figura 24: Ventilador de referencia y ventilador homotético

El ventilador mixto se ha adaptado a las dimensiones del IBSG-HP por una homotecia sobre el diámetro.

Estos resultados sirven como referencia para evaluar el rendimiento de las geometrías optimizadas y para probar las hipótesis y condiciones de operación cuando las primeras maquetas sean producidas y probadas en el banco de pruebas.

Tabla 5: Resultados de referencia

Caso	½ máquina delantera ventilador referencia	½ máquina ventilador homotético
Punto de funcionamiento	1800 rpm motor	1800 rpm motor
Caudales	[l / s]	[L / s]
Caudal delantero	5,71	6,05
Temperatura	[° C]	[° C]
Temperatura máxima	175	173
Temperatura media	165	163
ΔTemp Max		-1
ΔTemp media		-2

A partir de estos resultados, es interesante observar que la realización de una homotecia en un ventilador optimizado para otra máquina con diferencias significativas en la geometría no mejora significativamente el enfriamiento de la máquina; lo que indica que el ambiente es fuertemente influyente a la hora de optimizar los ventiladores.

5.4-Modelización de la parte delantera

5.4.1-Ventilador delantero

La principal dificultad a la hora de realizar el modelo paramétrico del ventilador es la capacidad que ha de tener el modelo para lograr el mayor rango de formas y tipos de ventilador con un número de parámetros limitado.

Se ha creado un modelo versátil de ventilador definido por los siguientes parámetros:

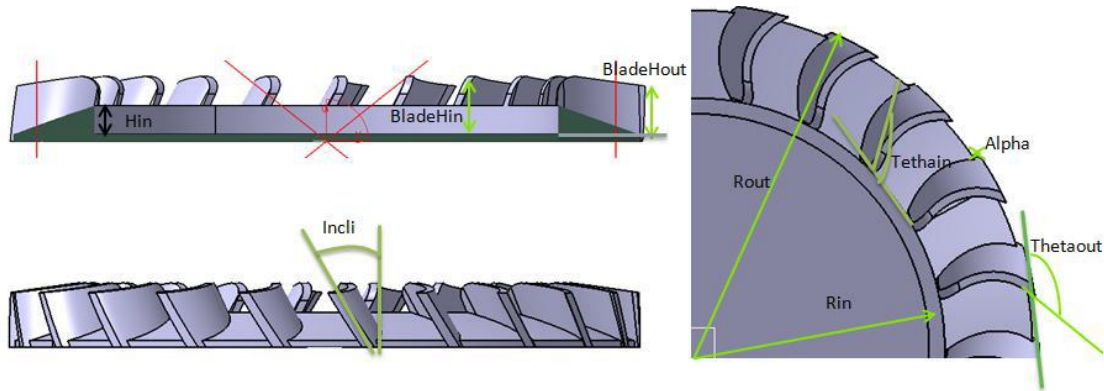


Figura 25: Modelo paramétrico del ventilador

Tabla 6: Parámetros del ventilador

Parámetro	Definiciones	Unidades
Rin	Radio interior de las palas	mm
Rout	Radio exterior de las palas	mm
Hin	Altura inicial del cono	mm
Incli	Inclinación de las palas	Deg
Alfa	Diferencia entre Rout y el extremo del cono	mm
Tethain	ángulo de entrada de la pala	Deg
Tethaout	ángulo de salida de la pala	Deg
BladeHin	Altura de la pala en el radio interior	mm
BladeHRatio	Relación entre la altura de las palas a $r=Rin$ y $r= Rout$	-
Nblades	Número de palas	-

Este modelo realizado en **CATIA** permite la modelización de ventiladores radiales y de flujo mixto con 10 parámetros. Por cuestiones de robustez el modelo debe estar diseñado de manera que para cualquier conjunto de parámetros (dentro de los límites considerados) no exista ningún defecto geométrico (caras pequeñas, creando pequeño cuerpo ...) que resulte en mallados fallidos o cálculos falseados.

Esto requiere una etapa de verificación de la calidad geométrica para un gran número de conjuntos de parámetros, incluyendo los extremos de los rangos de variación.

Con este modelo se pueden generar ventiladores de dos tipos diferentes en función de la forma de las palas. Se pueden generar palas convexas o cóncavas. La orientación de la pala se define por la dirección de rotación como se muestra en el siguiente diagrama. Las palas convexas tienen mejor eficiencia (desde el punto de vista de flujo de aire proporcionado) y se utilizan como estándar en Valeo.

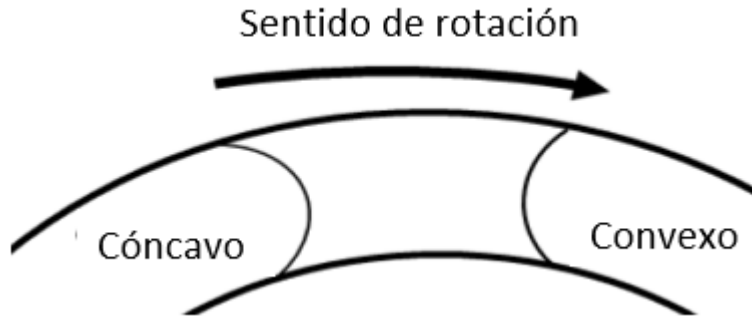


Figura 26: Defiición de cóncavo y convexo

5.4.2-Aberturas delanteras

En la parte delantera se parametrizan las aberturas laterales que permiten la expulsión del aire movido por el ventilador delantero. Para ello se tienen en cuenta tres parámetros: el espesor de las aberturas, el ángulo y la tasa de abertura total.

Se han considerado otros parámetros, tales como la altura de las aberturas o su posición en relación con los extremos de bobina, pero se han descartado debido a las limitaciones de mecanizado y montaje de la máquina, que hacen que no tengan margen de variación.

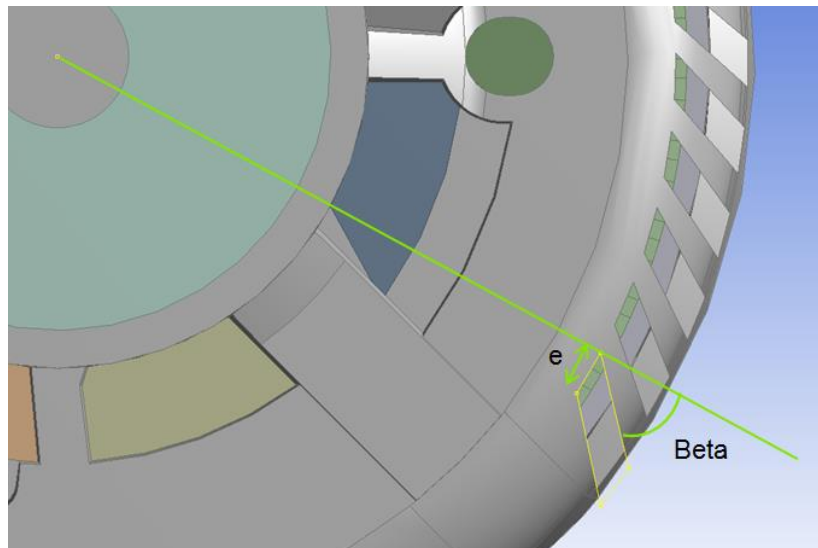


Figura 27: Parámetros del modelo de carcasa 1

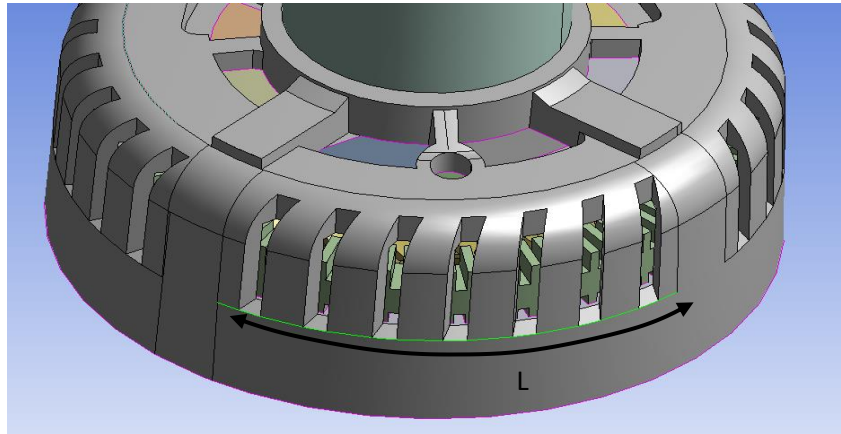


Figura 28: Parámetros del modelo de carcasa 2

Tabla 7: Parámetros de la carcasa delantera

Parámetros	Definición	Unidades
OpenRatio	Tasa de apertura= $e \cdot \text{número de aberturas} / L$	-
e	Espesor de las aberturas	mm
Beta	Ángulo de las aberturas respecto al radio	Deg
L	Longitud donde existe la posibilidad de realizar aberturas	mm

5.5-Optimización del ventilador delantero

El ventilador es la pieza más importante en un sistema refrigerado por aire como este, ya que es él que va a determinar las condiciones del flujo de aire y por ende la capacidad de este a evacuar el calor generado en la máquina.

Para la optimización del ventilador se debe primero establecer los límites de variación de los parámetros del modelo generado en CATIA. Para ello, se estudia el espacio disponible en la máquina teniendo en cuenta las tolerancias de fabricación y otras limitaciones geométricas.

Al final del estudio, los límites de los parámetros son los siguientes:

Tabla 8: Definición de los parámetros para la optimización del ventilador delantero

Parámetro	Límite inferior	Límite superior	Paso	Numero de
Rin	38,5mm	40mm	0,5mm	9
Rout	50mm	55mm	0,5mm	11
Hin	0mm	5mm	0,5mm	11
Incli	0º	40º	5deg	9
Alpha	0mm	7mm	1mm	8
Tethain	80º	140º	5deg	13
Tethaout	90º	150º	5deg	13
BladeHin	7mm	10,5mm	0,5mm	8
BladeHRatio	0,7	1	0,1	4
NBlades	10	25	1	16

Una vez que los límites del modelo se han establecido, se define la discretización de cada parámetro para la optimización.

Elegir discretizaciones finas en los parámetros creará una muy buena definición de la superficie de respuesta y resultados óptimos, pero aumentará el número de configuraciones posibles, por lo tanto, aumentará el tiempo de cálculo. Por ello se ha de encontrar un compromiso entre la calidad de la solución final y el tiempo de cálculo necesario para llegar a esta.

En una primera aproximación, basada en las optimizaciones realizadas en el pasado por Valeo el número de valores para cada parámetro será de alrededor de 10, siempre tratando de obtener valores exactos.

Teniendo esto en cuenta, se obtiene la siguiente tabla de variación:

DS_NbPales	10.000000, 11.000000, 12.000000, 13.000000, 14.000000, 15.000000, 16.000000, 17.000000, 18.000000, 19.000000, 20.000000, 21.000000, 22.000000, 23.000000, 24.000000, 25.000000
DS_PaleHRatio	0.7000000, 0.8000000, 0.9000000, 1.0000000
DS_Inclin	0.0000000, 5.0000000, 10.000000, 15.000000, 20.000000, 25.000000, 30.000000, 35.000000, 40.000000
DS_Tethain	80.000000, 85.000000, 90.000000, 95.000000, 100.00000, 105.00000, 110.00000, 115.00000, 120.00000, 125.00000, 130.00000
DS_TethaOut	90.000000, 95.000000, 100.00000, 105.00000, 110.00000, 115.00000, 120.00000, 125.00000, 130.00000, 135.00000, 140.00000, 145.00000, 150.00000
DS_Alpha	0.0000000, 1.0000000, 2.0000000, 3.0000000, 4.0000000, 5.0000000, 6.0000000, 7.0000000
DS_PaleHin	7.0000000, 7.5000000, 8.0000000, 8.5000000, 9.0000000, 9.5000000, 10.000000, 10.500000
DS_Rout	50.000000, 50.500000, 51.000000, 51.500000, 52.000000, 52.500000, 53.000000, 53.500000, 54.000000, 54.500000, 55.000000
DS_Rint	38.500000, 39.000000, 39.500000, 40.000000
DS_H	0.0000000, 0.5000000, 1.0000000, 1.5000000, 2.0000000, 2.5000000, 3.0000000, 3.5000000, 4.0000000, 4.5000000, 5.0000000

Figura 29: Tabla de parámetros en HyperStudy

El algoritmo GSMR de **ALTAIR HyperStudy** requiere que se defina el número de iteraciones para el "mapeo" o generación de la primera superficie de respuesta y el número total de

iteraciones. Se ha de introducir al algoritmo el objetivo a minimizar/maximizar y las limitaciones a tener en cuenta.

Por tanto, se procede a la definición del objetivo de la simulación y las restricciones a respetar.

Para esta optimización, la temperatura máxima de la máquina debe minimizarse, y, por lo tanto, la temperatura máxima de los extremos de bobina se considera como el objetivo de la optimización, ya que es la temperatura crítica de la máquina.

En esta primera optimización se configurarán 60 iteraciones con 12 puntos de "mapeo" de la superficie de respuesta.

5.5.1-Resultados

Las mejores configuraciones obtenidas después de 60 iteraciones son:

Tabla 9: Mejores resultados de la optimización del ventilador delantero

NBlades	BladeHRatio	Inclination	Tethain	Tethaout	Alfa	BladeHin	Rout	Rin	H	Temperatura Máxima
25	0,9	40 °	130 °	110 °	1 mm	10,5 mm	55 mm	40 mm	0mm	169,1° C
23	0,9	40 °	120 °	115 °	1 mm	10 mm	55 mm	39,5mm	0 mm	169,7° C
25	0,9	35 °	115 °	110 °	2 mm	10,5 mm	55 mm	40 mm	0 mm	170,2° C

Para comprobar que el resultado de la optimización es correcto se debe observar la convergencia de los parámetros a lo largo de la simulación. Es decir, que en los mejores resultados obtenidos al final la variación de los diferentes parámetros sea leve, haciendo entender que todas esas configuraciones se encuentran alrededor del óptimo.

En este caso se puede decir que los parámetros han convergido con tendencias claras.

Los parámetros "NBlades", "BladeHin", "Rout" y "Hin" están todos en los límites de su margen de variación, por lo que el aumento de estos rangos de variación podría producir mejores resultados. Se ha de estudiar pues esta posibilidad.

Sin embargo, estos parámetros están limitados por el espacio físico disponible en la máquina, por lo que no es posible aumentar estos valores sin realizar cambios de diseño importantes en la máquina.

La inclinación de las palas también se encuentra en los límites de su rango de variación, y no está limitado por el espacio disponible de la máquina, sino por cuestiones de viabilidad técnico-económicas.

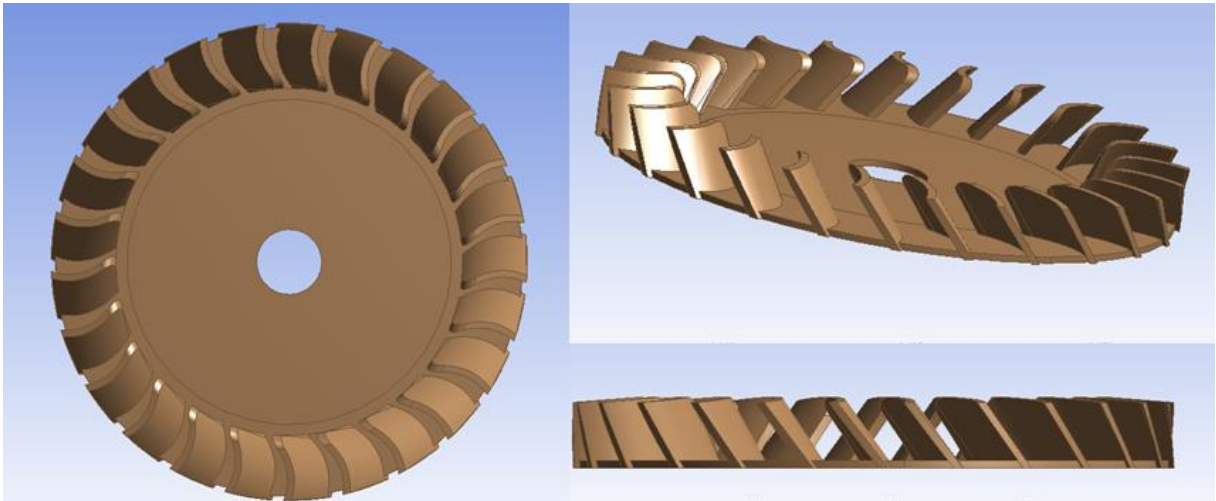


Figura 30: Ventilador "óptimo" según la optimización

El análisis de los valores de parámetros para las configuraciones óptimas muestra que todos los parámetros tienden a aumentar el área de superficie de las palas, y por lo tanto aumentar el flujo de aire.

Se comparan ahora los resultados obtenidos con los de los cálculos de referencia:

Tabla 10: Comparación de los casos de referencia con el del ventilador optimizado a 1800rpm

Caso	½ máquina delantera ventilador referencia	½ máquina delantera ventilador homotético	½ máquina delantera ventilador optimizado
Punto de funcionamiento	motor 1800rpm	motor 1800 rpm	motor 1800 rpm
Caudales	[l / s]	[L / s]	[L / s]
Caudal delantero	5,71	6,05	7,23
Temperatura	[° C]	[° C]	[° C]
Temperatura máxima	175	173	169
Temperatura media	165	163	161
ΔTemp Max		-1	-6
ΔTemp media		-2	-4

Los resultados de la optimización muestran una ganancia de 6 ° C a la temperatura máxima de la bobina en la parte delantera para el punto de funcionamiento a 1800 rpm, y una ganancia de 9 ° C a 3000rpm comparado con el ventilador de referencia. Se observa igualmente una ganancia en temperatura media de la máquina de 4 ° C a 1800 rpm y 7 ° C a 3000 rpm.

Estas ganancias son producidas principalmente por el aumento del flujo de aire, de alrededor del 30% (26,6% y 31,1% a 1800rpm a 3000rpm respectivamente).

Tabla 11: Comparación de los casos de referencia con el del ventilador optimizado a 3000rpm

Caso	½ máquina delantera ventilador referencia	½ máquina delantera ventilador homotético	½ máquina delantera ventilador optimizado
Punto de funcionamiento	motor 3000rpm	motor 3000 rpm	motor 3000 rpm
Caudales	[l / s]	[L / s]	[L / s]
Caudal delantero	9,57	10,6	12,55
Temperatura	[° C]	[° C]	[° C]
Temperatura máxima	175	173	166
Temperatura media	165	163	159
ΔTemp Max		-2	-9
ΔTemp media		-3	-7

Se puede concluir de esta primera optimización que el proceso de optimización es un proceso que proporciona ventajas sobre otros métodos tales como la homotecia de ventiladores diseñados para otras máquinas o el uso de ventiladores estándar.

Se observa ahora la distribución de temperatura y flujo de aire en la máquina:

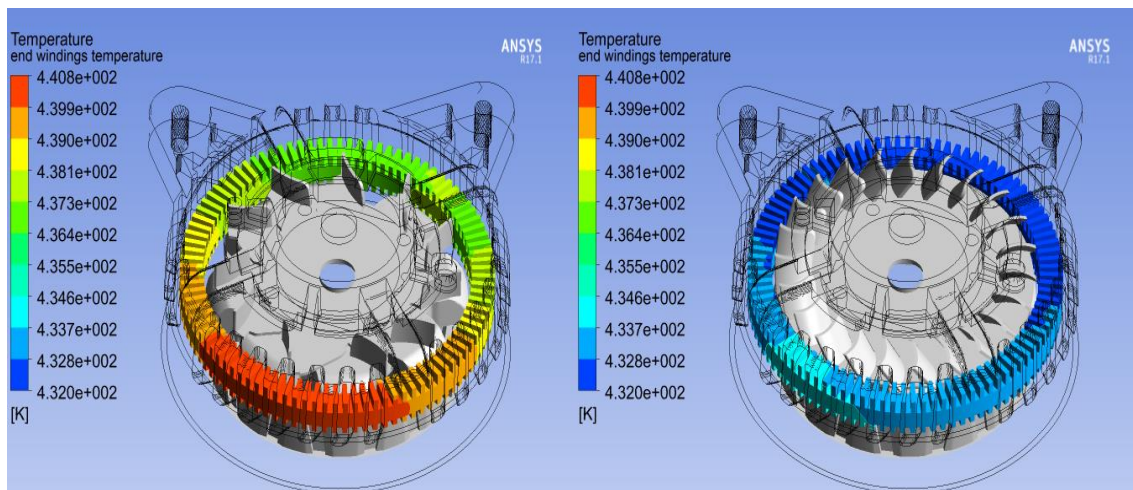


Figura 31: Distribución de temperatura en los extremos de las bobinas delanteras (Referencia a la derecha, optimizado a la izquierda)

La distribución de temperatura no muestra diferencias significativas, sino una reducción general de la temperatura debido al aumento de caudal.

La distribución de la temperatura no es radialmente simétrica debido a la colocación de las salidas de aire que no se distribuyen homogéneamente, y debido a los soportes sobre la parte delantera que cambian las salidas de aire de la máquina. Todo esto genera distribuciones de aire diferentes radialmente que evacuan diferentes cantidades de calor en cada tramo.

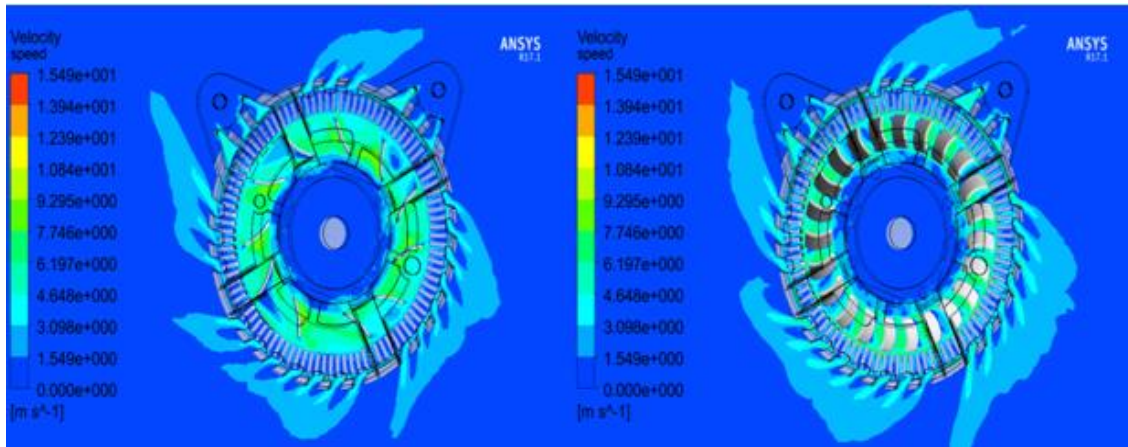


Figura 32: Velocidad del aire (Referencia a la derecha, optimizado a la izquierda)

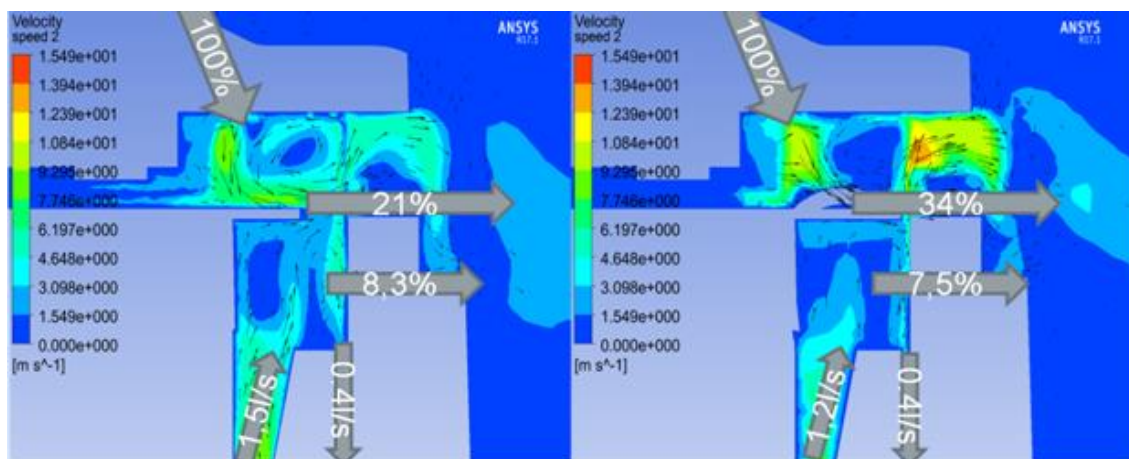


Figura 33: Distribución de caudales en la máquina (Referencia a la derecha, optimizado a la izquierda)

Si se observa ahora las distribuciones de aire [Figura 32 y 33], la distribución del flujo de aire a través de la máquina muestra que el ventilador optimizado consigue hacer circular más aire a través de las ranuras superiores de los extremos de la bobina, pero no consigue soplar más a través de agujeros entre el paquete de hierro y las bobinas (en porcentaje 8,3% en el caso de referencia y 7,5% con los ventiladores optimizados).

Finalmente, los caudales de entrehierro aumentan, pero estos valores están directamente relacionados con la condición de contorno aplicada en el plano de corte. El impacto real del ventilador en el flujo axial (flujo entre la parte delantera y trasera) solo se podrá analizar en el modelo de máquina completa.

5.6-Optimización de las aberturas delanteras

Al finalizar la optimización del ventilador delantero se prosigue a la optimización de las aberturas de la parte delantera de la máquina siguiendo la misma metodología que para la optimización del ventilador.

Se establecen los límites de los parámetros y rangos de variación:

Tabla 12: Definición de los parámetros de la carcasa delantera

Parámetro	Límite Inf	Límite Sup	Paso	Número de valores	Valor actual
OpenRatio	0,2	0,5	0,1	7	0,4
e	3mm	10mm	1mm	8	6mm
Beta	180°	225°	5deg	10	222°

En este caso el límite de la apertura de la máquina está limitada por las tensiones mecánicas a las que está sometida la máquina, por lo que si la optimización da como parámetro óptimo el valor máximo de la abertura se podría considerar aumentar este límite siempre y cuando se realicen las verificaciones mecánicas correspondientes.

En esta optimización, debido a su inferior número de parámetros y al menor número de valores por parámetro que en la optimización precedente se configura el algoritmo GSRM con 50 iteraciones y 20 puntos de "mapeo".

5.6.1-Resultados

La optimización termina con los parámetros bien convergidos. Los mejores resultados se presentan en la tabla a continuación:

Tabla 13: Mejores resultados de la optimización de las aberturas delanteras

e	Ángulo	Tasa	Temperatura Máxima
5 mm	205 °	0,35	167,9°C
5 mm	205 °	0,4	168,35°C
6 mm	205 °	0,4	168,65°C

Esta optimización se ha realizado con el ventilador optimizado anteriormente. Como resultado obtenemos una disminución de 2°C respecto a la temperatura del caso anterior, y una reducción del 3% del caudal de aire.

Se constata al finalizar la optimización que la influencia de los parámetros seleccionados es baja alrededor de los óptimos. Los resultados para el parámetro del espesor de las aberturas varían solamente 2°C de el intervalo de variación de 3mm a 6mm. Del mismo modo, el ángulo se mantiene próxima al óptimo en el intervalo de 200 ° -225 °.

Los resultados de esta optimización no mejoran significativamente los resultados obtenidos con la máquina de referencia; esto es debido a que las aberturas obtenidas mediante la optimización son muy similares a las aberturas originales y que la sensibilidad del sistema es baja alrededor de los valores óptimos.

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.

Caso	½ Máquina delantera ventilador optimizado	½ Máquina delantera ventilador optimizado y carcasa optimizada
Punto de funcionamiento	1800rpm motor	1800rpm motor
Caudales	[l / s]	[L / s]
Caudal delantero	7,23	7,02
Temperatura	[° C]	[° C]
Temperatura máxima	169	167
Temperatura media	161	160
ΔTemp Max		-1
ΔTemp media		-2

Aunque estos resultados no mejoran significativamente la temperatura de la máquina, la optimización proporciona información valiosa con respecto a la relación de apertura.

Previamente se consideraba que para mejorar la refrigeración de la máquina se debía aumentar la tasa de apertura, reduciendo así las pérdidas de carga y permitiendo mayor caudal. Pero como se observa en el resultado de la optimización, el valor óptimo de la tasa de apertura no es el máximo.

Esto es debido a que las aberturas en la máquina actúan como disipador de la bobina. Para confirmar esto se realizan dos cálculos más presentados a continuación:

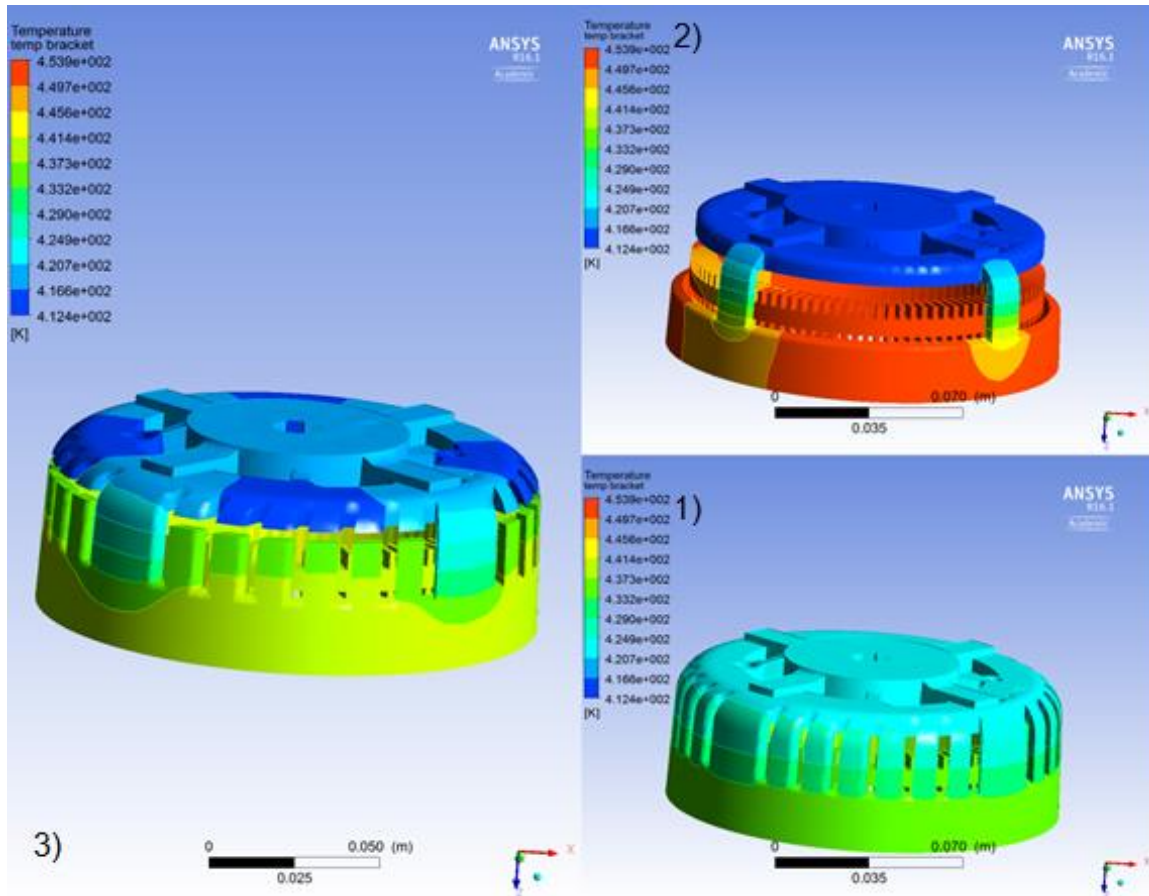


Figura 34: Comparación de tres casos con aberturas diferentes

En la imagen anterior se muestran los siguientes tres cálculos:

- 1) -Cálculo de la máquina con las aberturas optimizadas.
- 2) Cálculo de la máquina con una tasa de apertura del 100%.
- 3) Cálculo de la máquina con las aberturas optimizadas, pero con las aberturas cortadas, de forma que la parte superior este únicamente conectada por los cuatro del caso 2) a la zona del paquete de hierro.

Tras el análisis de estos cálculos se puede afirmar que las diferencias entre el 1) y 2) se producen principalmente por la disipación por convección en las aberturas de los brazos actuando como disipadores, y no debido a la homogeneización de la temperatura con la parte superior debido a la conducción.

6-Parte trasera

Para la optimización de la parte trasera, la metodología empleada es muy similar a la utilizada en la parte delantera, por lo que solo se desarrollaran en profundidad las partes específicas de la parte trasera.

Se sigue el plan de acción siguiente:

- 6.1-Hipótesis y condiciones de contorno.
- 6.2-Simplificaciones de la geometría y mallado.
- 6.3-Cálculos de referencia.
- 6.4-Parametrización de la máquina y del ventilador.
- 6.5-Optimización de la máquina y del ventilador.

6.1-Hipótesis y condiciones de contorno

Para la parte trasera, las hipótesis y condiciones de contorno permanecen virtualmente sin cambios respecto a la parte delantera, mismas temperaturas ambiente y mismas condiciones a la altura del corte de la máquina.

Sólo una condición de contorno se ha cambiado. En el plano de corte, la superficie de aire perteneciente al MRF, entre las garras y la bobina se ha considerado como una pared para evitar introducir falsedades en el caudal circulante a través del entrehierro.

Una de las diferencias más notables de la parte trasera respecto a la parte frontal de la máquina es la presencia de la electrónica, que se sitúa aguas arriba de la entrada de aire a la máquina.

La electrónica es un área que genera una gran cantidad de calor, y que necesita de refrigeración, pero no el objeto directo de este estudio.

El flujo de aire que refrigera la electrónica es el mismo que el que fluye a través del ventilador, ya que los componentes electrónicos están aguas arriba del ventilador. En consecuencia, un aumento del flujo de aire va a significar una mejora de la refrigeración de la electrónica.

Por esta razón, y con el fin de reducir el tamaño de la malla, se va a simplificar la electrónica[Figura 35] colocando en su sitio un diafragma que produzca la misma pérdida de carga que la electrónica. Esta es una simplificación importante que va a ser descrita más adelante.

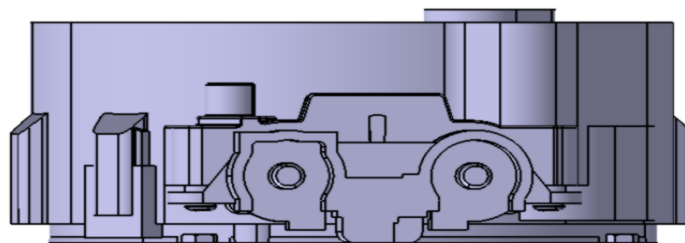


Figura 35: Parte electrónica de la máquina

6.2-Simplificaciones de la geometría y mallado.

De la misma manera que para la parte delantera, la geometría se simplifica mediante la eliminación de radios de conexión, elementos innecesarios, aumento del entrehierro...

Como se ha adelantado anteriormente, toda la parte electrónica es reemplazada por una geometría simplificada al máximo. Esta nueva geometría genera la misma caída de presión que la geometría original.

Para llevar a cabo esta sustitución se han simulado varios puntos de funcionamiento con la electrónica para caracterizar la pérdida de carga generada por esta. Se muestra el resultado en la siguiente figura:

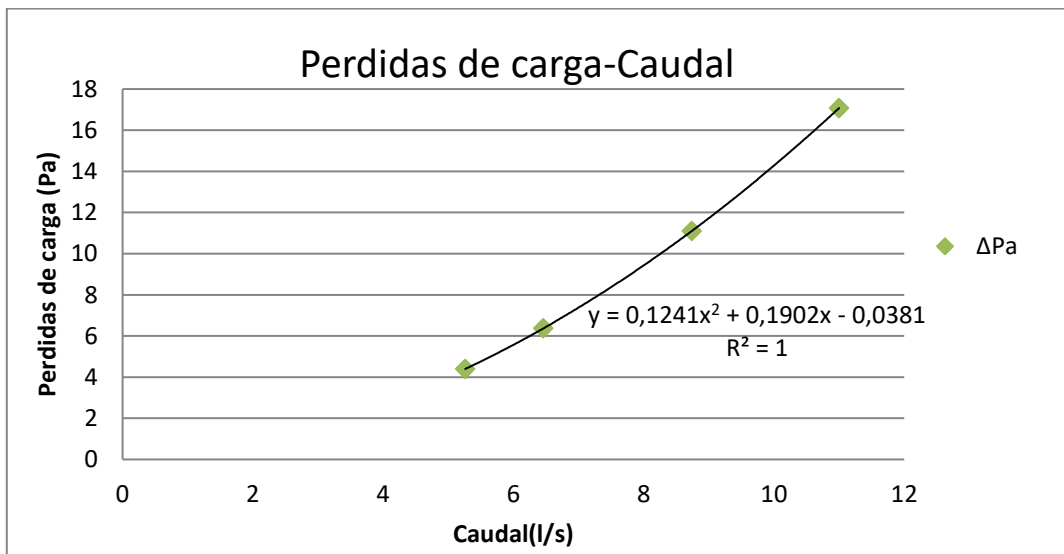


Figura 36: Caracterización de las pérdidas de carga de la electrónica

Las pérdidas de carga son modelizadas por funciones cuadráticas (la caída de presión es proporcional al cuadrado de la velocidad). Se necesitarán por lo tanto al menos 3 puntos diferentes para poder caracterizar el sistema. En este caso, se consideran cuatro puntos para comprobar la buena correlación entre los resultados del modelo de simulación aerotérmica (CFD) de la maquina con la electrónica y del modelo simplificado (máquina con el diafragma equivalente).

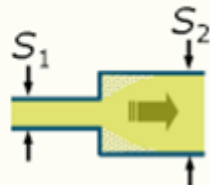
Una vez caracterizado el sistema, se procede a definir una geometría que genere las mismas pérdidas de carga. Esto es posible considerando una expansión súbita (o diafragma).

Para determinar el ensanchamiento necesario para crear una pérdida de carga igual a la de la electrónica se configura una optimización del radio del diafragma.

Ensanchamiento brusco

$$K = (1 - S_1/S_2)^2$$

$$\Delta p_s = K \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$



El objetivo de esta optimización es el de reducir al mínimo la diferencia entre la pérdida de carga original y pérdida causada por el diafragma. Esta optimización se realiza únicamente para un punto de funcionamiento determinado.

Para determinar el punto inicial de la optimización, se utilizan las fórmulas empíricas

Figura 37: Teoría de ensanchamiento brusco

de caída de presión en ensanchamientos de tuberías[Figura 37].

El resultado de esta optimización da un óptimo para el punto de funcionamiento considerado, pero se ha de comprobar que la geometría se comporta de la misma manera que la electrónica original a lo largo de todos los puntos de funcionamiento de la máquina.

Para verificar esto se hacen cálculos a varias velocidades con los mejores resultados de la optimización previa para comparar la caída de presión con el original en todo el rango de variación, y elegir el mejor modelo.

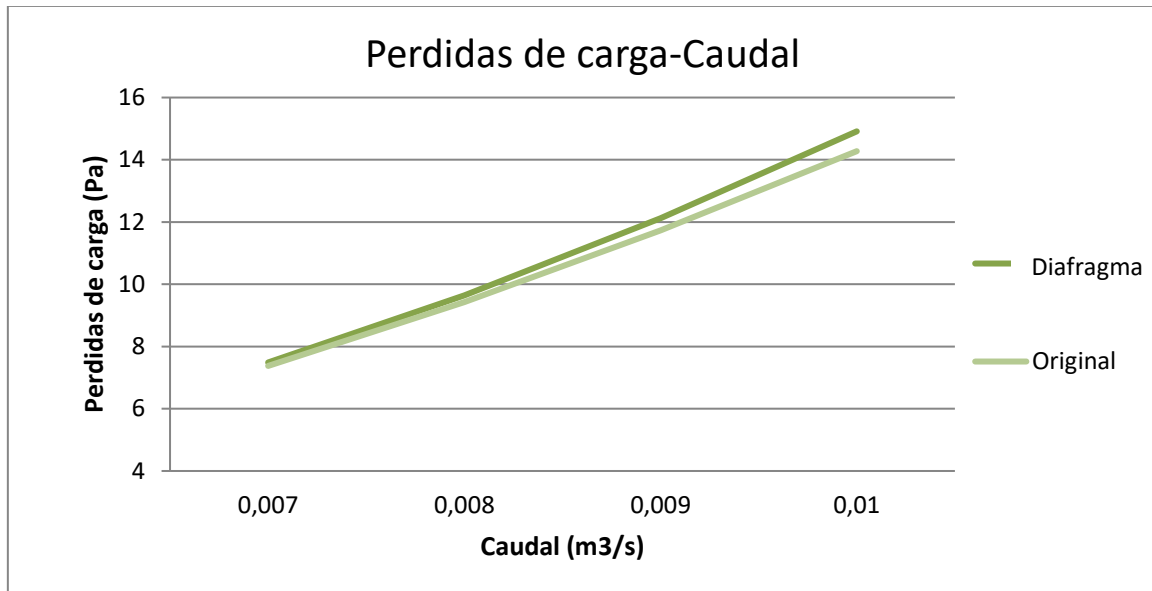


Figura 38: Comparación de pérdida de carga original vs sustitución

El error relativo máximo entre la curva que caracteriza la pérdida de carga de la electrónica original y la curva que caracteriza la caída de presión del diafragma modelizado es de menor a 5% sobre todo el rango de velocidades.

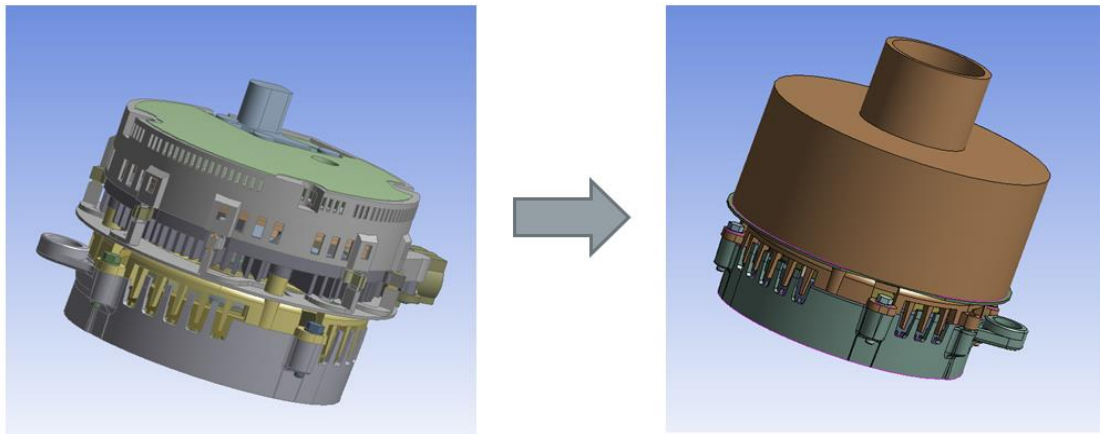


Figura 39: Sustitución de la electrónica

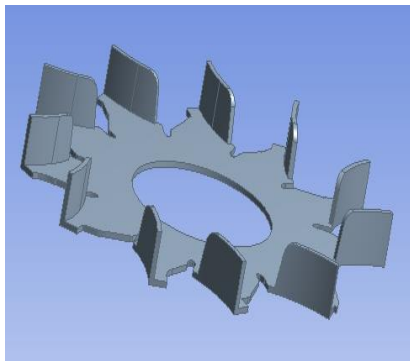
Para el proceso de mallado, se sigue el mismo enfoque que en la parte frontal de la máquina. La sustitución de la electrónica por el diafragma permite una reducción en el tamaño de la malla de 45 millones de elementos a 12 millones de elementos de malla, lo que reduce el tiempo de cálculo de 6h a 01:30h por iteración.

6.3-Cálculos de referencia

Para los cálculos de referencia en la parte posterior de la máquina se utiliza un ventilador de placa de acero plegada estándar de Valeo.

Tabla 14: Resultados de referencia traseros

Caso	½máquina trasera ventilador de referencia	½máquina trasera ventilador de referencia
Punto de funcionamiento	1800rpm motor	3000rpm motor
Caudal	[L / s]	[L / s]
Caudal trasero	6,77	11,80
Temperatura	[° C]	[° C]
Temperatura máxima	175	176
Temperatura media	166	163



En la parte posterior los extremos de la bobina están colocados más bajos con respecto al ventilador que en la parte delantera, por lo que, incluso con un ventilador más grande[Figura 40] y caudales más altos, las temperaturas de la bobina son más altas que en la parte frontal. Este posicionamiento permite reducir las pérdidas de carga para obtener mayores caudales, lo que permite un correcto enfriamiento de la electrónica.

Figura 40: Ventilador de referncia trasero

6.4-Modelización de la parte trasera

Para la optimización de la parte posterior de la máquina, el ventilador se parametriza de manera similar al ventilador frontal, pero se han eliminado los parámetros menos significativos y aquellos que presentaban menor variabilidad. De esta manera, los parámetros altura de las palas, radio exterior del ventilador y relación entre la altura de la entrada y salida han sido fijados[Tabla 15].

Se ha de ajustar igualmente la curvatura de las palas para mantener un ventilador convexo con respecto al sentido de giro.

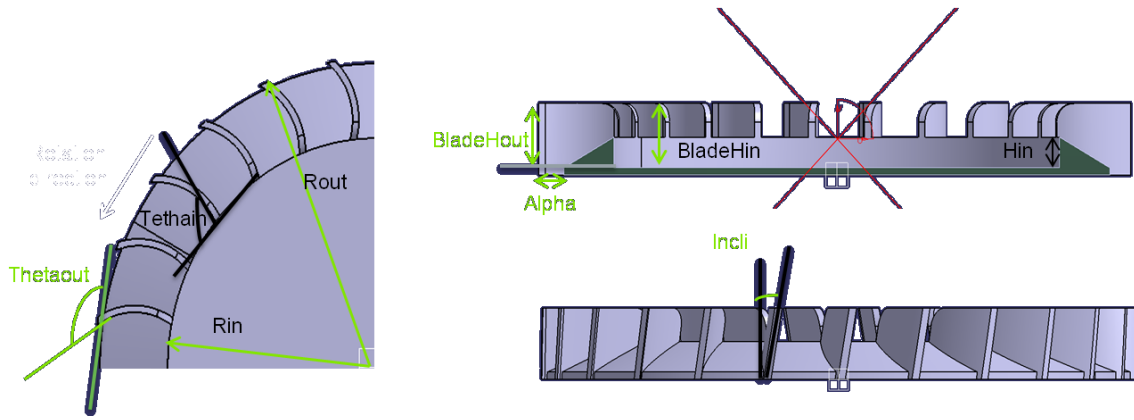


Figura 41: Modelización ventilador trasero

Tabla 15: Parámetros considerados para el modelo de ventilador trasero

Parámetro	Definiciones	Unidades	Parámetros fijados
Rin	Radio interior de las palas	mm	
Rout	Radio exterior de las palas	mm	Fijado al valor máximo
Hin	Altura inicial del cono	mm	
Incli	Inclinación de las palas	Deg	
Alfa	Diferencia entre Rout y el extremo del	mm	
Tethain	ángulo de entrada de la pala	Deg	
Tethaout	ángulo de salida de la pala	Deg	
BladeHin	Altura de la pala en el radio interior	mm	Fijado al valor máximo
BladeHRatio	Relación entre la altura de las palas a $r=Rin$ y $r= Rout$	-	Fijado a 0,9
Nblades	Número de palas	-	

En cuanto a la carcasa trasera, se modela un deflector y el radio de las entradas de aire que están situadas aguas arriba del ventilador.

El deflector se introduce para tratar de redirigir el flujo de aire hacia abajo, de manera que se refrigere de manera más eficiente los extremos de las bobinas, que se sitúan en una posición más baja que en la parte delantera.

Los ventiladores centrífugos ofrecen mayores rendimientos si tienen materia justo por encima de las palas, de manera que el aire se ve forzado a salir en la dirección radial. Si el radio interior de las palas se reduce sin cerrar las aberturas de aire puede influir en la eficacia del ventilador y no ser la configuración óptima.

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.

Por otro lado, la reducción de las entradas de aire produce un aumento de la caída de presión. Se introducen pues las dos variables en la optimización para obtener el mejor compromiso posible entre estos dos parámetros.

El deflector parametrizado no está presente sobre toda la circunferencia de la máquina, debido a la presencia de interconectores eléctricos de la bobina que impiden añadir materia en ciertos puntos de la máquina.

El deflector está configurado de aproximadamente en 2/3 de la máquina.

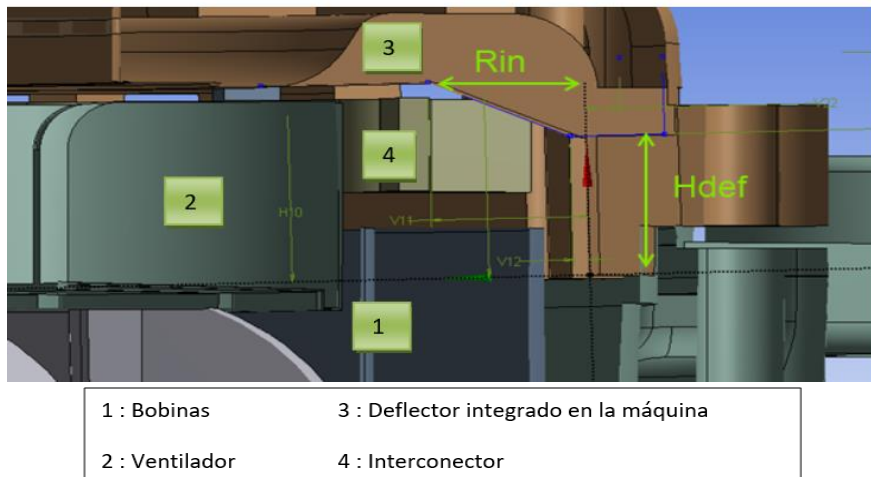


Figura 42: Modelo carcasa trasera 1

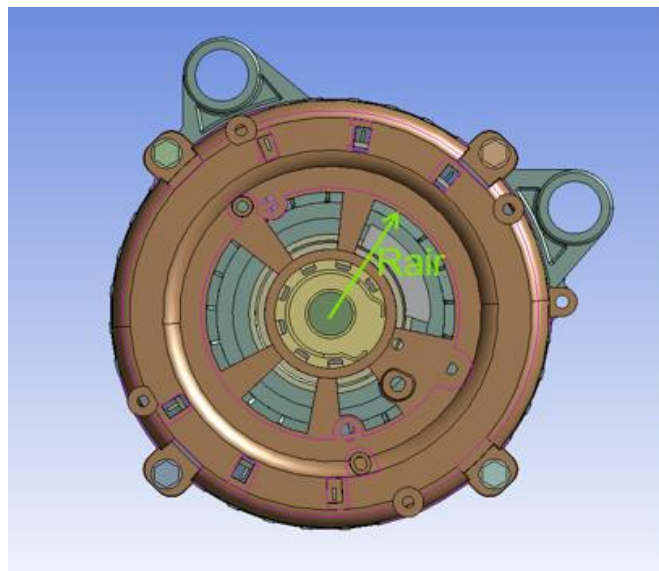


Figura 43: Modelo carcasa trasera 2

Tabla 16: Parámetros de la carcasa trasera

Parámetro	Definiciones	Unidades
Rin	Radio interno del deflector	mm
Hdef	Altura del deflector	mm
Rair	Radio exterior de las aberturas	mm

6.5-Optimización de la parte trasera

Para la optimización de la parte posterior de la máquina, como la electrónica no se considera, se deben añadir restricciones para evitar que la temperatura de la electrónica aumente de manera significativa.

El establecimiento de estas restricciones se realiza a través de la caracterización de la temperatura media de la electrónica en función del caudal de aire en la parte trasera. Para ello se simulan varios casos sobre la base del modelo original que contiene la electrónica para determinar la relación de la temperatura media y máxima de la electrónica en función del flujo de aire:

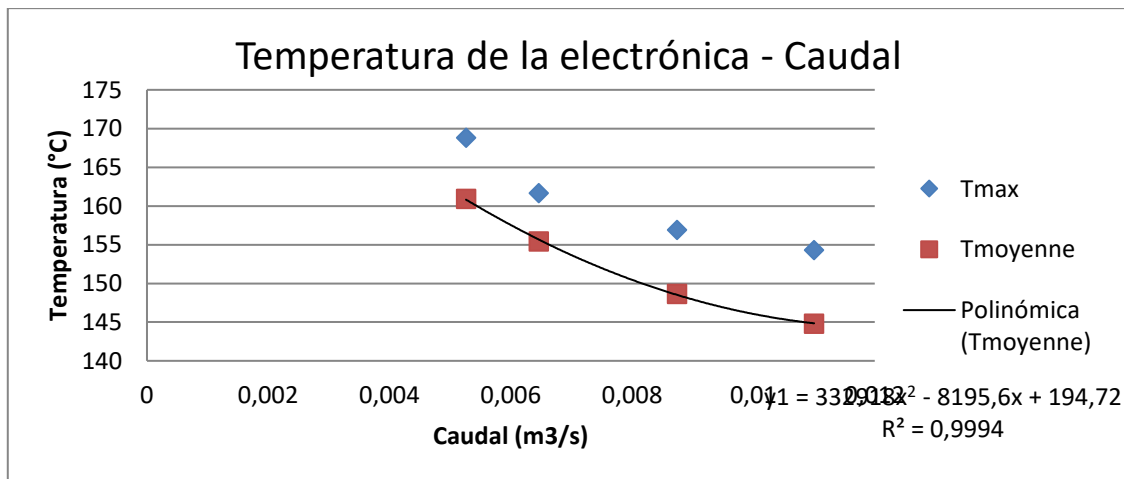


Figura 44: Temperatura de la electrónica en función del caudal

El objetivo de esta optimización es minimizar la temperatura de la bobina, pero el aumento de la temperatura media de la electrónica se limitará a + 4°C.

Esto permite un espectro de resultados de la optimización mucho más amplio, pero limitando el impacto en la electrónica.

Los rangos de variación de los parámetros son estudiados para definir los límites y la discretización de cada uno para la optimización.

Tabla 17: Definición de los parámetros de la carcasa trasera

Parámetro	Límite inferior	Límite superior	Paso	Numero de
Rin palas	34,5mm	40mm	0,5mm	13
Incli	0º	40º	5deg	9
Alpha	0mm	7mm	1mm	8
Tethain	80º	140º	5deg	13
Tethaout	90º	150º	5deg	13
NBlades	10	25	1	16
Hdef	0,013m	0,005m	0,001m	9
Rin deflector	0,001m	0,013m	0,001m	11
Rair	37mm	42mm	1mm	6

6.4.1-Resultados

Al final de la tercera optimización se obtienen estos resultados para estos conjuntos de parámetros como óptimos:

Tabla 18: Parámetros resultantes de la optimización trasera

NBlades	Incli	Tethain	Tethaout	Alpha	Rinpalas	H	Rair	Rin def	Hdef	Tmax
25	40 °	140 °	125 °	1 mm	40 mm	0,5 mm	42 mm	4 mm	12 mm	168 ° C
25	40 °	140 °	115 °	1 mm	39,5mm	1 mm	42 mm	4 mm	12 mm	168,6 ° C
25	35 °	130 °	110 °	1 mm	40 mm	0,5 mm	42 mm	5 mm	12 mm	179,3 ° C

Los parámetros relacionados con la máquina, es decir, los del deflector y las entradas aire, convergen correctamente.

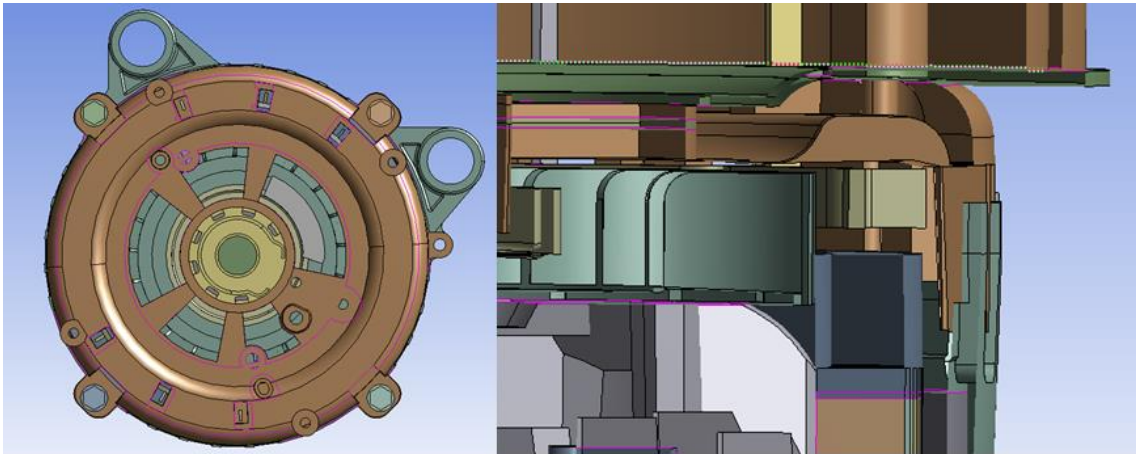


Figura 45: Carcasa trasera optimizada

El deflector óptimo es aquel que mantiene una altura constante desde el ventilador hasta las salidas de aire. Es decir, la eliminando la protuberancia que se encuentra en la geometría original debido a la interconexión del estator[Figura 45].

Esta hendidura no puede ser eliminada en las zonas en las que existen interconectores, pero se puede eliminar en los 2/3 restante de la circunferencia.

Para las entradas de aire, el radio de estas encuentra su óptimo para su valor máximo, y el radio interior de las palas es igual al radio de estas menos el radio de curvatura del empalme. Esto aporta las siguientes informaciones:

1-El ventilador funciona mejor cuando las entradas de aire no se encuentran justo encima de las palas. Esto se debe a que si las entradas fuesen más grandes y estuviesen por encima de las palas se producirían fugas a través de estas.

2-Entre el aumento de área de las palas (mediante la reducción del radio interior) y la reducción de las pérdidas de carga (aumentando el radio de las entradas de aire), la reducción de las pérdidas de carga es predominante para mejorar el enfriamiento de la máquina.

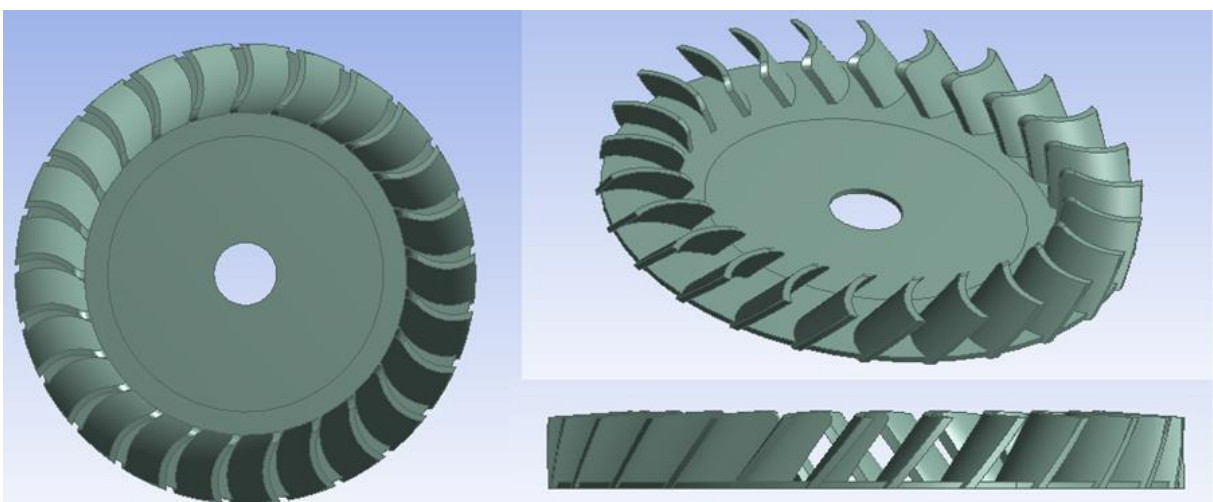


Figura 46: Ventilador trasero optimizado

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.

El ventilador resultante de la optimización es un ventilador mixto, al igual que en la parte delantera de la máquina. Esto tiene que ser analizado en más detalle, ya que tales simulaciones se llevan a cabo en media máquina, eliminando la interacción delantera-trasera. Se debe comprobar en la máquina completa si una configuración con dos ventiladores de flujo mixto es óptima.

Inicialmente, sin tener en cuenta la interacción entre la parte frontal y trasera, se obtiene una ganancia de 5 ° C en promedio, y de 7 ° C a la temperatura máxima de la bobina a 1800rpm y 3000rpm.

Se obtiene un aumento caudal de 11% en comparación con el ventilador de referencia.

Tabla 19: Comparación del calculo de referencia con el calculodel sitema optimizado a 1800rpm

Caso	½máquina trasera ventilador de referencia	½máquina trasera ventilador optimizado
Punto de funcionamiento	1800rpm motor	1800rpm motor
Caudal	[L / s]	[L / s]
Caudal trasero	6,77	7,48
Temperatura	[° C]	[° C]
Temperatura máxima	175	168
Temperatura media	166	161
ΔTemp Max		-7
ΔTemp promedio		-5

Tabla 20: Comparación del calculo de referencia con el calculodel sitema optimizado a 3000rpm

Caso	½máquina trasera ventilador de referencia	½máquina trasera ventilador optimizado
Punto de funcionamiento	3000 rpm motor	3000rpm motor
Caudal	[L / s]	[L / s]
Caudal trasero	7,23	7,02
temperatura	[° C]	[° C]
Temperatura máxima	176	169
Temperatura media	163	159
ΔTemp Max		-7
ΔTemp promedio		-4

7-Verificaciones en máquina completa

Tras realizar las optimizaciones en las dos mitades de las máquinas se obtienen mejoras de la refrigeración equivalentes. Para validar ahora estas ganancias se ha de verificar en un modelo de máquina completa.

El enfoque de optimización en mitad máquina proporciona resultados más rápidos que la máquina completa, sin embargo, puede que las correlaciones con la máquina completa no sean completamente correctas debido a la interacción entre los ventiladores delantero y trasero.

Por ello es importante comprobar los resultados de las optimizaciones en la máquina completa.

7.1-Hipótesis y condiciones de contorno

Para poder comparar las simulaciones de máquina completa con las realizadas anteriormente en las mitades de la máquina todas las hipótesis se mantienen, así como las configuraciones de simulación aerotérmica (CFD).

Por contra, en relación con las condiciones de contorno, esta vez solo se considerará la salida de presión en la frontera exterior del modelo, ya que las condiciones al nivel del corte desaparecen.

Además, en estas simulaciones todas las partes del rotor se van a simular, por lo que las pérdidas en el rotor serán aplicadas a los cuerpos correspondientes, a diferencia de las simulaciones de media máquina donde solo se simulaba el MRF y se aplicaban las pérdidas en la frontera de este con el aire.

Los controles se llevan a cabo en los dos puntos de funcionamiento considerados anteriormente, 1800rpm como punto dimensionante crítico, y 3000rpm como punto de referencia.

Tabla 21: Cartografía de pérdidas a 1800 y 3000rpm

Velocidad del rotor (RPM)	1800	3000
I dc (A)	43,1	62,9
I fase (A)	42,3	42,6
I de excitación (A)	2,4	2,1
Pérdidas totales en el hierro (W)	237	364
Potencia de la máquina (W)	2068	3021
Pérdidas por efecto Joule total (W)	121	118
Pérdidas totales (W)	372	508
Pérdidas mecánicas (cojinetes) (W)	14	26
Pérdidas Joule estator (W)	99.2626	100,5
Pérdidas Joule rotor (W)	21.8592	17.2
Pérdidas en el hierro del estator (W)	165,9	254,8
Pérdidas en el hierro del rotor (W)	71,1	109,2

7.2-Geometría

Para la simulación de la máquina completa, visto el tamaño del problema, se mantienen todas las simplificaciones hechas en los estudios de las máquina dividida.

El cambio de la electrónica por la pérdida de carga equivalente, modelización de las bobinas, etc. ... se mantienen.

En cuanto al entrehierro, ya que es una de las partes más importantes de la interacción entre la parte trasera de la máquina y la delantera, se reduce al tamaño más cercana al modelo real que permita la realización de un mallado correcto.

Un entrehierro real es de 0,35mm, y durante las simulaciones anteriores se ha aumentado siempre a 1,2mm, permitiendo así una malla de menor tamaño. Ahora se considera un entrehierro de 0.8mm, acercándose más al tamaño real, pero manteniendo tamaños de malla y calidades aceptables.

Para los cálculos se simularán varios casos, la máquina completa con dos ventiladores de referencia, la máquina completa con los dos ventiladores optimizados y la máquina completa con ventiladores alternos.

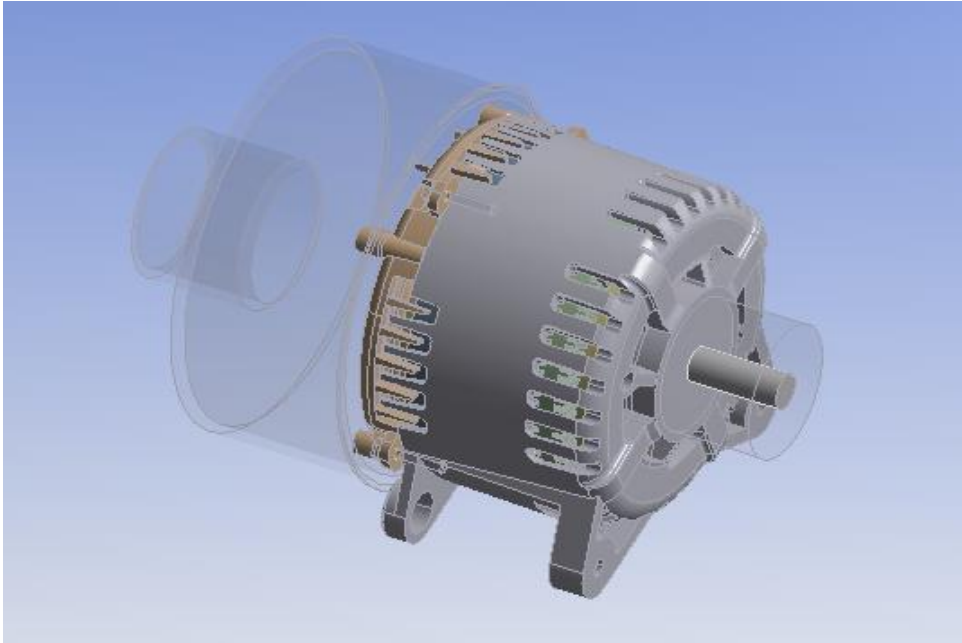


Figura 47: Modelo de máquina completa

7.3-Comparación maquina completa/mitad máquina.

Se realizan 4 cálculos de máquina completa:

-Ventiladores de referencia a 1800 y 3000rpm

-Ventiladores optimizados a 1800 y 3000rpm

La siguientes tablas muestra la comparación de los resultados en la media máquina y la máquina completa:

Tabla 22: Comparación 1/2 máquina con máquina completa a 1800rpm

	Ref 1800		Diferencia	1800 Optim		Diferencia
	(1/2)	Completa		(1/2)	Completa	
Caudal trasero (l / s)	5,71	6,08	0,37	7,23	7,79	0,56
Caudal delantero (l/s)	6,78	7,06	0,28	7,52	7,51	-0,01
Tmax delante (°C)	174,63	173	-1,63	168,56	166	-2,56
Tmax detrás (°C)	175,89	173	-2,89	168	167	-1
Media de caudal (l/s)	6,245	6,57	0,325	7,425	7,75	0,275
Temperatura media (°C)	175,26	173	-2,26	168,28	166,5	-1,78

Tabla 23: Comparación 1/2 máquina con máquina completa a 3000rpm

	Ref 3000		Diferencia	Optim 3000		Diferencia
	(1/2)	Completa		(1/2)	Completa	
Caudal trasero (l / s)	9,57	10,26	0,69	12,54	13,77	1,23
Caudal delantero (l/s)	11,78	11,9	0,12	13,11	12,97	-0,14
Tmax delante (°C)	174,89	171	-3,89	165,83	164,53	-1,3
Tmax detrás (°C)	175,69	172	-3,69	169	164,9	-3,1
Media de caudal (l/s)	10,6	11,08	0,405	12,825	13,37	0,545
Temperatura media (°C)	175,14	171,5	-3,79	167,41	164,71	-2,7

En la máquina completa los resultados tienen una diferencia promedio de -3 ° C en las temperaturas máximas con respecto a los cálculos en media máquina (diferencias del 5% delante y 6% detrás) y unas diferencias de caudal de entre 1 y 7%.

Se observa que las diferencias de caudal son mucho mayores en la parte delantera (7%) que en la parte trasera (1%). Esto puede ser debido al cambio hecho en la condición límite en el corte al interior del rotor, que se ha considerado de forma diferente en las dos medias máquinas. En la parte delantera se ha considerado como una salida de presión, y como una pared sin flujo axial en la media máquina trasera. La condición de pared en el entrehierro resulta pues ser más fiable.

El impacto en la temperatura de este cambio de condición no es tan importante como en el flujo de aire, habiendo únicamente una diferencia del 1% entre las diferencias de calentamiento de la parte posterior (-6%) y la parte frontal (-5 %).

Las correlaciones entre las mitades de las máquinas y la máquina completa son aceptables, con errores contenidos alrededor del 5%, pero para comprobar bien las optimizaciones, se ha de verificar si se mantienen las tendencias de optimización.

Para esto la optimización en medio-máquina es comparada con la optimización en máquina completa:

Tabla 24: Comparación de las optimizaciones en media máquina vs máquina completa a 1800rpm

	½ 1800rpm		Diferencia	Maquina completa		Diferencia
	Ref	Optim		Ref	Optim	
Caudal trasero (l / s)	5,71	7,23	1,52	6,08	7,79	1,71
Caudal delantero (l/s)	6,78	7,52	0,74	7,06	7,51	0,45
Tmax delante (°C)	174,63	168,56	-6,07	173	166	-7
Tmax detrás (°C)	175,89	168	-7,89	173	167	-6
Media de caudal (l/s)	6,23	7,365	1,13	6,57	7,75	1,08
Temperatura media (°C)	175,26	168,28	-6,98	173	166,5	-6,5

Tabla 25: Comparación de las optimizaciones en media máquina vs máquina completa a 3000rpm

	½ 3000rpm		Diferencia	Maquina completa		Diferencia
	Ref	Optim		Ref	Optim	
Caudal trasero (l / s)	9,57	12,54	2,97	10,26	13,77	3,51
Caudal delantero (l/s)	11,78	13,11	1,33	11,9	12,97	1,07
Tmax delante (°C)	174,89	165,83	-9,06	171	164,53	-6,47
Tmax detrás (°C)	175,69	169	-6,69	172	164,9	-7,1
Media de caudal (l/s)	10,6	12,825	2,15	11,08	13,37	2,29
Temperatura media (°C)	175,14	167,41	-7,73	171,5	164,71	-6,785

Estas tablas muestran los resultados de las geometrías optimizadas en sus modelos correspondientes de media máquina y máquina completa.

Se observa que las ganancias obtenidas son similares al aplicar las geometrías optimizadas a la máquina completa.

Esto valida los resultados obtenidos a través de optimizaciones en media máquina.

Los resultados obtenidos son satisfactorios, con una ganancia de 6 ° C en la temperatura media de la máquina y del mismo orden de la temperatura máxima de los extremos de bobina.

7.4-Influencia de la inclinación de las palas delantera-trasera

Como se ha visto arriba, las correlaciones entre la media máquina y la máquina completa son buenas y los resultados también, pero como los ventiladores resultantes de ambas optimizaciones son ventiladores de flujo mixto se estudian otras configuraciones.

A priori, dos ventiladores de flujo mixto no son la solución óptima, ya que ambos soplan aire hacia la parte media de la máquina, creando una zona de alta presión en el medio, lo que dificulta la circulación del aire por el entrehierro.

Para poner a prueba esta hipótesis, se harán dos cálculos más:

-Ventilador delantero optimizado/ventilador trasero optimizado, pero con las palas no inclinadas

- Ventilador delantero optimizado, pero con las palas no inclinadas/ventilador trasero optimizado

En esta tabla se comparan los tres cálculos:

Tabla 26: Influencia de la inclinación de palas

de casos	Ambos inclinados	Trasero inclinado	Delantero inclinado
punto de funcionamiento	1800rpm motor	1800rpm motor	1800 rpm motor
las velocidades de flujo	[L / s]	[L / s]	[L / s]
Caudal delantero	7,79	7,72	7,91
Caudal trasero	7.51	7.52	8.75
Flujo de entrehierro	0.55	0.88	0,14
Temperatura	[° C]	[° C]	[° C]
Temperatura máxima	167	168	166
Temperatura media	159	160	159
* Δ Temp Max	-7	-6	-8
* Δ Temp promedio	-6	-5	-6

* en comparación con el caso de referencia

De estos cálculos se extrae la siguiente información:

Lo óptimo es un ventilador mixto en la parte delantera y uno centrífugo en la parte trasera, pero la diferencia con la colocación de dos ventiladores mixtos es muy pequeña.

Por contra sí que existe un gran impacto en los flujos de entrehierro entre las diferentes configuraciones. Si se necesita de refrigeración extra del rotor se puede pues aplicar la combinación adecuada para aumentar el flujo circulante por esta zona.

8-Conclusión

Los principales resultados de este proyecto sobre la optimización de un alternador-motor de arranque son las siguientes:

-En el límite en de las hipótesis consideradas, los ventiladores obtenidos a través de la optimización mejoran el rendimiento aerotérmico de la máquina respecto al ventilador de referencia. Los ventiladores obtenidos son ventiladores mixtos con palas inclinadas.

- Se encontraron varios parámetros del ventilador (radio exterior del ventilador, la altura interior de la pala, altura del cono) para los que el óptimo se encuentra en uno de sus límites de variación. Todos estos parámetros son óptimos cuando maximizan la superficie de la pala.

- El deflector trasero mejora el rendimiento aerotérmico eliminando la hendidura actual. Esta hendidura está presente para permitir el paso de los interconectores del estator. Se consideran pues otros diseños de bobinados que minimizan la necesidad de estos interconectores.

- Los imanes del rotor, dentro de estas suposiciones consideradas, no alcanzan temperaturas suficientemente altas como para desmagnetizarse.

-Las optimizaciones en media máquina, dentro de los supuestos considerados, producen resultados relevantes. Los cálculos son validados por los modelos de máquina completa.

Durante el desarrollo de este estudio, el proyecto correspondiente del alternador-motor de arranque ha ido desarrollándose, y se ha producido una reducción de tamaño en ciertas partes de la geometría. Estos cambios de geometría impactan directamente sobre las alturas de los ventiladores. Se deberá por consiguiente estudiar en un segundo tiempo el rendimiento aerotérmico de esta versión más pequeña de la máquina.

Igualmente, tras los resultados obtenidos se han pedido prototipos de los ventiladores para estudiar su funcionamiento real. Con ellos debemos estudiar las correlaciones de las simulaciones con la máquina real, y hacer los ajustes necesarios a la metodología y configuración de las simulaciones.

Por último, este proyecto ha sido una oportunidad de oro para sumergirme en los problemas industriales, en una gran empresa cuya reputación es mundial, y en un sector en auge. El aspecto altamente técnico de estas prácticas me ha permitido un gran aprendizaje en el ámbito profesional, trabajando con equipos de expertos en cada una de las áreas tratadas durante el desarrollo del proyecto. Estas prácticas me han permitido también descubrir el entorno dinámico y competitivo en el sector de la automoción.

Bibliografía

- (2017). Altair HyperWorks Forum: <http://forum.altairhyperworks.com/>
- (2017). CFD ONLINE: <https://www.cfd-online.com>
- CN Jayapragasan, SJ (2014). *DESIGN OPTIMIZATION OF CENTRIFUGAL FAN OF*. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences .
- Huang, C.-H. (2012). *An optimal design for axial-flow fan blade: theoretical and*. Department of Systems and Naval Mechantronic Engineering, National Cheng Kung University.
- Ki-Sang Lee, K.-YK (2008). *Design optimization of low-speed axial flow fan blade with*. Department of Mechanical Engineering, Inha University.
- Marouane, M. (2017). *OPTIMISATION DE VENTILATEURS DÉDIÉS AU REFROIDISSEMENT DE MACHINES ÉLECTRIQUES TOURNANTES*.
- OP Singh, RK (2011). *PARAMETRIC STUDY OF CENTRIFUGAL FAN PERFORMANCE: EXPERIMENTS AND NUMERICAL SIMULATION*. International Journal of Advances in Engineering & Technology.
- Pozrikidis, C. (2009). *Fluid Dynamics, Theory, Computation, and Numerical Simulation*. Springer.
- R. Horst, PP (2000). *Introduction to Global Optimization*. Kluwer Academic Publishers.
- Tsutomu Adachi, NS (2001). Study on the Performance of a Sirocco Fan (Optimum Design of Blade Shape). *International Journal of Rotating Machinery*.

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.

PRESUPUESTO DEL PROYECTO

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.

1-Introducción

Uno de los objetivos del TFM es valorar económicamente el trabajo realizado, por ello es necesario realizar un presupuesto del mismo.

En este documento se va a detallar el coste de realización del proyecto “Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción”.

Este proyecto se ha desarrollado a lo largo de 6 meses a tiempo completo. Para llevar a cabo este proyecto se ha necesitado de diferentes softwares específicos y de hardware. Se procederá en los siguientes apartados a describir y discretizar el coste de cada uno de los elementos necesarios para la finalización de este proyecto.

Se pueden dividir los costes del proyecto en los siguientes:

-Mano de obra

-Hardware

-Software

Para estudiar correctamente los costos del proyecto se ha de tener en cuenta el contexto del proyecto. Este proyecto se ha llevado a cabo en Francia. Esto implica unas legislaciones diferentes a las Españolas.


2-Mano de obra

En este apartado se calculan los precios por hora de cada uno de los elementos empleados a lo largo del proyecto.

En primer lugar, se estudia el precio horario de la mano de obra. Para la realización de este trabajo se ha empleado un graduado en Tecnología Industriales a tiempo completo(35h/semana durante 24 semanas) y se ha consultado a un Ingeniero de simulaciones CFD(10h).

Los salarios brutos anuales respectivos de la mano de obra de este proyecto son de 20720€ para el graduado en Tecnologías Industriales en prácticas y de 42175€ para el Ingeniero de simulación CFD con 15 años de experiencia. Estos salarios han sido obtenidos directamente a través de los implicados en el proyecto.

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.



Valeo

BULLETIN DE PAIE

VALEO EEM
0002 RUE A BOULLE
94004 CRETEIL CEDEX

N° SIRET : 95550029300076 N° APE : 2931Z
CONVENTION COLLECTIVE DE LA METALLURGIE
DE LA REGION PARISIENNE

NO DE SALARIE : 00032124
PERIODE D'EMPLOI DU : 01 MARS 2017
AU : 31 MARS 2017
DATE DE PAIEMENT : 29 MARS 2017
NO DE SECURITE SOCIALE : [REDACTED]

EMPLOI : STAGIAIRE
CLASSIFICATION : STAGE
COEFFICIENT :
NATURE CONTRAT : STAGIAIRE

SAL. CONTRACTUEL : 1480,30
EX CAS AM-1000 :

HOR. CONTRACTUEL : 35,00
DATE ENTREE : 01/03/2017
DATE ANCIENNETE : 20/02/2017
ANCIENNETE (AN) :

DESIGNATION	NOMBRE OU BASE	PART EMPLOYE		EMPLOYEUR MONTANT	INFORMATIONS JOURNALIERES				
		TAUX ou %	MONTANT		DU 01/02/2017	AU 28/02/2017	JOUR	TRAVAIL	INCIDENT
IND. STAGE	15167	9760	148030		M 01				
*REMUNERATION BRUTE (1)			148030		J 02				
SANTE			148030		V 03				
SECURITE SOCIALE - MALADIE MATERNITE	93429	0750	701-	12043	S 04				
- INVALIDITE DECES					D 05				
ACCIDENTS DU TRAVAIL-MALADIES PROFESSIONNELLES	93429			860	L 06				
RETRAITE					M 07				
SECURITE SOCIALE PLAFONNEE	93429	6900	6447-	7988	M 08				
SECURITE SOCIALE DEPLAFONNEE	93429	0400	374-	1775	J 09				
FAMILLE-SECURITE SOCIALE	93429			4906	V 10				
AUTRES CONTRIBUTIONS DUES PAR L'EMPLOYEUR				5829	S 11				
CSG NON IMPOSABLE A L'IMPOT SUR LE REVENU	91794	5100	4681-		D 12				
CSG/CRDS IMPOSABLE A L'IMPOT SUR LE REVENU	91794	2900	2652-		L 13				
*COTISAT.SALARIALES (2)			14865-		M 14				
IND TRANSP REG PARIS			3050		M 15				
COMPL.IND.TR.R.PARIS			1460		J 16				
*INDEM.NON SOUMISES (3)			5110		V 17				
TICKETS RESTAURANT	2300	3200	7360-	21600	S 18				
TICKETS RESTAURANT RP-	2200	3200	7040-		D 19				
*AUTRES RETENUES (4)			14400-		L 20	7 00			
*COTISAT.PATRONALES				55000	M 21	7 00			
					M 22	7 00			
					J 23	7 00			
					V 24	7 00			
					S 25	7 00			
					D 26				
					L 27	7 00			
					M 28	7 00			

REVENUS EN EUROS	DUMOIS		NET A PAYER
	1814,30	DEPUIS LE 02.2017	1238,75
TOTAL VERSE EMPLOYEUR		2439,51	
TOTAL ALLEGEMENTS			
BRUT IMPOTS	1480,30	1998,37	
DONT AVANTAGES NATURE			
NET FISCAL	1372,87	1851,79	
HS/HC EXONEREES			

C O M P L E T A

V I N T

Nous vous recommandons de conserver votre bulletin de paie, sans limitation de durée - Pour davantage d'informations voir la rubrique dédiée au bulletin de paie sur www.service-public.fr.

Figura 48: Hoja de paga

A estos salarios se ha de añadir los costes de seguridad social y seguros pagados por el empleador. Estas cantidades se indican en la tabla 27. El coste de seguridad social para el graduado es inferior, ya que, al estar en prácticas, según la legislación francesa, parte del costo es subvencionado por el estado.

Tabla 27: Coste horario de la mano de obra

Costes	Graduado en Tecnologías Industriales en practicas	Ingeniero de Simulación CFD con 15 años de experiencia
Salario bruto anual (€/año)	20720	42175
Coste SS empleador (€)	4676	14028
Coste total anual (€)	25396	56203
Días trabajados por año (días)	240	210
Horas por día (h/día)	7	8
Horas por año (h/año)	1680	1680
Coste por hora (€/h)	15,12	33,45

Con los costes horarios calculados se procede a calcular el coste total en el proyecto de la mano de obra.

Tabla 28: Mediciones y coste mano de obra

Costes	Graduado en Tecnologías Industriales en practicas	Ingeniero de Simulación CFD con 15 años de experiencia	
Coste por hora (€/h)	15,12	33,45	
Esfuerzo(h)	24*35=840h	10h	
Coste (€)	12700	334,5	13034,5

El coste de la mano de obra asciende a un total en euros de:

TRECE MIL TREINTA Y CUATRO CON CINQUENTA

3-Hardware

Para poder realizar este proyecto se necesita de grandes cantidades de potencia computacional. Se ha empleado un ordenador de sobremesa de altas prestaciones (20 núcleos y 60Gb de RAM) y un Cluster (Servidor informático de 96 núcleos). El ordenador se ha empleado para la realización de configuraciones y para lanzar cálculos esporádicos. Las simulaciones CFD se han llevado a cabo en el Cluster.

Para calcular el precio horario de cada uno de estos componentes se consideran los periodo de amortización 4 años para el ordenador y 8 años para el Cluster*.

*El Cluster usado durante el proyecto tenia 10 años de antigüedad, pero generaba problemas y exigía costes continuos de reparación.

De estos periodos de amortización, los ordenadores de simulación son usados intensivamente, dejándolos trabajando por las noches e incluso en periodos de vacaciones, por ello se considera como horas útiles totales un 50% de las horas del año. Esto resulta en unas 4400h anuales.

El cluster también es de uso intensivo, pero menos que los ordenadores. Se ha estimado como horas útiles de utilización un 40% de las horas del año, unas 3500h anuales.

Tabla 29: Coste por hora del hardware

Objeto	Coste (€)	Amortización (años)	Horas útiles (h)	Coste por hora (€/h)
Ordenador	3000	4	17600	0,17
Cluster	22000	8	28000	0,785

Durante la realización del proyecto (168 días) se ha empleado a máximo rendimiento, utilizándose en todas las horas laborables como en fines de semana y por las noches.

El cluster, compartido por todo el departamento no ha sido utilizado a máximo rendimiento. Los cálculos realizados en el cluster suman un total de 500h, lo que supone un rendimiento del 30% sobre las horas útiles.

Tabla 30: Mediciones y coste del hardware

Objeto	Coste por hora (€/h)	Rendimiento (%)	Horas proyecto (h)	Coste (€)
Ordenador	0,17	100	2000	340
Cluster	0,785	30	500	392
Total Hardware				732

El coste del hardware asciende a un total en euros de:

SETECIENTOS TREINTA Y DOS

4-Software

Para realiza este proyecto se han empleado muchos softwares específicos. Toda la parte de modelización se ha realizado con CATIA, las simplificaciones, mallado y configuración de las simulaciones con ANSYS Workbench; los cálculos CFD con FLUENT y finalmente, las optimizaciones con Hyperstudy.

El coste de las licencias es anual, y se considera que las licencias de CATIA y ANSYS son útiles durante 8h al día, 1800h anuales, mientras que las licencias de FLUENT e Hyperstudy, que son empleadas nocturnamente y en días festivos, son útiles unas 3000h anuales.

A su vez, se emplea igualmente Windows 10, Pack office y Google Apps.

Tabla 31: Coste por hora del software

Objeto	Coste (€)	Horas útiles (h)	Coste por hora (€/h)
CATIA	8000	1800	4,44
ANSYS Workbench	6000	1800	3,33
FLUENT	5000	3000	1,66
Hyperstudy	1200	3000	0,4
Windows 10	90	1800	0,05
Pack Office	80	1800	0,044
Google apps	30	1800	0,016

En la siguiente tabla se muestran las mediciones de cada uno de los softwares anteriores:

Tabla 32: Mediciones y coste del software

Objeto	Coste por hora (€/h)	Horas proyecto (h)	Coste (€)
CATIA	4,44	200	888
ANSYS Workbench	3,33	350	1165
FLUENT	1,66	600	996
Hyperstudy	0,4	350	140
Windows 10	0,05	1500	75
Pack Office	0,044	100	4,4
Google apps	0,016	180	2,8
Total Software			3271,2

El coste del software asciende a un total en euros de:

TRES MIL DOSCIENTOS SETENTA Y UNO CON VEINTE

5-Presupuesto

Finalmente, con los costes de todos los aspectos del proyecto se procede a calcular el presupuesto del proyecto, aplicando los correspondientes porcentajes de cada una de las partes como el porcentaje referido a los gastos generales o al beneficio industrial.

Tabla 33: Presupuesto del proyecto

Concepto	Importe (€)
Coste mano de obra	13034,5
Coste Hardware	732
Coste Software	3271,2
Presupuesto de ejecución del proyecto	17037,7
13% Gastos Generales	2214,9
6% Beneficio Industrial	1022
Presupuesto de ejecución por contrata	20274,9
20% TVA (Iva en Francia)	4055
Presupuesto base de licitación	24329,8

El presupuesto de ejecución del proyecto asciende a la cantidad en Euros:

DIEZ Y SIETE MIL TREINTA Y SIETE CON SETENTA

El presupuesto de ejecución por contrata asciende a la cantidad en Euros:

VEINTE MIL DOSCIENTOS SETENTA Y CUATRO CON NOVENTA

El presupuesto base de licitación asciende a la cantidad en Euros:

VEINTICUATRO MIL TRESCIENTOS VEINTINUEVE CON OCHENTA

Optimización aerotérmica de una máquina eléctrica para automoción.