



Estudio del impacto de sistemas de admisión en un motor de encendido provocado

Grado en Ingeniería Mecánica

Fecha: 04/09/2018

Autor:

Mateu Segura, Roberto

Tutor:

De la Morena Borja, Joaquín

Contenido

Memoria descriptiva	1
1-Introducción	1
1.1-Antecedentes y viabilidad	1
1.2-Objetivos	2
1.3-Estructura del documento	3
2-Fundamentos teóricos	5
2.1-Motores de encendido por compresión y motores de encendido provocado	5
2.2-Combustión en motor de encendido provocado	6
2.2.1-Combustión normal	6
2.2.2-Combustión anormal (autoinflamación o knocking)	7
2.3-Sistemas de sobrealimentación	8
2.3.1-Forma de accionamiento del compresor	8
2.3.2-Tipo de compresor	9
2.3.3-Transferencia de potencia entre motor y el sistema de sobrealimentación	12
2.3.4-Clase de motor que se sobrealimenta	13
2.3.5-Impacto de la sobrealimentación en un motor de encendido provocado	13
2.4-Sintonizado de colectores	13
2.4.1-Origen y naturaleza del flujo	14
2.4.2-Análisis estacionarios y cuasiestacionarios	15
2.4.3- Propagación de las ondas en conductos considerando flujo adiabático	17
2.4.4-Flujo no adiabático	27
3-Descripción del motor y colectores	31
4-Instrumentación y control	39
4.1-Sensores	39
4.1.1-Termopar	39
4.1.2-Termorresistencia	40
4.1.3-Sensor de régimen del turbocompresor	41
4.1.4-Sensor de presión media	42
4.1.5-Sensor de presión instantánea	43
4.1.6-Bujía instrumentada	44
4.1.7-Codificador angular	45
4.1.8-Torquímetro	46
4.1.9-Caudalímetro	46
4.1.10-Balanza de combustible	47

4.1.11-Sonda Lambda	48
4.2-Sistemas de adquisición de datos y control	48
4.2.1-AVL PUMA	48
4.2.2-INCA	52
4.2.3-Labview.....	54
5-Metodología experimental	57
5.2-Ensayo de plena carga con lambda igual a uno con el colector base.....	58
5.3-Ensayo de plena carga con lambda igual a uno con el colector sintonizado con gran longitud (gde)	59
5.4-Ensayo de plena carga con lambda igual a uno con el colector sintonizado con longitud corta (gde2).....	60
5.5-Ensayo de plena carga con lambda igual a uno con el colector sintonizado con gran longitud y bypass entre los conductos de admisión de los cilindros exteriores e interiores	60
6-Resultados	61
6.1-Resultados del colector base	61
6.2-Resultados del colector con la longitud de 218 mm en tramos centrales (gde)	69
6.3-Resultados del colector con la longitud de 100 mm en tramos centrales (gde2)	77
6.4-Comparación entre las diferentes geometrías.....	84
6.5-Resultados del montaje del bypass en la geometría con mejores resultados	90
6.6-Optimización de la distribución a alto régimen para la geometría con mejores resultados	97
6.7-resultados teóricos con un colector sintonizado óptimo	100
7-Conclusiones.....	107
8-Bibliografía.....	109
Presupuesto	1
1-Introducción	3
2-Coste de los ensayos	3
2.1-Coste de las piezas sustituidas.....	3
2.2-Coste del material efímero	3
2.3-Amortización de los equipos.....	3
2.4-Coste de la mano de obra	4
3-Presupuesto total	5

Memoria descriptiva

1-Introducción

El proyecto cuyo desarrollo está expuesto en el presente documento, trata de estudiar el impacto de diferentes sistemas de admisión en un motor de encendido provocado (MEP), sobrealimentado e inyección directa. En primer lugar, se procede a explicar teóricamente cada uno de estos conceptos y la forma en la que se han realizado los ensayos incluyendo el funcionamiento de los diferentes sensores y equipos de adquisición de datos.

En un motor de combustión interna alternativo, debido a su forma de funcionamiento, se produce una serie de fluctuaciones de presión tanto en los gases de escape como de admisión. Si se realiza lo que se conoce como sintonizado de colectores, ya sea para aprovechar el pico de presión en la admisión para sobrealimentar o el valle de presión para que la temperatura de admisión sea más baja (opción que se ha desarrollado en este proyecto). Así se puede producir mayor potencia con el mismo sistema o lo que es lo mismo, aumentar el rendimiento del conjunto para un régimen de giro determinado.

Con este objetivo se analizará en primer lugar el colector base, el cual no está sintonizado y une los flujos de admisión de los cuatro cilindros en un mismo volumen, haciendo que las fluctuaciones de presión entre los cilindros se anulen. Después se procederá al estudio de un colector sintonizado que discretiza los flujos de los cilindros centrales de los exteriores. Este último, se ha estudiado con dos posibles configuraciones, caracterizadas por distintas longitudes de la línea de admisión entre el compresor y la culata, y se han comparado entre sí para determinar cuál de las dos tiene un mejor rendimiento.

Los ensayos que se han realizado son en su totalidad ensayos a plena carga y λ igual a uno y se analizarán sus resultados atendiendo a limitaciones de temperatura, presión y picado de biela o *knocking*.

1.1-Antecedentes y viabilidad

La invención del motor de combustión interna alternativo supuso un gran avance para la humanidad, siendo utilizado en las primeras máquinas para las industrias y en el transporte motorizado.

En los siglos XIX y XX, con el aumento de la comercialización del petróleo y con la disminución en los precios del automóvil este tipo de motores experimentaron un gran aumento de su popularidad. Siendo a día de hoy el sistema de motorización predominante en cuanto a transporte marítimo y por carretera ya sea de pasajeros o de mercancías.

Sin embargo, debido al creciente aumento de la contaminación y de la concienciación de la gente, este tipo de motores están empezando a ser sustituidos o combinados con otros sistemas de potencia, como puede ser el motor eléctrico.

Pese a todo, los motores de encendido provocado están aumentando su popularidad debido al aumento en las exigencias de las emisiones para los motores de encendido provocado y de las escasas instalaciones para la carga de vehículos equipados por unidades eléctricas de potencia.

Actualmente, se están produciendo mayoritariamente motores de encendido provocado de pequeño tamaño sobrealimentados. Esto introduce un problema llamado *knocking*. Al sobrealimentar el motor se aumenta la presión y temperatura del aire de admisión, y por lo tanto las existentes en la cámara de combustión en comparación con un motor de encendido provocado atmosférico del mismo tamaño, dando lugar al problema antes mencionado. El picado de biela o *knocking*, es un fenómeno que se produce al autoencenderse la mezcla de aire-combustible, creando una onda de presión que al chocar con la producida de forma natural por la chispa produce un pico de presión que deteriora las partes móviles de la cámara de combustión. Esto lleva a adoptar soluciones como limitar la relación de compresión del motor y/o retrasar el encendido de la chispa dentro del ciclo termodinámico del motor.

Otro problema existente en los motores de encendido provocado es el enriquecimiento de la mezcla para puntos de alta carga y régimen, con el único fin de disminuir la temperatura de los gases de escape y proteger termoestructuralmente la turbina. Ambos problemas serán desarrollados en profundidad a lo largo de este documento.

Este proyecto se ha desarrollado en el Instituto universitario de motores térmicos CMT asociado a la Universidad Politécnica de Valencia. Este centro cuenta con las instalaciones necesarias para poder realizar estudios en diferentes campos que afectan al funcionamiento de un motor, como son el mantenimiento de máquinas, inyección, combustión, control del ruido y pruebas de funcionamiento de máquinas. Para la realización de este trabajo, se ha hecho uso una de sala de ensayo para motores donde se ha montado el sistema en cuestión acoplado a este los sensores pertinentes para analizar su comportamiento en diferentes condiciones de funcionamiento.

1.2-Objetivos

Los objetivos principales de este trabajo son:

- Ensayar el sistema con cuatro configuraciones diferentes de colectores, siendo el primero de ellos el colector que se monta de serie y las tres restantes son variaciones geométricas de un colector sintonizado para aprovechar el valle de la onda presión y disminuir así la temperatura del aire de admisión. Para de esta manera reducir el problema de *knocking*, avanzar el encendido y poder comprimir en mayor medida el aire de admisión.
- Analizar los diferentes colectores en términos de rendimiento volumétrico del sistema, variación de la potencia y consumo de combustible. Se realizarán los ensayos siempre con una relación de aire y combustible estequiométrica.

- Determinar qué configuración es la que mejor rendimiento proporciona al sistema y determinar a partir de qué punto de funcionamiento es mejor el colector sintonizado que el colector base.
- Montar un *bypass* en la configuración más ventajosa con el fin de evaluar el máximo potencial del nuevo colector en cada régimen de giro del motor.

1.3-Estructura del documento

Este trabajo de va organizar de la siguiente manera:

- Memoria descriptiva
 1. Introducción
 2. Fundamentos teóricos
 3. Descripción del motor y colectores
 4. Instrumentación y control
 5. Metodología experimental
 6. Resultados
 7. Conclusiones
- Presupuesto

2-Fundamentos teóricos

El presente proyecto se desarrolla a partir de ensayos en banco de pruebas de un motor de combustión interna alternativo (MCIA). Para entender mejor la clase de sistema con el que se ha trabajado, se desarrollan los siguientes puntos explicando los factores y elementos más destacados de este tipo de motores.

1. Motores de encendido por compresión y motores de encendido provocado
2. Combustión en motor de encendido provocado
3. Sistemas de sobrealimentación
4. Sintonizado de colectores

2.1-Motores de encendido por compresión y motores de encendido provocado

En función del proceso de combustión, existen dos tipos de motores de combustión interna alternativos. En primer lugar, están los motores de encendido por compresión (MEC). La característica principal de este tipo de motores es que la combustión no necesita de ningún aporte externo de energía para que se lleve a cabo la misma. En los motores de encendido provocado (MEP), al contrario que los MEC, el inicio del proceso de combustión está marcado por un aporte externo de energía en forma de una chispa que salta entre los electrodos de una bujía. Es de gran importancia establecer el instante óptimo en el que se hace saltar la chispa, de manera que la combustión tenga el mayor rendimiento posible. Por tanto, el inicio del proceso de combustión es la diferencia fundamental entre los MEC y los MEP y puede decirse que las demás diferencias son causa de ésta.

Desde el punto de vista de renovación de la carga para un motor de encendido provocado, es decir, la regulación de la potencia que suministra el motor a un determinado régimen de giro, se puede realizar de dos maneras:

- Motor de encendido provocado de inyección indirecta. Al ser un motor de encendido provocado, la proporción de aire y combustible no cambia significativamente en función del grado de carga. Además, para un régimen de motor fijo, el volumen en el cilindro es constante. Por lo que la forma de regular la carga se basa principalmente en regular la cantidad de aire y combustible que se introduce en el motor. Para ello se estrangula la válvula de admisión. De esta forma se crea una depresión aguas abajo que modifica la densidad del aire. Ajustando la presión y la densidad se consigue regular la carga, a costa de sacrificar el rendimiento del sistema ya que al pistón le costará un mayor trabajo realizar la admisión al existir una depresión en el conducto de admisión (lo que se conoce como mayores pérdidas de bombeo).
- Motor de encendido provocado inyección directa (mezcla estratificada). En este caso, el combustible es inyectado en la propia cámara de combustión sin haberse mezclado anteriormente con el aire de admisión.

Como consecuencia, el proceso de combustión empieza en las inmediaciones de la bujía y va extendiéndose por toda la cámara de combustión, dando lugar a dos zonas claramente diferenciadas, una de gases frescos listos para que se produzca su combustión y otra de gases quemados procedentes formados por los productos de la reacción de combustión.

2.2-Combustión en motor de encendido provocado

La combustión en un motor de encendido provocado es un proceso de gran complejidad, que depende de la turbulencia del flujo y de las principales magnitudes intensivas del mismo, presión y temperatura. Es común simplificar el proceso de combustión como una deflagración premezclada con carga homogénea que se realiza a volumen constante (combustión infinitamente rápida).

2.2.1-Combustión normal

En condiciones normales, el motor inicia la combustión por el aporte de energía producido por un agente externo, normalmente una chispa producida por una bujía. Este hecho supone que el combustible tiene que tener como propiedad fundamental una resistencia a la autoinflamación elevada para evitar que la mezcla se autoencienda durante el proceso de combustión, proceso que recibe el nombre *knocking* o picado de biela.

Por tanto, en condiciones normales de funcionamiento, el proceso de combustión empieza con una chispa eléctrica en el volumen del plasma creado por la misma. En una primera fase de combustión, la frontera de ese volumen se va propagando hacia el resto de mezcla sin quemar que lo envuelve. Cuando la cantidad de gas quemado se va haciendo más importante, la presión en la cámara de combustión comienza a aumentar. Es en este instante cuando comienza la segunda fase de combustión.

En la segunda fase de combustión, el proceso de combustión de la mezcla se realiza a una velocidad mucho mayor debido a que la mezcla fresca se encuentra a mayor temperatura y presión, y también el volumen creado por el frente de llama es mayor. Además, existe una fuerte interacción entre el desarrollo de la turbulencia en la cámara y el aumento de esta velocidad de combustión. En cualquier caso, esta combustión más rápida como resultado un incremento de presión en la cámara de combustión abrupto. La segunda fase termina y da paso a la tercera cuando el frente de llama se acerca a los límites de la cámara de combustión, ralentizándose su propagación por fenómenos de transmisión de calor.

En este momento se inicia la tercera y última fase de la combustión que se desarrolla de forma más lenta y con una menor liberación de calor hasta que ésta termina.

En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se muestran las diferentes fases de la combustión en la función de liberación de calor obtenida con el sistema de adquisición de datos y control *Labview*.

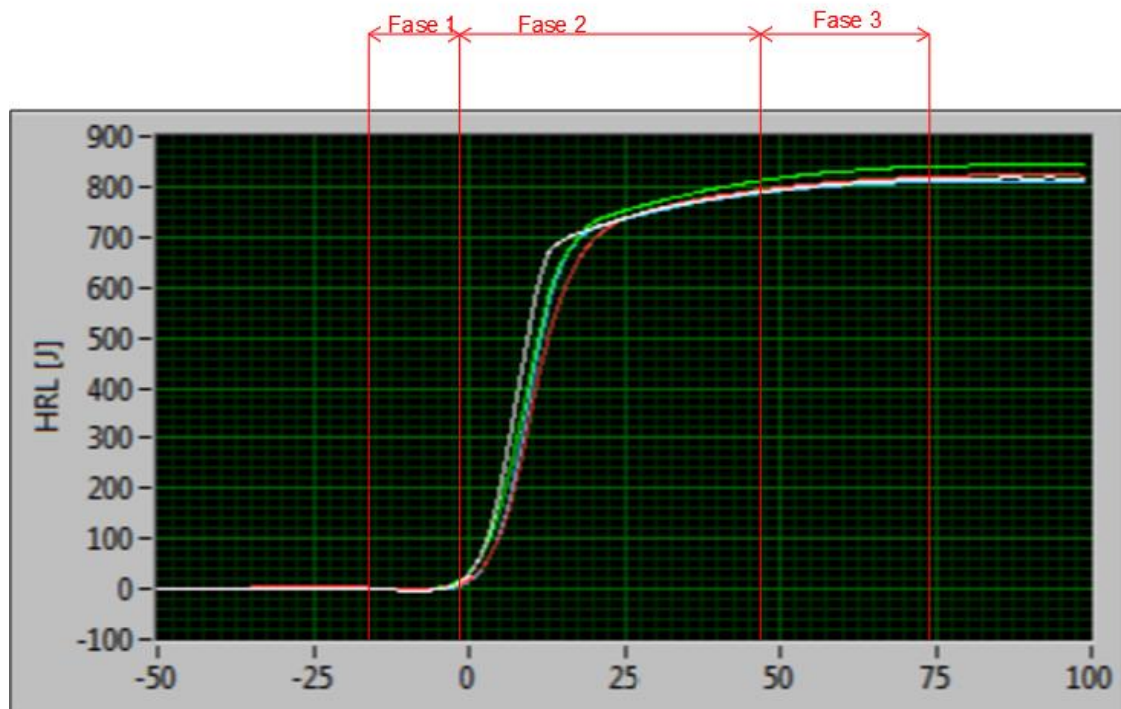


Figura 1: Fases de la combustión

2.2.2-Combustión anormal (autoinflamación o *knocking*)

El *knocking* o picado de biela es un fenómeno no deseado en motores de encendido provocado, que puede deteriorar las partes móviles del sistema y produce un funcionamiento irregular en el mismo.

En un motor de encendido provocado, es un fenómeno de autoencendido de la mezcla debido al incremento de la presión en determinados puntos de la cámara de combustión, incrementando bruscamente la presión en cámara y la tasa de masa quemada, y generando fuertes vibraciones por su interacción con el frente de llama tradicional.

Este fenómeno se basa termodinámicamente, en el momento cuando una mezcla de aire y combustible con un dosado determinado se encuentra en unas condiciones de presión y temperatura a las que comienza a tener una actividad química que tras un cierto periodo de tiempo desemboca en la combustión de los reactivos. A este tiempo (para que se produzca el autoencendido) se le conoce como tiempo de retraso (τ) y su valor depende esencialmente de la naturaleza del combustible, de la temperatura, de la presión y del dosado de la mezcla. Generalmente, una mayor temperatura y/o presión, así como un dosado próximo al estequiométrico, reducen el tiempo de retraso, aumentando la probabilidad de aparición e intensidad del picado de biela.

Las consecuencias del *knocking* en un motor de encendido provocado son:

- Aumento brusco de la presión y temperatura en la zona de autoencendido, creando una onda de presión que se desplaza rápidamente por la cámara de combustión.
- Otra consecuencia que produce la onda de presión es la generación de un sonido característico, de ahí el nombre *knocking*. Este ruido es el resultado del choque de las ondas de presión que ocasiona un incremento brusco de la presión y temperatura que castiga las partes móviles del motor.
- La rotura de la capa límite térmica que existe en las proximidades de las paredes de la cámara de combustión. Esta capa, actúa de protección de las paredes de la cámara de combustión contra los gases resultantes de la combustión que se encuentran a temperatura elevada, del orden de 2000 K, evitando la fusión del material de estas. Al romperse esta capa, el gas caliente llega a las paredes, pudiendo ocasionar la fusión del material de las mismas ocasionando la ruptura del motor rápidamente.

2.3-Sistemas de sobrealimentación

Al tratarse de un motor sobrealimentado, es de vital importancia definir lo que esto significa. La sobrealimentación es un proceso cuyo objetivo principal es el incremento de la potencia específica del motor. Para conseguirlo, lo que se hace es comprimir el aire de admisión para de este modo obtener un aumento de densidad en el mismo y de esta forma poder inyectar una mayor cantidad de combustible, dando como resultado un incremento en la potencia del sistema. Existen diferentes sistemas de sobrealimentación, los cuales se pueden clasificar según varios criterios, siendo los más utilizados:

1. Forma de accionamiento del compresor.
2. Tipo de compresor.
3. Transferencia de potencia entre el motor y el sistema de sobrealimentación.
4. Clase de motor que se sobrealimenta.

Finalmente se hablará sobre cómo la sobrealimentación modifica el comportamiento de un motor de encendido provocado en el apartado:

5. Impacto de la sobrealimentación en un motor de encendido provocado.

2.3.1-Forma de accionamiento del compresor

Existen diferentes soluciones en función de la máquina que activa el compresor:

- Sobrealimentación mecánica, cuando el compresor y el motor alternativo que lo acciona están acoplados. De esta forma la respuesta del compresor es instantánea, pero su velocidad de giro está limitada a la velocidad angular de la máquina que le suministra la potencia.
- Sobrealimentación externa, cuando la máquina que suministra la potencia es distinta al motor alternativo (como, por ejemplo, un motor eléctrico).

- Turboalimentación, es la modalidad más extendida en el sector de la automoción y se basa en el acoplamiento fluido-dinámico entre el conjunto turbina-compresor, y el motor alternativo. El compresor es accionado por una turbina, la cual está unida solidariamente a este mediante un eje. Dicho acoplamiento recibe el nombre de turbogrupo.

En este sistema, la turbina extrae la energía al expandir los gases procedentes del escape del motor alternativo, que todavía se encuentran calientes, y la transfiere al compresor.

La ventaja de este sistema es que, al recuperar parte de la energía procedente de los gases de escape del motor alternativo, se reduce el consumo específico del sistema y como consecuencia el rendimiento del mismo aumenta.

Sin embargo, debido al desacople existente entre el motor alternativo y el turbogrupo se produce un retraso en la actuación del mismo cuando se da un cambio de régimen en el motor alternativo debido a la inercia que tiene el turbogrupo, este fenómeno es conocido por el término *turbocharger lag*.

2.3.2-Tipo de compresor

Actualmente hay diferentes soluciones morfológicas ligadas al método de accionamiento del compresor.

Una de ellas engloba a los llamados compresores volumétricos. Este tipo de compresores suelen ser de accionamiento mecánico debido a que el régimen de giro al que el compresor alcanza la máxima eficiencia es del mismo orden de magnitud que el del motor de combustión al que sobrealimenta. Atendiendo a este criterio, los compresores volumétricos o de desplazamiento positivo más utilizados son el compresor de tornillo (Figura 2) y el de *scroll* (Figura 3) debido al orden de magnitud de los caudales y presiones requeridos por el motor de combustión.



Figura 2: Compresor de tornillo [1]



Figura 3: Compresor de scroll [2]

Sin embargo, existe otra posibilidad, los llamados turbocompresores. Estos utilizan la turboalimentación como forma de sobrealimentación debido a que el régimen de giro del conjunto turbina-compresor es mucho mayor que el régimen del motor de combustión interna alternativo. En lo que se refiere a la clasificación de los diferentes tipos de turbocompresores, hay que decir que pueden ser axiales, radiales o de flujo

mixto según el sentido del flujo respecto al eje. Al tratarse de máquinas de flujo, para comprimir el aire de admisión lo que hacen es ralentizar el flujo de admisión en el difusor del compresor transformando así la energía cinética del flujo en entalpía. Dicha energía cinética ha sido aportada al rotor del compresor debido a que este se encuentra unido solidariamente al rotor de la turbina, el cual, al expandir los gases de escape se acelera según la ecuación de Euler para las turbomáquinas (Ecuación 1).

Ecuación 1

$$W_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}$$

En la Figura 4 se puede observar las curvas características correspondientes a los diferentes tipos de turbocompresores. En el eje de ordenadas se representa la relación de presiones, mientras que en el eje de abscisas se representa la relación entre el gasto másico y el gasto másico corregido (M^*). El cual es el gasto máximo que se define con una velocidad del flujo igual a la del sonido para las condiciones termodinámicas y geométricas en la brida de admisión del compresor.

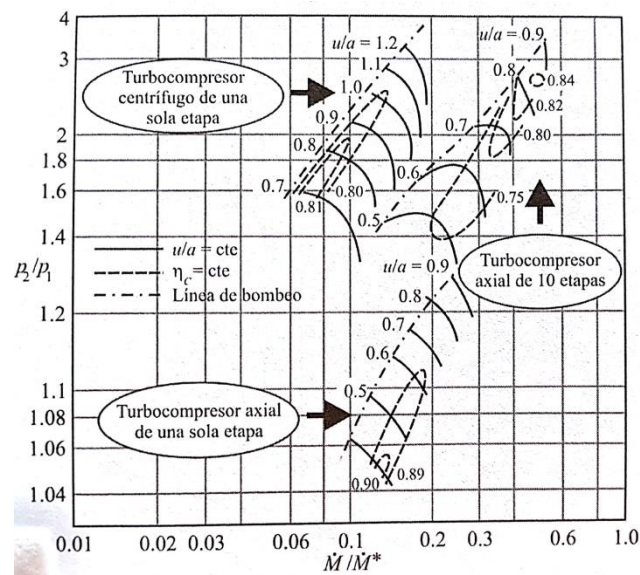


Figura 4: Curvas características de diferentes turbocompresores [3]

Analizando la gráfica de la Figura 5, cabe destacar la existencia de tres zonas que limitan el rango de funcionamiento del turbocompresor. En primer lugar, existe la zona llamada “zona de bombeo” en la que el fluido no tiene suficiente velocidad, es decir, le falta caudal o la relación entre las presiones es demasiado grande. Estas condiciones ocasionan que el flujo se separe de los álabes alterando su sentido de circulación y retornando hacia la parte del compresor que se encuentra a presión atmosférica. Este hecho provoca un ruido claramente detectable cuando está en funcionamiento.

Por otra parte, si el compresor opera con un caudal demasiado elevado y con una relación de compresión alta, se dice que el compresor está operando en la zona de sobrerregimen, la cual es limitante debido a factores constructivos y limitaciones mecánicas del turbocompresor.

También, existe una tercera zona que limita el mapa de trabajo del turbocompresor. Esta zona, recibe el nombre de zona de choque. Se produce cuando el compresor trabaja con un gasto másico elevado y una relación de presiones baja.

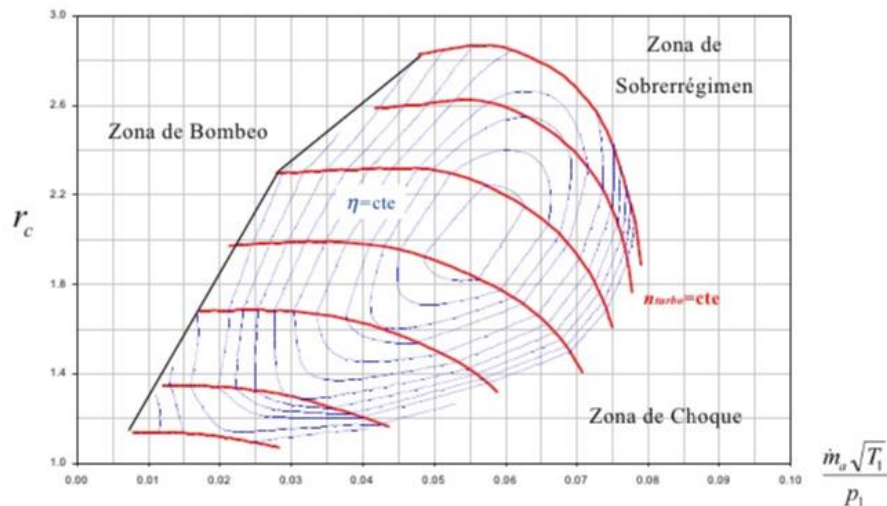


Figura 5: Zonas límite de trabajo de un turbocompresor [4]

En la zona de trabajo del turbocompresor, se distinguen dos tipos de curvas. Las llamadas curvas de isorrendimiento y las curvas de isorrégimen.

En estas últimas se aprecia claramente que conforme aumenta el gasto másico trasegado las curvas tienden a caer de forma rápida hasta llegar a disminuir verticalmente. Esto quiere decir que el turbocompresor ha llegado al límite de funcionamiento llamado zona de choque para el régimen de giro en el que se encuentra, este límite como ya se ha comentado, se produce porque se han alcanzado condiciones sónicas en alguna zona del turbocompresor.

Las curvas de isorrendimiento, son la representación gráfica de la unión de aquellos puntos de funcionamiento del turbocompresor que poseen un mismo rendimiento isentrópico. Este rendimiento se obtiene al dividir el trabajo de compresión suponiendo que se trata de un proceso adiabático y reversible entre el trabajo de compresión considerando que el trabajo es adiabático e irreversible (Ecuación 2).

Ecuación 2

$$\eta = \frac{W_{\text{reversible}}}{W_{\text{irreversible}}}$$

Por último, analizando las curvas características de un turbocompresor axial y uno de geometría radial, se llega a la conclusión de que el turbocompresor radial centrífugo tiene una mayor relación de compresión en una etapa que uno axial. Es por esta razón que el turbocompresor radial centrífugo es la solución más utilizada en sistemas de turboalimentación.

2.3.3-Transferencia de potencia entre motor y el sistema de sobrealimentación

Según la forma de unión y transmisión de la potencia entre el sistema de sobrealimentación y el motor de combustión interna alternativo (MCI), se distinguen diferentes configuraciones:

- Compresor acoplado directamente al cigüeñal del motor, este modo para comprimir hace uso de potencia del motor alternativo. Es decir, se trata de un compresor de sobrealimentación mecánica.
- Compresor acoplado solidariamente a la turbina mediante un eje libre. El funcionamiento de este se basa en el acoplamiento fluidodinámico entre el turbogruppo y el motor de combustión, ya que los gases de escape del motor son expandidos en la turbina y esta al acelerarse transfiere la energía al compresor. Se trata de un sistema turbosobrealimentado.
- Compresor de sobrealimentación acoplado mecánicamente a la turbina y al motor de combustión. Este tipo de motores recibe el nombre de *compound engines* o motores compuestos. Al estar conectadas las tres partes, los excesos o defectos de energía del conjunto turbina-compresor son absorbidos por el MCI. En la actualidad, existen turbogruppos acoplados mecánicamente a un motor eléctrico, de manera que si en algún momento el turbocompresor necesita energía, en lugar de adquirirla a costa del motor de combustión, la obtiene a partir de un motor eléctrico alimentado mediante la batería del motor de combustión y si el turbogruppo tiene un exceso de energía, este actúa como generador y recarga la batería.
- Sistema en el que el motor y el compresor se encuentran acoplados mecánicamente y la turbina está acoplada fluidodinámicamente al motor alternativo. En esta configuración el elemento que se encarga de producir la potencia es la turbina.

2.3.4-Clase de motor que se sobrealimenta

En función del tipo de motor al que se sobrealimenta, los sistemas de sobrealimentación se pueden clasificar en dos grandes grupos:

- En primer lugar, en función de si el ciclo es de dos tiempos o de cuatro tiempos existirá la necesidad de que la presión de admisión sea siempre menor a la de escape o no. Esto se debe a que en motores de dos tiempos, durante el tiempo de barrido (fase del funcionamiento durante la cual se produce la admisión de carga fresca en la cámara de combustión al mismo tiempo que se produce la expulsión de los gases de escape) es mayor que en un motor de cuatro tiempos y si la presión de admisión es menor a la presión de escape habrá flujo de gases del escape hacia el colector de admisión.
- En segundo lugar, si el motor al que se sobrealimenta es un motor de encendido provocado (MEP) o un motor de encendido por compresión (MEC). A diferencia que en los MEP, la sobrealimentación en los MEC favorece el proceso de combustión. Por el contrario, en un MEP, la sobrealimentación, el aumentar la presión en la cámara de combustión puede producir que la mezcla autoencienda antes de lo debido produciendo lo que se conoce como picado de biela o *knocking*.

2.3.5-Impacto de la sobrealimentación en un motor de encendido provocado

Al sobrealimentar un motor de encendido provocado, lo que se produce es un aumento en la presión de admisión, aumentando la densidad del aire de admisión. De esta manera, se puede introducir una mayor cantidad de combustible, dando como resultado un incremento en la potencia específica del sistema. De esta manera, con un motor de pequeña cilindrada es posible obtener una potencia equivalente a un motor de mayor tamaño de aspiración natural.

Por el contrario, la sobrealimentación provoca un aumento en la presión en la cámara de combustión haciendo que aumente igualmente la temperatura de admisión. Fomentando de esta manera el proceso de *knocking*. Para reducir esta temperatura, lo que se hace es colocar un *intercooler* entre la salida del compresor y el colector de admisión. De igual manera, para minimizar este problema se limita la relación de compresión con el fin de que a mezcla no se autoinflame, teniendo que cambiar el punto de encendido. Afectando así al límite de temperatura en el colector de escape, ya que, al retrasar el punto de encendido, la temperatura de los gases de escape aumenta considerablemente. Siendo necesario establecer un límite que guarde la integridad mecánica de los componentes que forman parte del sistema de escape.

2.4-Sintonizado de colectores

En este apartado se describirán las bases de forma semicuantitativa de los procesos asociados a los flujos de admisión y de escape. De tal forma que se tratarán los siguientes puntos:

1. Origen y naturaleza del flujo
2. Análisis estacionarios y cuasiestacionarios

3. Propagación de las ondas en conductos considerando flujo adiabático
4. Flujo no adiabático

2.4.1-Origen y naturaleza del flujo

Es bien conocido que el funcionamiento de un motor de combustión interna alternativo no es un proceso estacionario, debido principalmente al movimiento alternativo de las partes funcionales del mismo. Por esta razón, el flujo que transcurre tanto por los conductos de admisión como por los de escape es no estacionario. Este flujo podría considerarse cuasiperiódico para unas condiciones de funcionamiento en las que el motor esté con un régimen de motor dado, un mismo grado de carga y la distribución permanece constante. De forma que el flujo al empezar con la apertura de válvula y terminar en su cierre, se repite cuasiperiódicamente. En la Figura 6, se muestra el gasto trasegado por la válvula de admisión en función del ángulo de giro del cigüeñal y en la Figura 7 el gasto que circula a través de la válvula de escape en función del ángulo de cigüeñal.

Procediendo a un estudio más detallado de la Figura 6, se observa cómo hay un aumento del gasto másico debido a la depresión que genera el pistón en su carrera de admisión (parte más significativa de la gráfica). Pero también existe una pequeña variación en el gasto, una unos grados antes del punto muerto inferior. Esto se debe a lo que se conoce como cruce de válvulas. Este fenómeno consiste en que hay una serie de grados de cigüeñal durante los cuales las válvulas de escape y admisión se encuentran abiertas. Por ese motivo, si existe una presión mayor en la pipa de admisión que en la de escape, el flujo de admisión no solo irá a la cámara de combustión, sino que parte de este pasará directamente a la pipa de escape, de este modo el gasto que trasiega por la válvula de admisión aumenta (segundo aumento de gasto de la Figura 6).

Examinando la Figura 7, se ven dos variaciones en el gasto másico. En primer lugar, un pico muy marcado debido al escape espontáneo de gas de escape en el momento de apertura de la válvula debido a la diferencia de presiones y otro pico con una forma más suave ocasionado por el trabajo del pistón para desalojar los gases de la cámara de combustión.

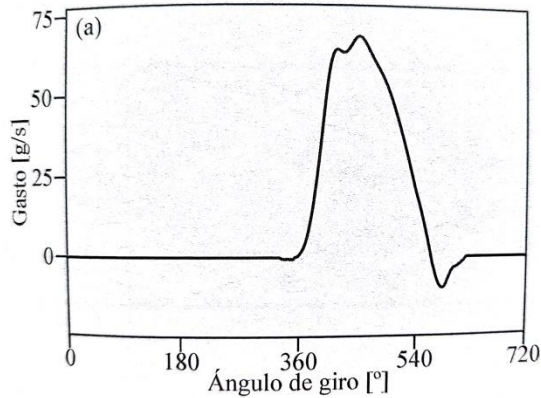


Figura 6: Porcentaje de gasto trasegado en válvula de admisión [5]

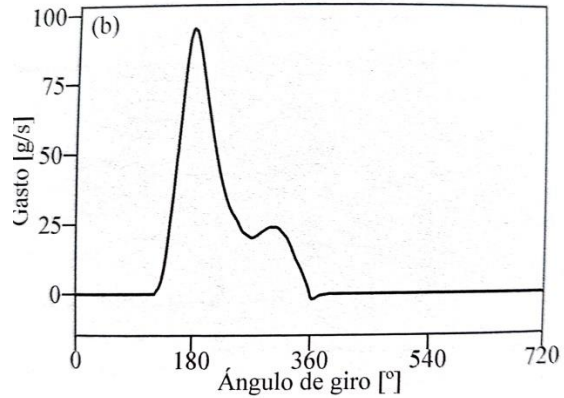


Figura 7: Porcentaje de gasto trasegado en válvula de escape [5]

Se dice que el flujo que trasega por los conductos de admisión y escape no es estacionario por dos razones.

En primer lugar, el periodo de los procesos de admisión y escape es mucho menor al tiempo de relajación del gas y no es posible alcanzar un estado de equilibrio. Por ese motivo, existen variaciones de las diferentes variables entre cada punto del flujo en función del tiempo.

En segundo lugar, al tratarse de un fluido compresible, la velocidad de propagación de las singularidades del flujo es relativamente baja, ya que la velocidad del sonido depende inversamente de la compresibilidad del fluido. De forma que el flujo varía en función del tiempo y de la posición en la que se encuentre.

2.4.2-Análisis estacionarios y cuasiestacionarios

Pese a lo dicho en el anterior apartado, en determinadas ocasiones se puede realizar una simplificación y tratar el flujo como si las condiciones fuesen estacionarias. Particularmente, se pueden tratar de forma cuasiestacionaria aquellos elementos cuyo tamaño es muy pequeño en relación a la longitud característica en que se manifiesta el cambio del flujo en relación al tiempo. A estos elementos de pequeño tamaño se les denomina singularidades. Esto quiere decir que la respuesta de cada uno de estos elementos siempre es igual a la que tendría si en los conductos contiguos circulase un flujo compresible en condiciones estacionarias. También, en determinadas condiciones de funcionamiento, el flujo admite una representación de flujo incompresible.

En el caso de un orificio de un conducto por el cual circula un flujo en condiciones estacionarias (Figura 8), tomando como singularidad únicamente dicho orificio debido a que su longitud es mucho menor a la longitud característica. Se puede considerar que el término transitorio se puede despreciar. Tal y como se muestra en la Figura 8, el flujo está completamente desarrollado aguas arriba del orificio, sin embargo, al aproximarse a la singularidad, las líneas de trayectoria se modifican y esto perdura al atravesar la singularidad. De forma que la sección mínima de paso del flujo no es el área del orificio, sino es una sección creada aguas abajo del orificio. Este fenómeno recibe el nombre de contracción de vena. Alrededor de la sección de paso mínima formada, se crean unos vórtices debido a la energía cinética del flujo en ese punto. Una vez atravesada la sección

mínima, el flujo comienza a ocupar toda el área del conducto, produciendo a su paso pequeños remolinos debido a los gradientes radiales de velocidad hasta que las condiciones del flujo se tornan de nuevo estacionarias.

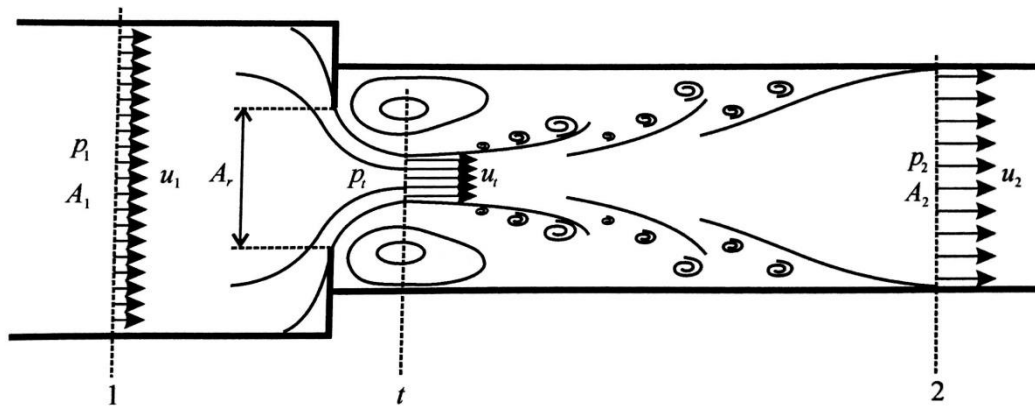


Figura 8: Singularidad en conducto con flujo estacionario [5]

2.4.2.1-Pérdida de carga y contrapresión

El flujo de gases de escape es un claro ejemplo en el que no es preciso considerar el carácter transitorio del mismo. Además, esta consideración no depende del tamaño de los elementos, sino del punto de funcionamiento del motor. Si consideramos que el motor funciona a plena carga, al aumentar el régimen de giro del motor, aumenta la velocidad de salida de los gases de escape y también, las variaciones de presión van disminuyendo su amplitud. Por tanto, no es descabellado considerar que el flujo de escape presenta condiciones estacionarias a altos regímenes, tal y como se muestra en la Figura 9.

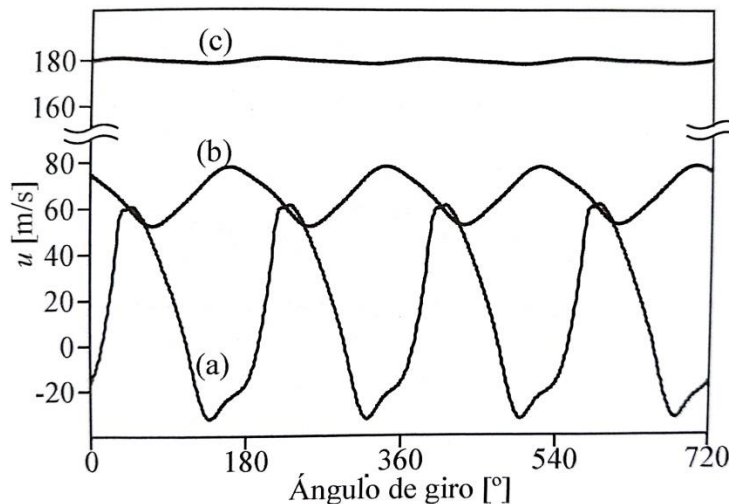


Figura 9: Variación del flujo de gases de escape a) 1000 rpm, b) 3000 rpm, c) 6000 rpm [5]

Además, en estas condiciones de funcionamiento, el número de Mach nunca llega a alcanzar valores superiores a 0,3. Por lo que además de considerar el flujo como estacionario, puede considerarse como incompresible. Debido a ello, es posible estudiar el flujo de escape según la pérdida de carga que produce el mismo, también llamada contrapresión ya que es la presión contra la que tiene que luchar el motor para expulsar de los cilindros los gases de escape. Este efecto de contrapresión estacionario se puede

observar en la Figura 9, ya que, al aumentar el régimen de giro, la pérdida de carga incrementa en su valor medio y reduce la amplitud de su componente alternante.

Cabe decir que el coeficiente de pérdida de carga se define como el cociente entre el incremento de la presión de parada (Δp_0) y la presión dinámica ($\rho \cdot u^2/2$)

Ecuación 3: Coeficiente de pérdida de carga

$$K = \left(\frac{\Delta p_0}{\rho \frac{u^2}{2}} \right)$$

Esta ecuación vislumbra que el coeficiente de pérdida de carga está definido para una sección con una energía cinética. Esto quiere decir que, en un sistema complejo, la pérdida de carga no puede obtenerse mediante adición de los coeficientes de pérdida de carga sino mediante la suma de las pérdidas de carga de cada componente.

2.4.3- Propagación de las ondas en conductos considerando flujo adiabático

Debido a la complejidad de describir de manera detallada el flujo en las condiciones reales de funcionamiento del motor, lo que se va a desarrollar en este apartado es el análisis de la propagación del flujo en condiciones isentrópicas de una onda unidimensional o lo que es lo mismo, la propagación adiabática que se daría en un conducto con: un coeficiente de rugosidad igual a cero, sección constante, longitud infinita y con el fluido inicialmente en reposo.

Tal y como se ha comentado en el apartado 2.4.2-Análisis estacionarios y cuasiestacionarios, la propagación de la onda se debe a cambios en las propiedades del fluido en cada punto en función del tiempo. Por tanto, resolviendo las ecuaciones de continuidad y de la cantidad de movimiento suponiendo que el fluido se comporta como un gas ideal se obtiene la Ecuación 4. Esta ecuación relaciona la velocidad (u) con la posición y presión que las partículas del fluido tienen.

Ecuación 4: Ecuación de Earnshaw

$$u = \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} - 1 \right]$$

Los términos de a_0 y p_0 hacen referencia a la velocidad del sonido y la presión en el medio estático, p es la presión asociada a la onda y γ es el coeficiente adiabático. Si se analiza detenidamente la Ecuación 4, se concluye que el sentido de la velocidad depende del valor de la presión.

Si $p < p_0$, la velocidad tendrá signo negativo, lo que quiere decir, que las partículas se mueven en dirección contraria a la propagación de la onda. Este fenómeno se conoce por el nombre de onda de rarefacción.

En el caso contrario, es decir, $p > p_0$ la velocidad tendrá signo positivo, por lo que las partículas se moverán en el mismo sentido que el de la propagación de la onda. Dando lugar a una onda de compresión.

Por otra parte, al depender la velocidad u del valor de las presiones, a mayor valor de las mismas, la velocidad aumentará a su vez. Esto influye en la velocidad de propagación de las perturbaciones ya que esta se obtiene sumando la velocidad del sonido a y la velocidad de las partículas del flujo u . Sabiendo que la velocidad del sonido para un gas ideal es:

Ecuación 5: Velocidad del sonido para un gas ideal

$$a = \sqrt{\frac{\gamma p}{\rho}}$$

Para el caso en el que la evolución sea isentrópica se tiene que:

Ecuación 6

$$\frac{a}{a_0} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}}$$

De esta forma, la velocidad de propagación de la onda puede expresarse de la manera siguiente.

Ecuación 7: Velocidad de propagación de la onda

$$C = a + u = \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{\gamma + 1}{2}\right) \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} - 1 \right]$$

Por lo tanto, según lo dicho anteriormente, la parte de la onda que tenga una mayor presión que el resto se desplazará a mayor velocidad que el resto. De tal manera que se distorsiona la forma de la onda. En el caso límite, la cresta de la onda adelanta a la cabeza, produciendo lo que se llama una onda de choque. Debido a la corta longitud de los colectores este fenómeno no se da en estos. En el caso de una onda de rarefacción ocurre el fenómeno análogo, pero en lugar de ser la cresta de la onda, la parte que avanza a mayor velocidad es el valle.

Con el fin de no complicar en exceso el desarrollo matemático, se ha optado por exponer lo que se conoce como teoría acústica, la cual se basa en linealizar la relación entre la presión y la velocidad de las partículas. Esta teoría es válida siempre que la componente alternante de estas magnitudes no tenga un valor grande. Por este motivo, los resultados que se obtienen con la aplicación de esta teoría sirven únicamente para analizar cualitativamente los sistemas de admisión y escape.

La teoría acústica se basa en la consideración de una componente media y una componente alternante de presión ($p = p_0 + p^+$) y por simplicidad se considera que el medio se encuentra en reposo, de tal forma que si se sustituyen las simplificaciones anteriores en la Ecuación 4, esta da lugar a la Ecuación 8.

Ecuación 8: Componente alternante de la velocidad

$$u^+ = \frac{2a_0}{\gamma - 1} \left[\left(1 + \frac{p^+}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} - 1 \right]$$

Si además se considera que p^+ es despreciable frente a p_0 , la ecuación queda de la siguiente forma:

Ecuación 9

$$u^+ \approx \frac{p^+}{\rho_0 a_0}$$

Del mismo modo, al sustituir las consideraciones anteriores en la Ecuación 7, se obtiene a la Ecuación 10 como resultado. Llegando a la conclusión que la velocidad de propagación de la onda es prácticamente igual a la velocidad del medio sin perturbar, debido a que $\left(\frac{\gamma-1}{2\gamma}\right)\left(\frac{p^+}{p_0}\right) \approx 0$.

Ecuación 10

$$C = a_0 \left(1 + \left(\frac{\gamma-1}{2\gamma}\right)\left(\frac{p^+}{p_0}\right) \right) \approx a_0$$

Aplicando el mismo procedimiento para la onda de rarefacción, se obtiene la Ecuación 11.

Ecuación 11: Componente alternante negativa de la velocidad

$$u^- \approx \frac{-p^-}{\rho_0 a_0}$$

Si operamos con la Ecuación 9 y con la Ecuación 11 para obtener la velocidad resultante de las partículas del flujo resulta la Ecuación 12.

Ecuación 12: Velocidad resultante de las partículas del flujo

$$u = u^+ + u^- = \frac{p^+ - p^-}{\rho_0 a_0}$$

Tal y como se ha explicado, la presión resultante de las partículas del flujo se obtiene con la Ecuación 13.

Ecuación 13: Presión resultante de las partículas del flujo

$$p = p^+ + p^-$$

Ahora se va a proceder a explicar la interacción que existe entre las ondas y diferentes singularidades geométricas. Debido a la forma en que se relacionan las ondas con las singularidades, estas dan como resultado la formación de ondas secundarias. Se van a considerar los casos más habituales en el asunto que nos ocupa.

En primer lugar, se considera la relación entre una perturbación y un extremo cerrado. Caso que puede asimilarse a cuando la onda llega a las válvulas y estas se encuentran cerradas. La condición fundamental que debe cumplirse es que la velocidad

en el extremo sea nula. De tal forma que, si se aplica dicha condición a la ecuación 12, el resultado es el siguiente:

Ecuación 14: Condición fundamental para un extremo cerrado

$$u = \frac{p^+ - p^-}{\rho_0 a_0} = 0; \quad p^+ = p^-$$

Al tratarse de un extremo cerrado, cuando la onda llega a este se produce un incremento de presión en este punto, de forma que la amplitud de la onda en el extremo es el doble al de la onda inicial y da como resultado una onda de similares características que se desplaza en sentido contrario (Figura 10).

Si el extremo es abierto, considerando que el extremo tiene una presión constante e igual a la del exterior y que este se encuentre en reposo. Las fluctuaciones de presión deben anularse. De forma que lo que ocurre es que en un extremo abierto se produce una onda de características similares, pero de amplitud y sentido contrarios (Ecuación 15, Figura 10). Este tipo de singularidad se da en la parte de los colectores en contacto con el ambiente.

Ecuación 15: Condición fundamental para un extremo abierto

$$p^- = -p^+$$

Sustituyendo la condición anterior en la Ecuación 12, se tiene como resultado que la amplitud en el extremo es mayor a la de la onda que se propaga (Ecuación 16).

Ecuación 16: Velocidad de las partículas en un extremo abierto

$$u = \frac{p^+ - p^-}{\rho_0 a_0} = \frac{2p^+}{\rho_0 a_0}$$

A continuación, se representan dichos efectos esquemáticamente para facilitar la comprensión de los mismos.

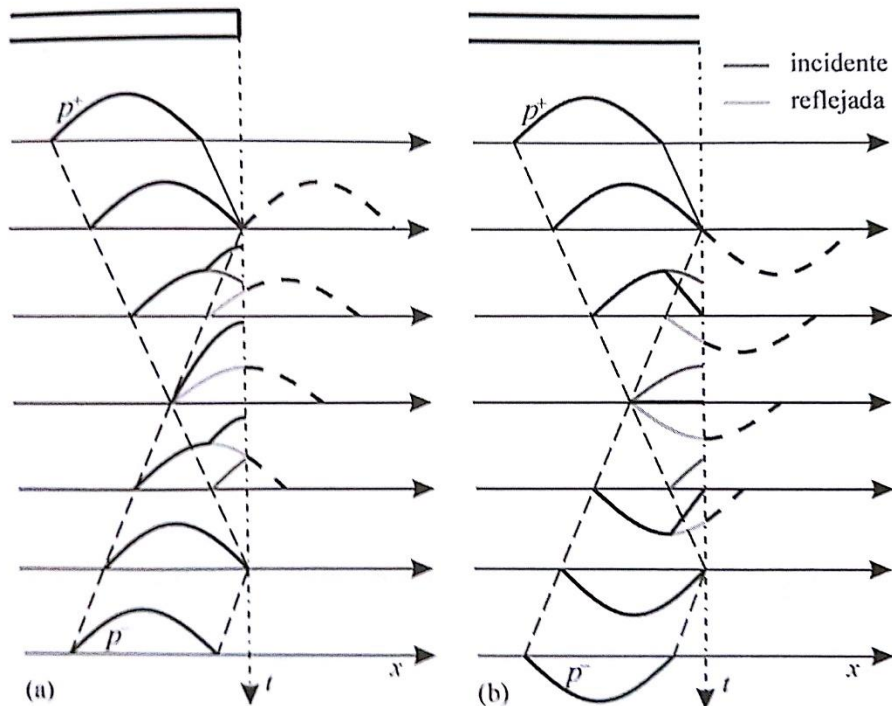


Figura 10: Interacción entre onda y a) extremo cerrado; b) extremo abierto [6]

Cabe decir que, en el caso del extremo abierto, las ecuaciones son una simplificación de lo que ocurre en la realidad. Ya que de cumplirse completamente la onda no sería viable desde el punto de vista energético. Para serlo, se puede demostrar que la onda reflejada tiene una amplitud ligeramente menor a la onda incidente.

Otro tipo de singularidad con la que pueden interactuar las ondas es un cambio brusco de sección. En estos casos se produce una onda de reflexión y una onda que se transmite aguas abajo, tal y como se puede ver en la Figura 11. Si el cambio es de una sección menor a una mayor, lo que se produce son una onda reflejada y una onda transmitida de amplitudes menores a la de la onda incidente en valor absoluto. En este caso la amplitud de la onda reflejada tiene sentido contrario a la onda incidente. Por este motivo se dice que un ensanchamiento brusco de sección actúa como un extremo parcialmente abierto.

Si lo que se produce es un estrechamiento brusco, lo que ocurre es que la onda que se transmite tiene una amplitud mayor a la onda incidente y la reflejada tiene el mismo sentido de amplitud que la onda incidente, pero su valor absoluto es menor. Este fenómeno se representa gráficamente en la Figura 11.

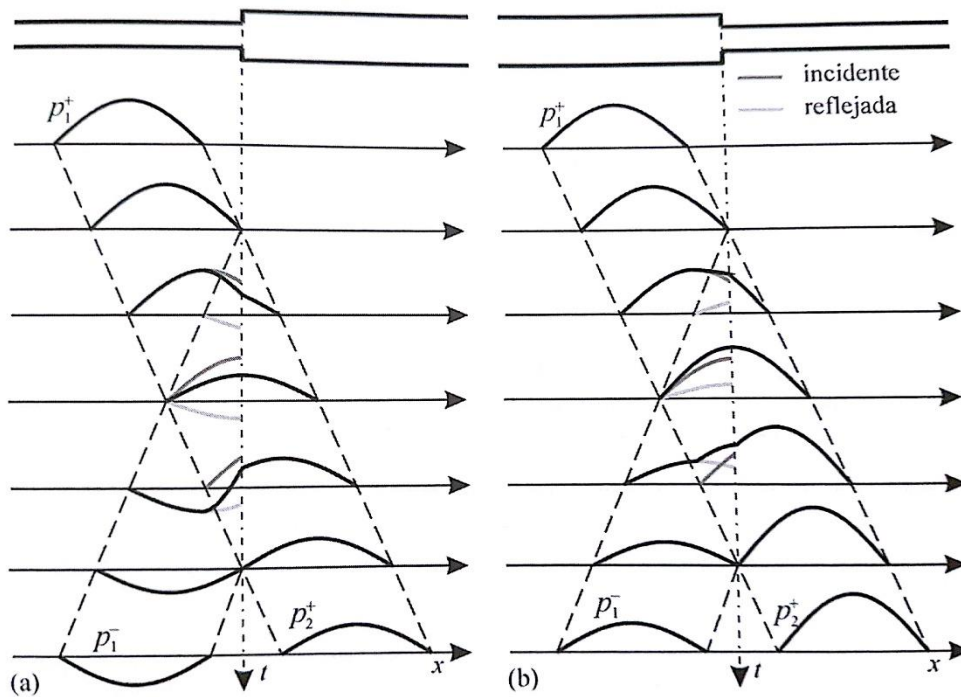


Figura 11: Cambio de sección a) Ensanchamiento; b) Estrechamiento [6]

También, tanto en colectores de escape como en los de admisión, suele ser frecuente el uso de uniones entre conductos ya sea de forma directa (mediante uniones en Y o en T) o mediante un depósito (*plenum*). Como es de imaginar, el estudio y modelado de estas uniones es de gran dificultad y actualmente se recurre al modelado mediante programas de dinámica de fluidos computacional. Para este proyecto, se va recurrir a un modelo muy simplificado que considera que la unión es unidimensional y lineal, que la unión forma un volumen en el cual puede suponerse que la presión es uniforme. Propóngase la bifurcación de un conducto en dos conductos uno de ellos con una sección igual al de la sección del conducto de entrada y el otro cuya sección es dos veces el área del conducto de entrada, tal y como queda reflejado en la Figura 12. Debido a que se considera que la presión es uniforme en la unión, se puede decir que la presión en los extremos de cada conducto y en la unión (d) es igual.

Ecuación 17

$$p_1 = p_2 = p_3 = p_d$$

Por otro lado, al tomar como hipótesis que la unión tiene un volumen finito (V) se puede expresar la ecuación de continuidad de la siguiente forma:

Ecuación 18: Ecuación de continuidad en la unión

$$V \frac{dp_d}{dt} = \rho_0 A_1 u_1 - \rho_0 A_2 u_2 - \rho_0 A_3 u_3$$

Teniendo en cuenta una evolución isentrópica de la presión y densidad y que el área del conducto uno es igual al área del conducto tres, la ecuación queda de la siguiente manera:

Ecuación 19

$$\left(\frac{V}{\rho_0 a_0^2}\right) \left(\frac{dp_d}{dt}\right) = A_1(u_1 - u_3) - A_2 u_2$$

Aplicando los principios de la Ecuación 12 y de la Ecuación 13 a la Ecuación 19 se obtiene el siguiente sistema de ecuaciones.

Ecuación 20

$$p_1^+ + p_1^- = p_2^+ = p_3^+ = p_d$$

Ecuación 21

$$(p_1^+ - p_1^-) - \left(1 + \frac{A_2}{A_1}\right) p_2^+ = \frac{1}{A_1} \frac{V}{a_0} \frac{dp_2^+}{dt}$$

Resolviendo el anterior sistema de ecuaciones se llega a la Ecuación 22 como resultado. La cual sirve para obtener los valores de p_2^+ si se conoce el valor de p_1^+ y para analizar el carácter transitorio de la hipótesis de volumen finito del nexo. Este hecho resulta del estudio de la Figura 12, donde se muestra la evolución de la presión de los puntos 1 y 2 respecto al tiempo. Al tomar la hipótesis comentada, se introduce un término transitorio que se manifiesta en una mayor duración de las ondas resultantes y sobre todo en el cambio de signo que afecta a la onda de reflejada, la cual empieza siendo una onda de rarefacción, pero debido a este término transitorio se torna de compresión en su etapa final.

Ecuación 22

$$\frac{dp_2^+}{dt} + \frac{a_0(2A_1 + A_2)}{V} p_2^+ = \frac{2A_1 a_0}{V} p_1^+$$

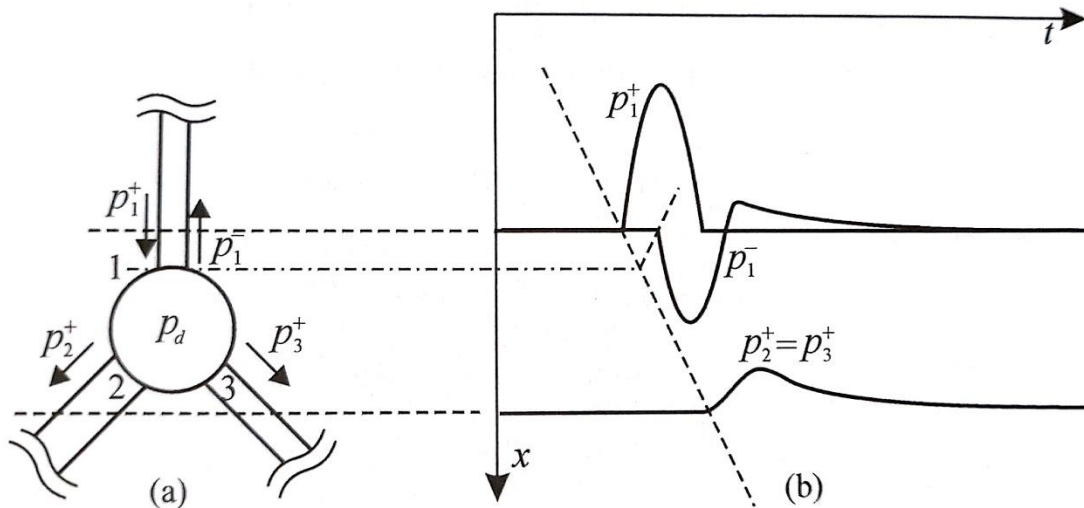


Figura 12: Unión entre conductos [5]

Debido a la naturaleza de la Ecuación 22, se puede identificar el término que multiplica a p_2^+ como la inversa del tiempo característico de la unión τ_d .

Ecuación 23: Tiempo característico de la unión

$$\tau_d = \frac{V}{a_0(2A_1 + A_2)}$$

Si se define del mismo modo un tiempo característico de la onda incidente τ_p , de forma que $dp_2^+/dt \sim p_2^+/\tau_p$ el carácter transitorio de la unión será considerable si $\tau_p \sim \tau_d$ (Figura 12). Por el contrario, si $\tau_d \gg \tau_p$, la Ecuación 22 se simplifica a $dp_2^+/dt \approx 0$, llegando a la conclusión de que no existe fluctuación de presión por lo que no se transmite ninguna onda. En estas condiciones, la onda reflejada se corresponde con la examinada para un extremo abierto $p_1^+ = -p_1^-$. Este comportamiento se corresponde con el uso de una unión de conductos mediante un depósito de gran volumen ya que, al aumentar V , τ_d aumenta también.

Sin embargo, si $\tau_d \ll \tau_p$ el término de la ecuación que resulta despreciable es el término transitorio, en este caso la ecuación queda de la siguiente manera.

Ecuación 24

$$p_2^+ = \frac{2}{1 + \sigma'} p_1^+ \quad \text{donde} \quad \sigma' = \frac{A_1 + A_2}{A_1}$$

La Ecuación 24 se asemeja también desde el punto de vista de la onda de reflexión al caso del extremo parcialmente abierto.

Finalmente, un último tipo de singularidad es el ocasionado por la presencia de conductos de sección variable, tal y como las pipas de escape y admisión en un motor de cuatro tiempos real.

Al ser un cambio de sección que no ocurre en una longitud despreciable, las ecuaciones asociadas a este tipo de singularidades son de gran complejidad y no se van

a desarrollar en este trabajo. Sin embargo, sí es posible obtener ciertas conclusiones tomando como base los apartados anteriores.

Bien es cierto que un conducto de sección variable puede representarse como la sucesión de infinitos cambios bruscos de sección, por lo tanto podrían aplicarse las ecuaciones correspondientes al ensanchamiento y estrechamiento brusco a lo largo de la longitud en la que se produce el paulatino cambio de sección.

Sin llegar a demostrar matemáticamente lo descrito anteriormente, es fácil convencerse de que, al pasar una onda por un conducto divergente, resulta una onda de reflexión de signo contrario, tal y como sucede en un ensanchamiento brusco. La diferencia que existe entre un ensanchamiento brusco y el conducto divergente es que, en el conducto divergente la duración de la onda reflejada es mayor y de menor amplitud, debido a que está compuesta por una sucesión de ondas reflejadas en cada salto de sección con un retraso cada vez mayor y una amplitud cada vez menor.

Para un conducto convergente ocurre un fenómeno parecido. En este caso, la onda reflejada y transmitida tiene el mismo signo, tal y como ocurre en un estrechamiento brusco. Pero la onda reflejada tiene mayor duración y menor amplitud, al igual que ocurre en el caso anterior.

Para poder entender en mayor medida los fenómenos que ocurren en un conducto de sección variable se adjunta la Figura 13. Donde se presentan ambos casos.

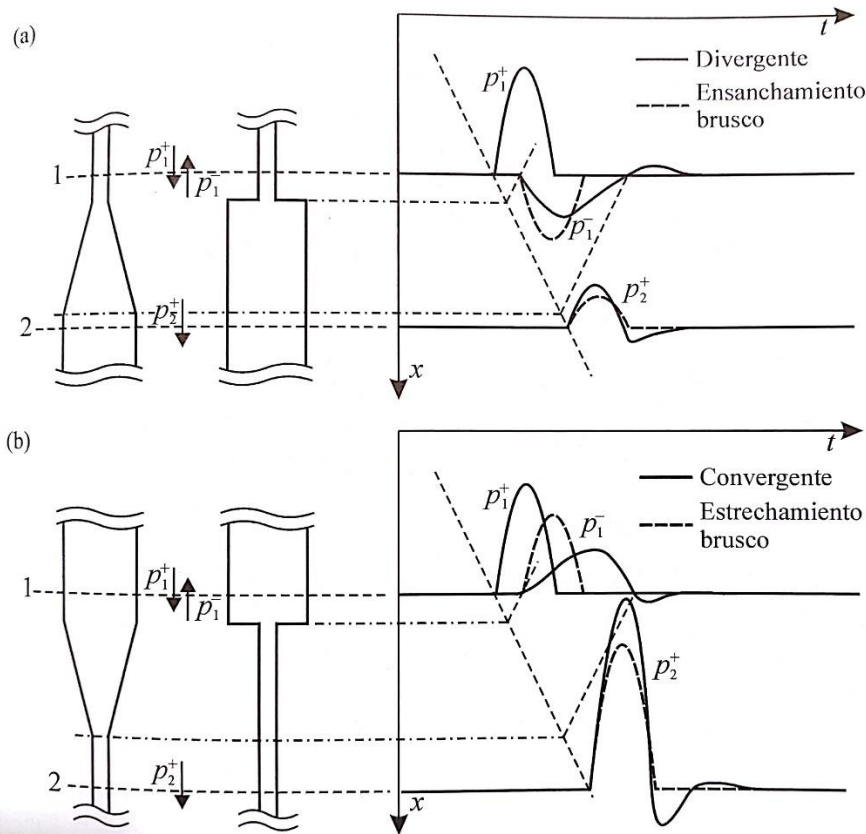


Figura 13: Reflexión y transmisión de ondas en conductos de sección variable a) divergente, b) convergente [5]

Si se compara la Figura 13 con la Figura 12, se comprueba que el comportamiento es el mismo de forma cualitativa. De manera que, los efectos transitorios se harán presentes cuando el tiempo característico relacionado a la propagación de la onda en el conducto de área variable sea similar al tiempo característico τ_p vinculado a la onda incidente.

En el apartado 2.4.3- Propagación de las ondas en conductos considerando flujo adiabático, cabe destacar que todo lo comentado se puede aplicar casi exclusivamente a los conductos de admisión ya que para los conductos de escape la suposición de flujo adiabático no se puede aplicar. Por lo tanto, para diseñar un colector de admisión sintonizado de sección constante y sin singularidades, se puede tomar la Ecuación 25 como primera aproximación sencilla para calcular la longitud del colector.

Ecuación 25: Longitud de sintonizado para el colector de admisión sin singularidades

$$L = \frac{\theta \bar{c}_{pr}}{4\pi n} \approx \frac{\theta a_0}{4\pi n} \quad \text{donde} \quad a_0 = \sqrt{\gamma RT}$$

Donde θ toma valores entre $\pi/2$ y $(2/3)\pi$ radianes y n representa el régimen de giro al que se quiere sintonizar el colector expresado en revoluciones por segundo. Sintonizando de manera correcta el colector de admisión se pueden obtener beneficios sustanciales de hasta un 25% de aumento del rendimiento volumétrico para el caso ideal.

Finalmente, hay que comentar la existencia de colectores de admisión de geometría variable. Estos colectores, poseen una parte móvil que regula la longitud del colector de admisión en función del régimen de giro del motor. Para de esta manera tener un colector sintonizado para cualquier régimen de giro.

2.4.4-Flujo no adiabático

Tal y como se ha dicho, para los conductos por los que circulan gases de escape, no es válida la hipótesis en la que se considera que el flujo presenta condiciones adiabáticas. Esto es debido a que los gases de escape al salir del cilindro se encuentran a una temperatura muy superior a la del ambiente, de manera que no son despreciables los fenómenos de transmisión de calor entre las paredes de los conductos y el flujo. Por tanto, dicha transferencia de calor que determina la temperatura de los gases, acaba determinando la velocidad de las partículas del flujo y las oscilaciones de presión. Otros efectos que la transmisión de calor tiene, son aquellos aspectos esencialmente energéticos. Como es el caso de la pérdida de energía disponible en la turbina en motores turbosobrealimentados.

Durante la descarga de los gases de escape, estos se quedan alojados momentáneamente en la pipa de escape y parte del colector. Es durante este tiempo cuando se produce un gradiente térmico hacia las paredes de los conductos, de manera que la descarga siguiente produce una singularidad referida al campo de temperaturas. Dicha singularidad va perdiendo protagonismo conforme los gases van alcanzando la boca del escape, debido tanto al proceso de mezcla con los gases provenientes de otros cilindros como a la transferencia axial de temperaturas. Obviamente, a lo largo de toda la línea de escape se produce una transferencia de calor desde el flujo hacia las paredes del conducto, de manera que el fluido se va enfriando progresivamente hasta que se establece un gradiente de temperaturas constante alrededor de la zona común del sistema de escape.

Para analizar dicho proceso, es de gran interés conocer qué parte concreta del sistema de escape se analiza, ya que la transmisión de calor tiene características muy diferentes según el tramo del sistema de escape.

El carácter transitorio del flujo es un punto importante para estudiar la transmisión de calor hacia las paredes. En el caso de los conductos conectados únicamente a un cilindro, las condiciones del flujo dependen fundamentalmente de la frecuencia de descarga de este cilindro. Mientras que en aquellos conductos que reciben gases provenientes de todos los cilindros, la descarga será mucho más rápida ya que, el periodo básico será la frecuencia de encendido del motor.

En este último caso, al considerarse tiempos característicos cortos y que las variables características del flujo en cualquier punto del espacio cambian según dicho tiempo, se puede simplificar el problema haciendo uso de aproximaciones estacionarias o cuasiestacionarias. Normalmente se utilizan expresiones para flujo turbulento completamente desarrollado para condiciones cuasiestacionarias como la Ecuación 26.

$$Nu = 0,0395 Re_c^{3/4} Pr^{1/3}$$

En el caso de conductos únicamente afectados por la descarga de un cilindro, al ser el tiempo característico del mismo orden que el tiempo de respuesta del sistema gas-pared, no puede dejarse de lado el carácter transitorio.

Otro aspecto a considerar es la relación entre la turbulencia y la transmisión de calor. En las pipas de escape, a parte de la turbulencia generada por los esfuerzos cortantes en las zonas cercanas a las paredes, existe otro foco de turbulencia debido a la formación de remolinos en el asiento de válvula (Figura 14). Las pipas se parecen a conductos convergentes que, debido a la alta velocidad del flujo (u_j) se forma a una zona denominada región de separación. En esta se forman los torbellinos de diámetro aproximadamente igual a la mitad de la sección del diámetro nominal de la pipa, que se mueven a una velocidad lineal (u_c) y con una velocidad de giro (u_t). Siendo esta última la causante del aumento de la turbulencia. De forma que, a mayor turbulencia, mayor coeficiente de transmisión de calor.

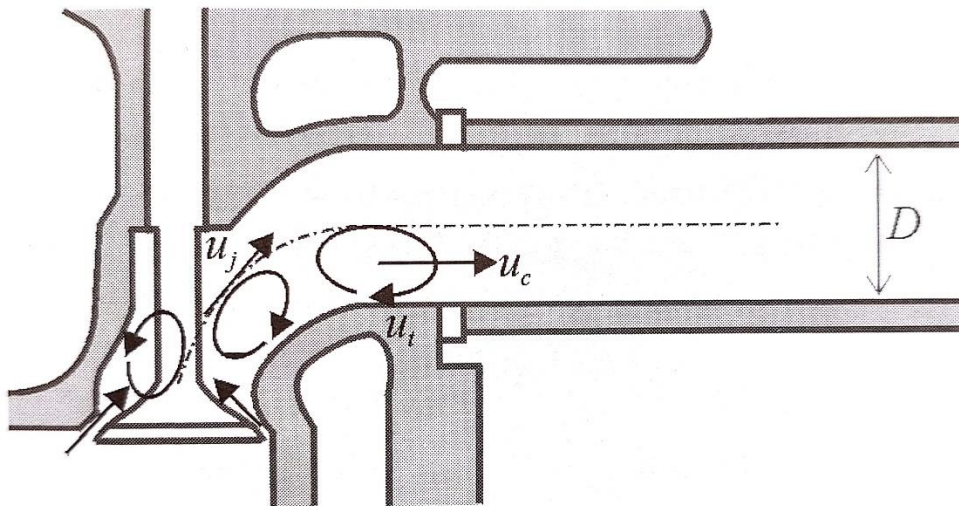


Figura 14: Flujo en la pipa de escape [5]

Debido a la enorme complejidad que entraña el análisis de un flujo turbulento transitorio no es posible realizar una predicción exacta de este fenómeno. Pero no por esa razón no se pueden sacar conclusiones válidas. Para ello se analiza por separado la turbulencia que se genera en la válvula y la condición transitoria del flujo.

Acudiendo a la ayuda de la dinámica de fluidos computacional, esta permite constatar que, para flujo estacionario el efecto de la turbulencia sobre el coeficiente de película se mantiene hasta llegar a aproximadamente veinte diámetros aguas abajo de la válvula, zona a partir de la cual este efecto desaparece. En este caso el número de Nusselt en cualquier punto puede obtenerse mediante la Ecuación 27.

$$Nu = Nu_{\infty} + (Nu_0 - Nu_{\infty})\Psi\left(\frac{x}{D}\right)$$

Donde Nu_0 es el valor del número de Nusselt en la entrada de la pipa de escape, Nu_{∞} es el número de Nusselt para un punto alejado de la válvula y $\Psi\left(\frac{x}{D}\right)$ hace referencia a la disminución exponencial de la posición axial. Como Nu_0 es de 2 a 6 veces mayor que Nu_{∞} queda confirmado que la turbulencia generada en la pipa de escape tiene un gran impacto sobre la transmisión de calor.

Atendiendo al carácter transitorio del proceso, se puede calcular de forma aproximada el número de Nusselt a partir de número de Reynolds, pero sin utilizar la velocidad instantánea del flujo. En su lugar, se emplea una velocidad llamada efectiva (u_{ξ}) que tenga en cuenta los pasos anteriores del flujo. Dicha velocidad puede definirse como una ponderación entre la velocidad en un instante concreto y sus valores en un periodo de tiempo acotado (τ_c), aumentando el valor de la ponderación cuanto más cerca en el tiempo es el instante.

Ecuación 28: Velocidad efectiva

$$u_{\xi}(t) = \frac{1}{\int_0^{\tau_c} \xi(t') dt'} \int_0^{\tau_c} u(t-t') \xi(t') dt'$$

Donde $\xi(t')$ es la función de ponderación que cumple que $\xi(0) = 1$ y $\xi(\tau_c) \approx 0$ como se ha comentado en el párrafo anterior. De manera que, la velocidad efectiva nunca podrá llegar a ser nula.

Si se define el número de Reynolds efectivo (Ecuación 29) se puede demostrar que para zonas alejadas de la válvula se puede utilizar la Ecuación 30.

Ecuación 29: Número de Reynolds efectivo

$$Re_{\xi} = \frac{\rho u_{\xi} D}{\mu}$$

Ecuación 30: Correlación para zonas alejadas de la válvula de escape

$$Nu_{\infty} = 1,6 Re_{\xi}^{0,4}$$

De esta manera, haciendo uso de la Ecuación 27 y de la Ecuación 30 se puede analizar tanto la turbulencia como el carácter transitorio del flujo.

Una vez expuesta cómo es la transmisión de calor en los conductos de escape, ahora se va a ver como se relaciona este fenómeno con la propagación de las ondas de presión. Para analizar este problema de la forma más sencilla posible, se va a desglosar en dos casos más fáciles de entender. Uno de ellos trata de considerar la propagación adiabática del flujo y otro trata de considerar un cambio brusco de temperatura.

Tras una serie de cálculos se obtienen las siguientes expresiones:

$$p_1^- = \frac{1 - \delta}{1 + \delta} p_1^+$$

$$p_2^+ = \frac{2}{1 + \delta} p_1^+$$

Donde δ es la relación de velocidades del sonido ($\delta = a_{01}/a_{02}$). Por lo que, si se produce un aumento brusco de temperatura, el flujo se comporta como si hubiese un estrechamiento brusco y viceversa.

Finalmente, para diseñar de forma simple un colector de escape de sección constante para un solo cilindro, se puede tomar la Ecuación 31 como primera aproximación sencilla para calcular la longitud del colector. En este caso, el valor que adopta θ es de π radianes y n representa el régimen de giro al que se quiere sintonizar el colector expresado en revoluciones por segundo.

Ecuación 31: Longitud de colector de escape sintonizado

$$L = \frac{\theta \bar{c}_{pr}}{4\pi n} \approx \frac{\theta a_0}{4\pi n} \quad \text{donde} \quad a_0 = \sqrt{\gamma RT}$$

Sintonizando de manera correcta el colector de escape se pueden obtener un aumento de hasta un 5% del rendimiento volumétrico para el caso ideal.

3-Descripción del motor y colectores

Una vez explicados los conceptos y fundamentos básicos relacionados con la parte de los motores que se trata en este documento, se puede hacer referencia a la ficha técnica del sistema ensayado.

El motor ensayado consta de las siguientes características conceptuales y constructivas:

Característica	Tipo/Valor
Tipo de encendido	Motor de encendido provocado (MEP)
Sistema de sobrealimentación	Turbosobrealimentación con mecanismo de <i>wastegate</i>
Inyección	Directa
Ciclo termodinámico	Cuatro tiempos
Carrera del cilindro	81,2 mm
Diámetro del cilindro	72,2 mm
Número de cilindros	Cuatro
Relación de compresión	10,6
Radio del cigüeñal	40,6 mm
Longitud de biela	128 mm
Excentricidad de la unión biela-pistón	-0,5 mm
Régimen de giro máximo	6300 rpm

Hay que realizar un pequeño matiz en este apartado al hacer referencia al modo de regulación del turbocompresor.

El turbocompresor que monta el motor cuyas características se muestran en la tabla anterior, regula la presión de salida de compresor y la temperatura en el colector de escape mediante un mecanismo de *wastegate*. Este mecanismo consta de una válvula que regula la cantidad de flujo que pasa por un *bypass* situado entre el colector de escape y la salida de turbina, de manera que si se necesita mayor potencia y no se está cerca del límite de temperatura en el colector de escape, se cierra la válvula los grados necesarios haciendo pasar una mayor parte del flujo de escape por la turbina, proporcionando de esta forma la potencia requerida. En la Figura 15 y Figura 16 se puede ver la válvula en posición abierta y cerrada respectivamente. Además, en la Figura 17 se puede ver el mecanismo que actúa sobre la válvula *wastegate*.

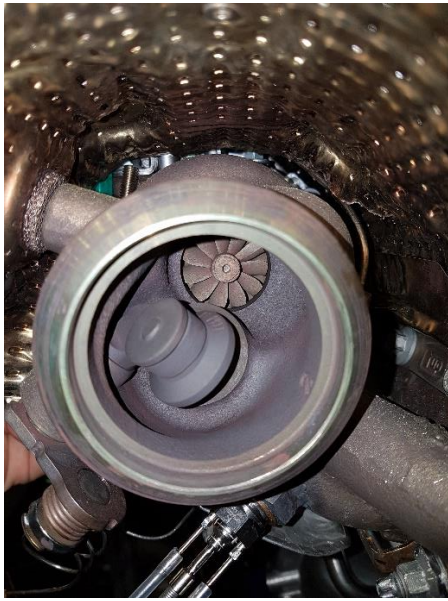


Figura 15: Válvula wastegate abierta

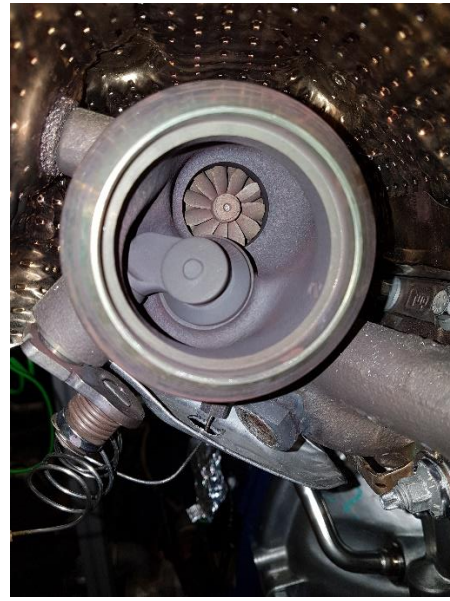


Figura 16: Válvula wastegate cerrada

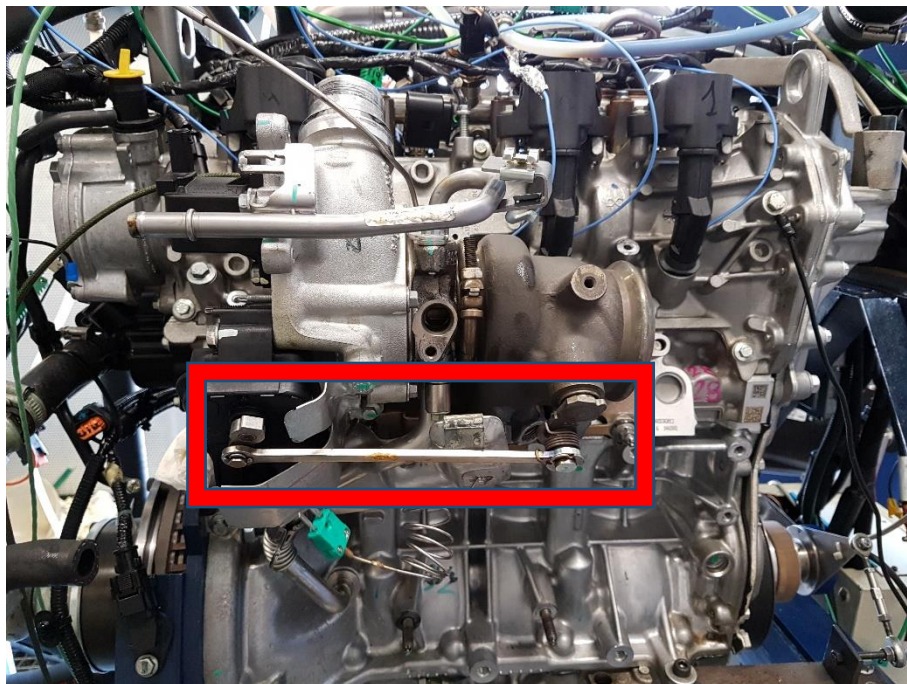


Figura 17: Mecanismo actuador de la válvula wastegate

Finalmente, a pesar de ser éste el método de regulación de la potencia del turbocompresor con el que se ha trabajado, cabe aclarar que esta no es la única manera que existe de regulación. Existen lo que se conocen como Turbocompresores de Geometría Variable (TGV) que no tienen un *bypass* entre el colector de escape y la salida

de turbina. Para regular la carga, este tipo de turbocompresores lo que hacen es cambiar el ángulo de ataque de los álabes del estátor de la turbina. En la Figura 18 se muestra de manera esquemática el funcionamiento de un turbocompresor de geometría variable para regular la carga.

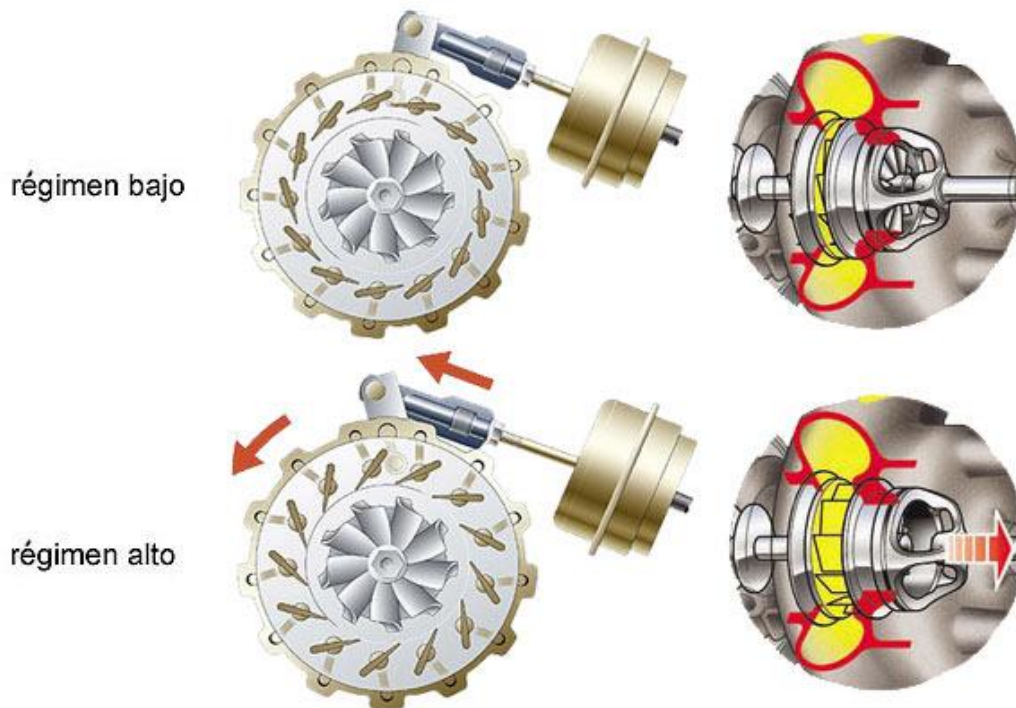


Figura 18: Esquema del funcionamiento de un turbocompresor de geometría variable [7]

En lo que se refiere al colector de admisión, el colector base consiste en un único volumen desde el que se distribuye el aire de admisión de los cuatro cilindros. El montaje de este colector se muestra en la Figura 19.

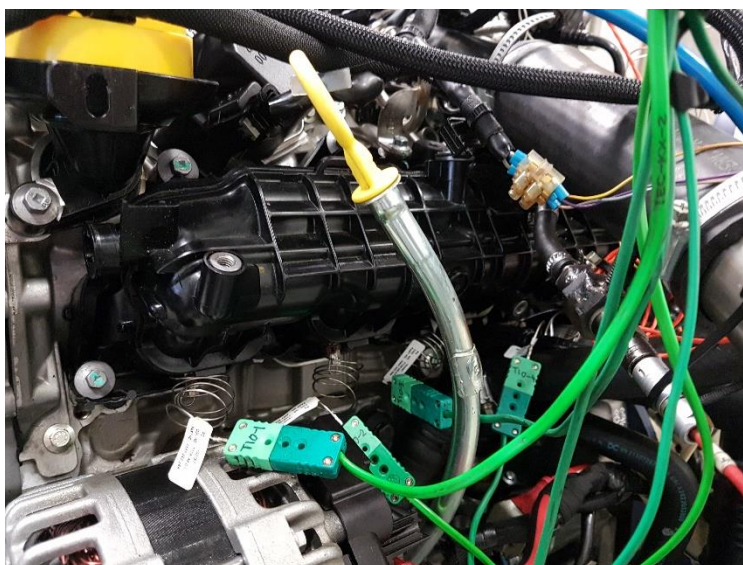


Figura 19: Colector base

De esta manera, las fluctuaciones de presión ocasionadas por el movimiento alternativo de cada cilindro prácticamente se anulan entre sí. Este fenómeno se debe a que, mientras la presión en los cilindros centrales se encuentra en la parte positiva de la onda, la presión en los cilindros exteriores se encuentra en la parte negativa, es decir, la onda de presión que producen los cilindros interiores está desfasada ciento ochenta grados respecto a la que producen los cilindros exteriores y viceversa. De manera que, si se realiza la composición de las ondas, la onda resultante tiene el mismo valor medio que las iniciales y un valor alternante nulo teóricamente. Sin embargo, debido a la dispersión de la presión suministrada por el compresor, así como la geometría no perfectamente simétrica del colector, ni la forma de las ondas ni el desfase entre estas son perfectos de manera que en la realidad la composición de ondas da como resultado otra onda con características aproximadamente iguales a la teórica. Este hecho se representa en la Figura 20.

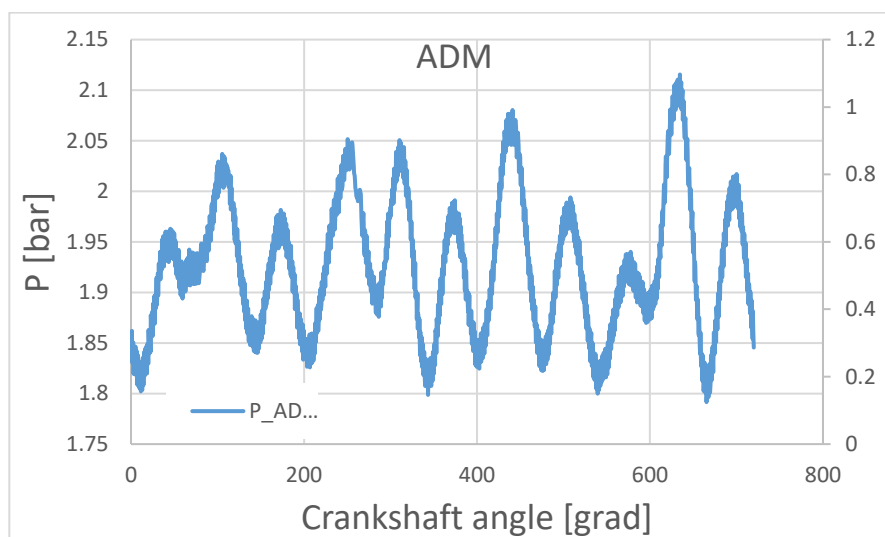


Figura 20: Presión de admisión con el colector base.

El colector sintonizado que se ha montado para intentar aprovechar las oscilaciones de presión provocadas por el movimiento de los pistones trata de hacer coincidir el valle de la onda de presión correspondiente a cada cilindro con la apertura de la válvula de admisión. De esta forma se consigue, por un lado, bajar la temperatura en el cilindro a lo largo de todo el ciclo y, por tanto, la temperatura de los gases en el colector de escape. Por tanto, en condiciones de funcionamiento donde la capacidad de sobrealimentar esté limitada por esta temperatura, es posible incrementar esta sobrealimentación. Además, el hecho de que la temperatura sea más baja hace menos probable la aparición del *knocking*, por lo que es posible trabajar con un punto de encendido más próximo al óptimo termodinámico. Como contrapartida, al producirse la admisión durante el valle de presión, la densidad del aire será en general menor a la que se podría alcanzar con el colector tradicional, limitando el rendimiento volumétrico.

En la Figura 21 se muestra el colector sintonizado antes de ser montado en el motor. El colector une los cilindros interiores entre sí y hace lo mismo con los exteriores.

Después del tramo de longitud sintonizado, se unen las dos ramas en una para de esta forma, utilizar una única válvula de mariposa, que es la misma previamente disponible en el motor.

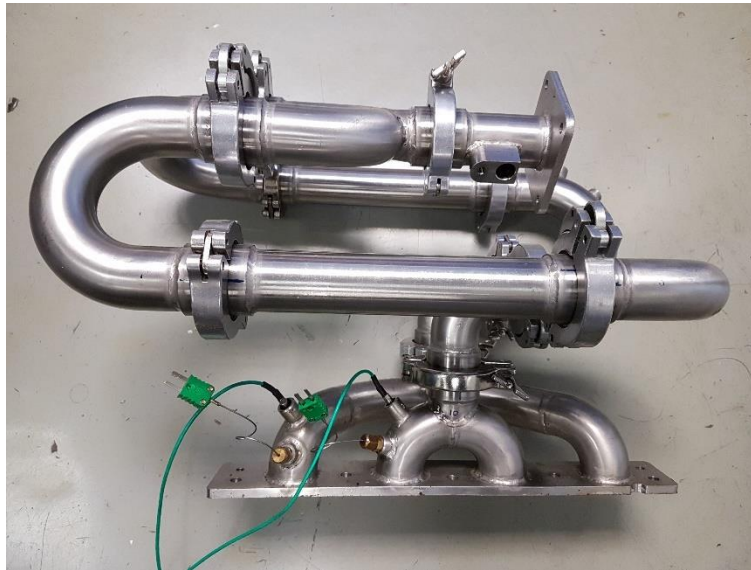


Figura 21: Colector sintonizado

Para montar este colector en el motor, hacen falta otras dos partes. La primera es la tapa de los árboles de levas, ya que el colector base lleva esta parte integrada, y la otra parte es la unión entre el colector y la culata del motor. Dichas partes se pueden observar en la Figura 22.

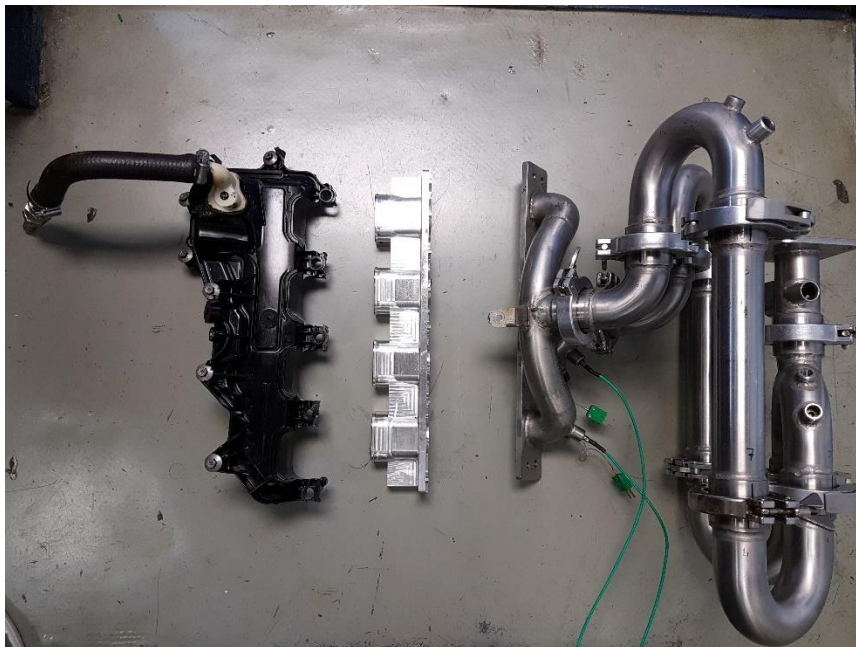


Figura 22: Piezas para el montaje del colector sintonizado

Una vez acopladas estas tres partes, el colector montado queda tal y como se ve en la Figura 23.

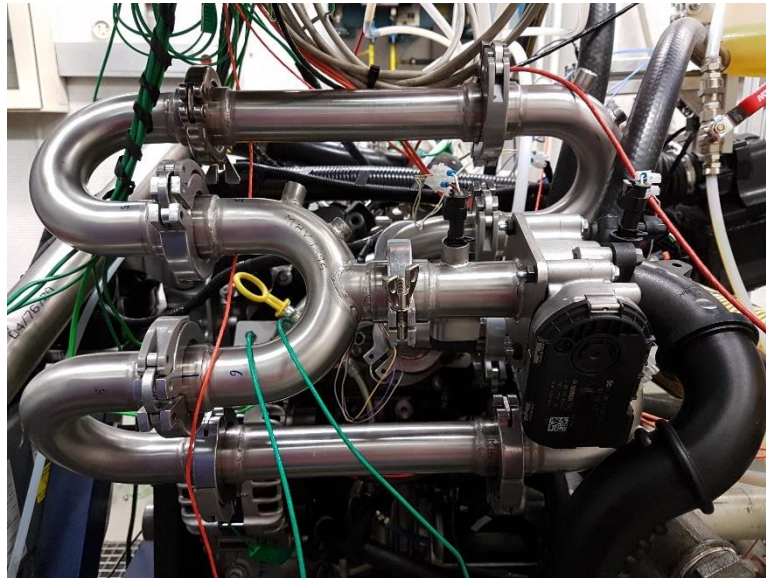


Figura 23: Acoplamiento entre motor y colector sintonizado

Cabe destacar que el colector sintonizado se montará con tres configuraciones diferentes. La primera monta una longitud mayor, ya que los conductos centrales son de una longitud de 218 mm. En la segunda los conductos centrales son sustituidos por otros de 100 mm de longitud. Ambos conductos tienen un diámetro interior igual a 35 mm. En la Figura 24 se muestra una imagen comparativa de ambas longitudes.



Figura 24: Longitudes de sintonizado

Lo que realizamos al variar la longitud del colector es cambiar el régimen de giro para el cual está sintonizado. Generalmente, cuanto más corta sea la longitud del colector, este estará sintonizado para un régimen de giro más elevado.

Finalmente, al realizar los ensayos se montará un *bypass* en la configuración con mayor rendimiento, el cual se muestra en la Figura 25. Esta pieza se coloca con el fin de comunicar los conductos de admisión de los cilindros interiores con los exteriores. De esta manera, lo que se logra es que las fluctuaciones de presión producidas por los pistones interiores se anulen con las fluctuaciones de presión de los cilindros exteriores. Así se logra que el colector sintonizado se parezca en mayor medida al colector base para aquellas condiciones en las que el nuevo colector no proporcione ventajas. Siendo la idea final del trabajo, la colocación de una válvula que regule el paso de aire entre ambos conductos para obtener el mayor resultado posible en lo que se refiere a rendimiento y potencia producida por el motor.



Figura 25: Bypass del colector sintonizado

Al analizar las fluctuaciones de presión producidas en el colector sintonizado llamado, se obtienen los resultados expuestos en la Figura 26. Tal y como se ha dicho, al utilizar el colector sintonizado y disminuir la temperatura de admisión, se observa cómo se ha conseguido comprimir más con el colector sintonizado que con el colector base, tanto al analizar la presión media como la instantánea.

Posteriormente, en el capítulo 6 se procederá a comparar ambos colectores en profundidad.

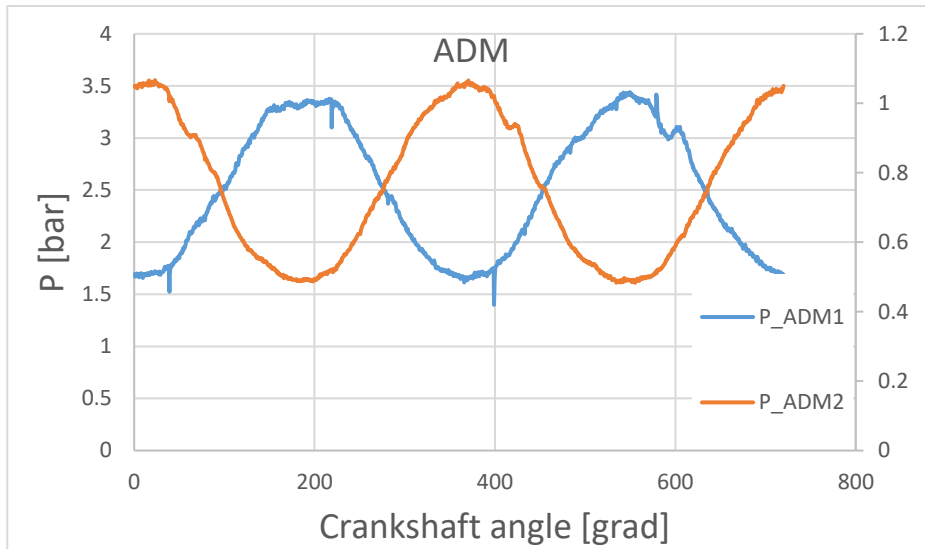


Figura 26: Fluctuación de la presión de admisión con el colector sintonizado

4-Instrumentación y control

En este capítulo se van a exponer datos sobre los diferentes sensores y sistemas de control. Gracias a los mismos se han podido llevar a cabo los ensayos. Muchas veces, no se reflexiona lo debido sobre la importancia de realizar medidas correctamente, ya que en determinados casos la medida que nos dé el instrumento de medida se tiene que creer ciegamente porque es imposible determinar si es o no verdaderamente cierta. De ahí la importancia que tienen los sensores, sistemas de control y la calibración de los mismos. Así como de las sencillas comprobaciones de su correcto funcionamiento.

Con el fin de conocer las condiciones de funcionamiento del motor, este ha sido instrumentado con:

1. Sensores
2. Sistemas de adquisición de datos y control

4.1-Sensores

Estos instrumentos de medida se dividen en diferentes tipos, dependiendo del tipo de medida que se realice. En este caso los sensores que se han acoplado al sistema con el fin de obtener la mayor información posible del motor son:

1. Termopar
2. Termorresistencia
3. Sensor de régimen del turbocompresor
4. Sensor de presión media
5. Sensor de presión instantánea
6. Bujía instrumentada
7. Codificador angular
8. Torquímetro
9. Caudalímetro
10. Balanza de combustible
11. Sonda Lambda

4.1.1-Termopar

Este sensor consta de dos filamentos de metal conductores, de diferentes propiedades unidos en el extremo. A esta unión se la conoce por el nombre de unión caliente y forma el punto donde se va a realizar la medida de temperatura. Al otro extremo de los filamentos se le conoce como unión fría. De manera que, al detectar un aumento o disminución de temperatura en la junta caliente, se produce una diferencia de potencial proporcional a la temperatura. Esta diferencia de voltaje, se debe a la diferencia de densidad entre los metales y a la diferencia de temperaturas entre la junta caliente y la fría.

Esto último quiere decir que un termopar no mide la temperatura absoluta, sino la diferencia de temperatura entre un punto a una temperatura elevada (unión caliente) y otro a menor temperatura (unión fría). Ya que la medida de tensión se suele hacer a

temperatura ambiente, se realiza lo que se conoce como “compensación de la unión fría” para poder medir la temperatura absoluta.

Existen diferentes tipos de termopares en función de los metales utilizados, elementos del sensor, etc. Los más utilizados son los termopares tipo K. Cuyo conector positivo es de níquel-cromo y el conector negativo es de níquel-aluminio.

También, existen variaciones del diámetro del termopar según el uso que se le quiera dar. Si lo que se quiere es medir temperaturas medias altas, estando el termopar sometido a fuerzas de magnitud considerable, en este caso es apropiado el uso de un termopar con un diámetro grande, por ejemplo de 3 mm. Sin embargo, si lo que se quiere es medir un transitorio de temperatura, estando el termopar sometido a esfuerzos despreciables, en este caso es de interés utilizar un termopar con un diámetro pequeño para evitar el retraso en la medida debido a fenómenos de transmisión de calor.

Finalmente, en el motor ensayado se han colocado termopares para medir las siguientes temperaturas:

Nombre de la variable	Medida asociada
T_AIR_FILT_OUT	Temperatura del aire de entrada al compresor.
T_COMP_OUT	Temperatura del aire a la salida del compresor.
T_INTERCOOLER_OUT	Temperatura del aire de admisión a la salida del <i>intercooler</i> .
T_IN_MANI_1	Temperatura del aire del colector de admisión.
T_ADM_CYL_1	Temperatura del aire de admisión del cilindro uno.
T_ADM_CYL_2	Temperatura del aire de admisión del cilindro dos.
T_ADM_CYL_3	Temperatura del aire de admisión del cilindro tres.
T_ADM_CYL_4	Temperatura del aire de admisión del cilindro cuatro.
T_EXH_MANI	Temperatura de los gases del colector de escape.
T_TURBINE_IN_INST	Temperatura de los gases a la entrada de la turbina.
T_TURBINE_OUT	Temperatura de los gases de escape a la salida de la turbina.
T_DPF_IN	Temperatura de los gases de escape a la entrada del filtro de partículas.
T_DPF_OUT	Temperatura de los gases de escape a la salida de filtro de partículas.
T_OIL_TURBO	Temperatura del aceite del turbo.
T_COOLANT_IN_TURB	Temperatura del refrigerante del turbo.

4.1.2-Termorresistencia

Este tipo de sensor de temperatura funciona basándose en el cambio de la resistencia eléctrica que se produce entre dos filamentos metálicos debido a la variación de la temperatura. Constructivamente, la termorresistencia está formada por dos filamentos metálicos que suelen ser de platino, níquel, cobre u otro elemento metálico.

Estos filamentos se encuentran encapsulados y aislados con el fin de que la humedad no desvirtúe la medida. Debido a la casi imposibilidad de filtraciones de humedad que puedan alterar la medida, estos sensores son muy utilizados en la medida de temperaturas de líquidos.

En el caso del sistema ensayado, las termorresistencias colocadas son:

Nombre de la variable	Medida asociada
T_COOLANT_IN_MOT	Temperatura del líquido refrigerante que entra al motor.
T_COOLANT_OUT_MOT	Temperatura del líquido refrigerante que sale del motor.
T_OIL_GAL	Temperatura del aceite del motor situado en el cárter.
T_FUEL_INJ_BF	Temperatura del combustible.

4.1.3-Sensor de régimen del turbocompresor

Dicho sensor, es de gran importancia, ya que, al realizar ensayos a plena carga, el turbogrupo puede llegar a sobrepasar el valor límite de revoluciones por minuto que el fabricante dicta. El sensor utilizado en los ensayos es concretamente el *turboSPEED DZ140* de la compañía Micro-Epsilon, el cual se muestra en la Figura 27.



Figura 27: turboSPEED DZ140 [8]

El funcionamiento de este sensor, se basa en la distorsión de los campos magnéticos. El sensor emite un campo magnético que, al situarse a una distancia muy próxima de los álabes del rotor del compresor (se coloca en el compresor porque en la turbina no aguantaría la temperatura) es distorsionado de forma pulsante por estos. De manera que por cada pulso en la señal registrada quiere decir que ha pasado un álabe. Así, conociendo el número de álabes del compresor y el tiempo, se calcula el régimen de giro del turbocompresor. En la Figura 28 se puede ver la electrónica de este sensor y cómo tiene un cursor para definir el número de álabes del compresor.



Figura 28: Electrónica del sensor del turbocompresor

4.1.4-Sensor de presión media

Los sensores de presión media son utilizados para medir la presión en aquellos puntos en los que esta es constante o como valor de comprobación a otro sensor de presión instantánea.

El funcionamiento de este tipo de sensores está basado en el comportamiento piezorresistivo, es decir, a la modificación de la resistencia eléctrica del material con el que está fabricado en función de un esfuerzo mecánico. Estos sensores, se pueden diferenciar según la presión que resisten.

En el motor hay acoplados sensores de presión media con un rango de medida de 0 a 2 bar, este tipo de sensores se colocan en puntos donde se sepa que la presión no será muy superior a la presión atmosférica, por ejemplo, a la salida del filtro del aire.

También pueden encontrarse otros cuyo rango de medida es de 0 a 7 bar o incluso de 0 a 10 bar. Colocándose en zonas en las que se sepa que la presión va a ser superior a la atmosférica, como es el caso de la presión de combustible o de aceite.

Finalmente, en el siguiente cuadro se muestran el nombre de la variable y la medida de presión media asociada a cada uno de estos sensores que se encuentran instalados en el motor.

Nombre de la variable	Medida asociada
P_AIR_FILT_OUT	Presión de salida del filtro de aire.
P_COMP_OUT	Presión de salida del compresor.
P_IN_MANI_1	Presión del colector de admisión.
P_EXH_MANI	Presión en el colector de escape
P_TURBINE_OUT	Presión a la salida de la turbina
P_COOLANT_OUT	Presión del refrigerante que sale del motor.
P_COOLANT_IN_TURB	Presión de refrigerante a la entrada del turbo.
P_OIL_TURBO	Presión de aceite en el turbo.
P_OIL_GAL	Presión de aceite del motor.
P_FUEL_INJ_BF	Presión de combustible.

4.1.5-Sensor de presión instantánea

La principal diferencia entre este tipo de sensores y los de medida de presión media es que los de presión instantánea tienen una alta frecuencia de muestreo, lo que permite adquirir un gran número de datos para de esta forma, poder analizar el cambio de la presión en función de otra variable. En nuestro caso, se representa el cambio de la presión tanto en el colector de escape (Figura 29) como en el de admisión (Figura 30) en función del ángulo girado por el cigüeñal. Cabe destacar que el sensor situado en el escape, al estar sometido a altas temperaturas es de un tipo diferente a los sensores situados en el colector de admisión. Es por esta razón por la que el sensor de presión instantánea del colector de escape está refrigerado y el del colector de escape no, tal y como se observa en la Figura 31.

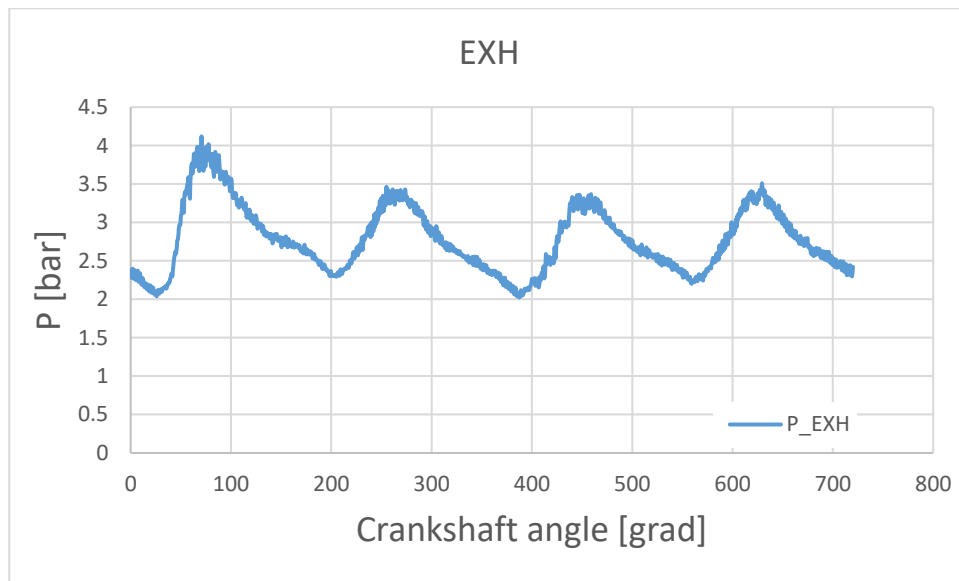


Figura 29: Presión en el colector de escape

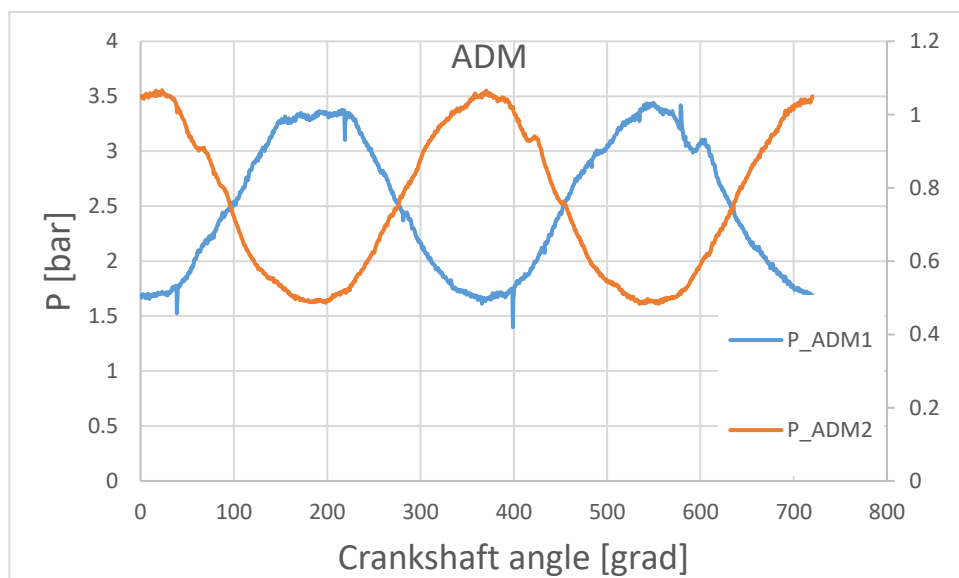


Figura 30: Presión de admisión en los cilindros interiores y exteriores



Figura 31: a) Kistler Tipo 4049A [9]



b) Kistler Tipo 4045A [10]

4.1.6-Bujía instrumentada

El sensor considerado en este apartado es en realidad un sensor de presión instantánea. Pero tiene la particularidad de que se encuentra integrado en la bujía. De esta manera, la bujía instrumentada permite registrar y analizar la variación de presión en la cámara de combustión.

Este hecho es de gran importancia ya que permite analizar cómo se desarrolla el proceso de combustión para el punto de funcionamiento que se quiera analizar. Además, permite extraer información sobre el llamado fenómeno de *knocking*, también conocido como picado de biela al observarse picos de presión en la cámara de combustión cuando la mezcla se autoenciende.

El *knocking* consiste, como ya se ha comentado, en el autoencendido de la mezcla de aire-combustible debido a la alta presión y temperatura en el cilindro. Este proceso crea un frente de llama que se desplaza por la cámara de combustión y que al encontrarse con el frente de llama creado por la chispa de la bujía se produce un choque entre ambos. Este choque provoca un incremento de la presión en la cámara de combustión en las inmediaciones del punto muerto superior que daña los componentes mecánicos del sistema.

Finalmente, con el fin de controlar y ver los sucesos que tienen lugar durante en la cámara de combustión se han utilizado bujías instrumentadas de la empresa AVL y modelo Z133 (Figura 32).



Figura 32: Bujía instrumentada AVL ZI33 [11]

4.1.7-Codificador angular

El codificador angular es un sensor que sirve para determinar la posición en la que se encuentra un elemento que se mueve según un movimiento circular. La utilidad que tiene este en el trabajo es determinar la posición del cigüeñal en cada instante para poder determinar en qué punto del ciclo se dan determinadas fluctuaciones de presión tal y como se ha visto en las figuras de los apartados 4.1.5-Sensor de presión instantánea y 4.1.6-Bujía instrumentada.

El funcionamiento de este tipo de sensor es muy parecido al del sensor de régimen del turbocompresor. El codificador angular está formado por una rueda dentada unida al cigüeñal u otro elemento con movimiento de rotación y un sensor óptico. De forma que al pasar cada diente, el sensor modifica su tensión de salida, de manera que cada uno de esos pulsos equivale a un cierto ángulo de giro.

El codificador angular que se ha utilizado para medir la posición del cigüeñal del motor es el *Crank Angle Encoder* de la empresa *Kistler* (Figura 33).



Figura 33: Crank Angle Encoder [12]

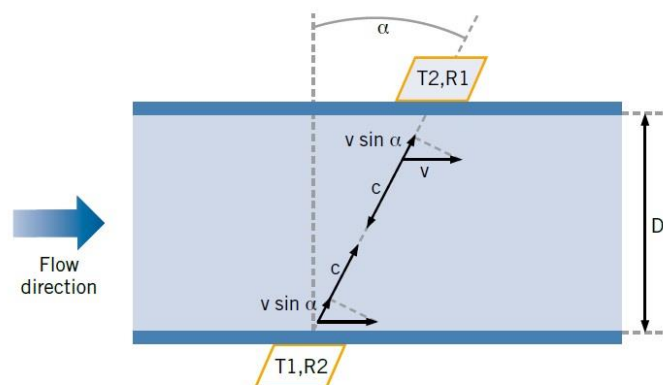
4.1.8-Torquímetro

Este sensor, tal y como su nombre indica, sirve para medir el par generado por el motor. En lo que se refiere al principio de funcionamiento del mismo, cabe decir que se basa en la medición de la deformación de una probeta normalizada a través de dos codificadores angulares. Es decir, lo que mide es la diferencia angular entre dos ruedas dentadas unidas por un material de características mecánicas conocidas, a partir de esta deformación se obtiene el par que la ha producido. Concretamente, para los ensayos realizados se ha utilizado un dinamómetro asíncrono de la empresa AVL modelo AFA 200/4-8EU

4.1.9-Caudalímetro

Debido a que la Unidad de Control del Motor (ECU) no mide el gasto másico de aire, sino que lo calcula a partir del gasto de combustible, se ha instalado un sistema de medida para el gasto de aire para determinar de manera más precisa el valor de este.

Su funcionamiento consiste en la colocación de dos sensores de ultrasonidos orientados a cuarenta y cinco grados de la dirección del flujo. De manera que al trasegar el flujo de aire a través, este ralentiza la señal emitida por el sensor que se encuentra aguas abajo. Por tanto, al recibir esta señal el sensor situado aguas arriba y sabiendo el tiempo de retraso con el que ha llegado, se determina la velocidad a la que circula el fluido y al conocer la sección de paso y la densidad del fluido se obtiene el gasto másico trasegado. Para entender mejor esta explicación se adjunta la Figura 34.



T - Transmitter
R - Receiver
c - speed of sound
v - flow media velocity
α - inclination angle

Figura 34: Principio de medida del gasto másico de aire [13]

En la Figura 35 se muestra el modelo empleado en los ensayos realizados que se exponen en este documento.



Figura 35:AVL FLOWSONIX [13]

4.1.10-Balanza de combustible

Este instrumento de medida es de gran utilidad debido a la fiabilidad de la medida, debido a que su funcionamiento está basado en principios físicos muy sencillos y eficaces. La balanza tiene en uno de sus lados un depósito con una capacidad de hasta dos litros de combustible y en el otro extremo tiene una serie de pesos calibrados y una célula de carga que mide la fuerza sobre esta. De tal forma que, al vaciarse el depósito, los pesos ejercen una mayor presión sobre la célula de carga y conociendo los parámetros básicos del combustible (esencialmente su densidad) se calcula la pérdida de masa por unidad de tiempo. Para entender mejor este sistema, se puede acudir al esquema de funcionamiento adjunto en la Figura 36.

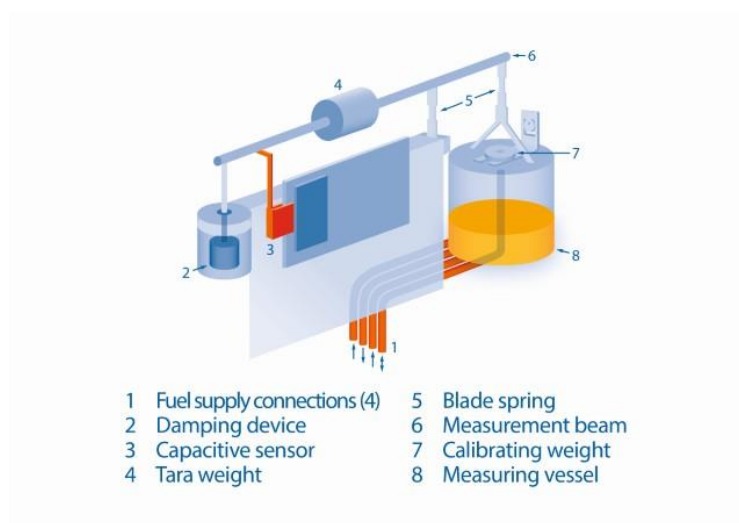


Figura 36: Principio de funcionamiento de la medida de combustible [14]

En la Figura 37 se muestra la balanza utilizada para realizar los ensayos. Se trata de un instrumento de medida de la empresa AVL modelo *Fuel Balance AVL733S*.



Figura 37: Fuel Balance AVL7335 [14]

4.1.11-Sonda Lambda

Este sensor, pese a pertenecer al motor y no ser un sensor instrumentado expresamente, tiene un papel destacado en la realización del presente trabajo, debido a que se pretende evaluar la capacidad del nuevo colector para aumentar la respuesta del motor manteniendo el valor de lambda igual a uno, es decir operando con dosado estequiométrico. Esta es la tarea que realiza este sensor, calcular en tiempo real la inversa del dosado relativo o parámetro lambda.

En el motor ensayado hay dos sensores de este tipo, uno situado antes de filtro de partículas y otro después. De manera que según el valor que miden estos sensores, se ajustan otros parámetros para que, como se ha comentado, el motor esté funcionando con un valor lambda igual a uno.

4.2-Sistemas de adquisición de datos y control

Una vez explicados los principios de funcionamiento de los diferentes sensores de medida, se procederá a explicar los tres sistemas de adquisición de datos y control del motor. Estos sistemas son:

1. AVL PUMA
2. INCA
3. Labview

4.2.1-AVL PUMA

El sistema de control AVL Puma, es una herramienta muy eficaz y necesaria para poder realizar los ensayos en el banco de pruebas.

Este sistema controla el grado de carga, régimen del motor y diversos automatismos que regulan la entrada y temperatura del agua de motor, así como el llenado de la balanza de combustible. También está conectado a los sensores comentado anteriormente, a excepción de las sondas lambda que son reguladas desde la ECU. De esta forma, en el AVL PUMA se establecen los límites de presiones y temperaturas en cada una de las partes críticas del sistema con el fin de si en alguna

ocasión se supera uno de estos, conducir el motor a un punto de funcionamiento seguro. Evitando de esta forma la rotura de algún componente.

En la Figura 38 se muestran los sensores que hay acoplados en el motor y los valores en tiempo real de cada uno de estos. En esta figura se puede apreciar cómo existen diferentes tipos de indicadores. Los tres que tiene forma de reloj muestran el régimen de giro, el par que está produciendo el motor y el grado de carga respectivamente. También, se pueden diferenciar cinco grupos de medidas que se muestran en un color diferente. Aquellas medidas que se encuentran en color azul hacen referencia a parámetros asociados al líquido refrigerante del motor, las que se encuentran en fondo amarillo son medidas asociadas a la parte de admisión, las de fondo verde pertenecen a parámetros relativos al combustible, las de rojo son las medidas relacionadas con la parte de escape y las de rojo oscuro las que tienen que ver con temperaturas y presiones del aceite tanto del motor como del turbocompresor.



Figura 38: AVL PUMA

Como se ha dicho, existen diferentes modos de operación del motor que son controlados desde este sistema. El que se ha utilizado para realizar las pruebas ha sido el modo *Speed/Alpha*. Este modo consiste en establecer un punto de funcionamiento en el que el régimen de giro lo establece el freno y el grado de carga lo establece el motor.

El freno está formado por un motor eléctrico y unas zapatas que se encargan de absorber el par que suministra el motor, estando acoplados motor y freno mediante una transmisión. En la Figura 39 se puede ver la unión de ambos sistemas.

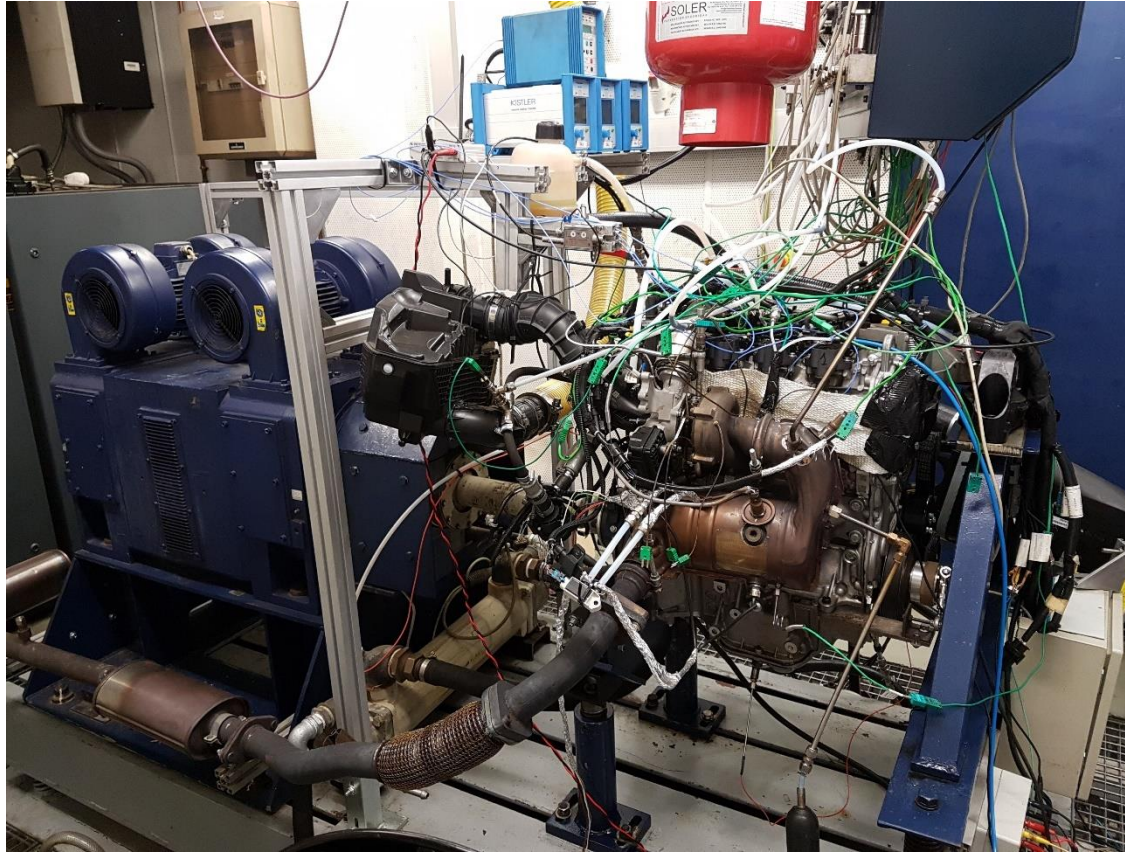


Figura 39: Conjunto freno-motor

La pantalla que se usa para poder determinar el modo de operación se puede ver en la Figura 40. Donde se muestra el régimen de giro demandado al freno y el porcentaje de pedal exigido al motor. También, se pueden observar los valores de régimen y porcentaje de pedal en el punto de funcionamiento actual. Además de exigir el punto de funcionamiento, se le puede decir el tiempo *Ramp* en el que el motor tiene que pasar del punto de funcionamiento en el que se encuentra al punto de funcionamiento demandado.

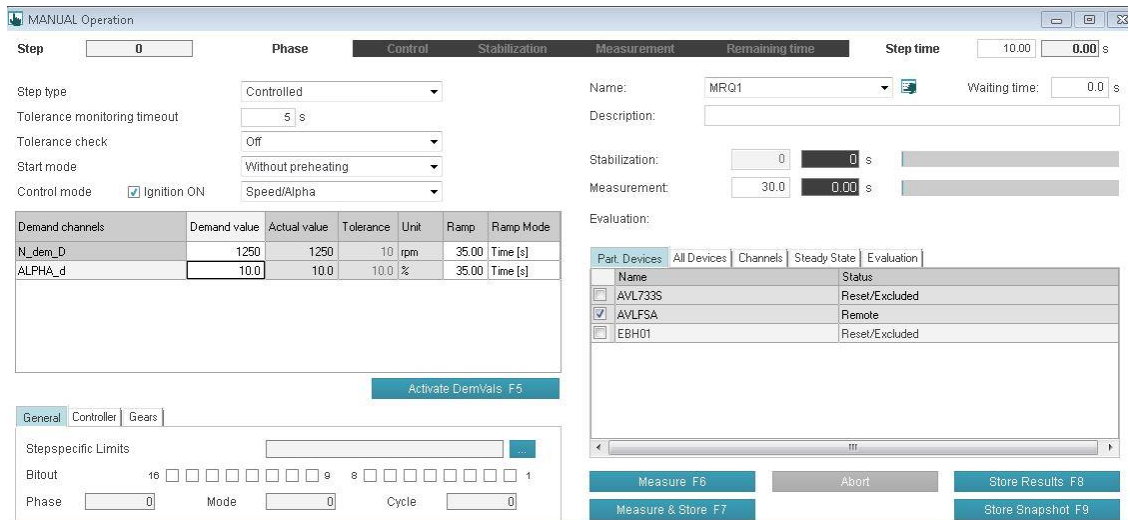


Figura 40: MANUAL OPERATIONS

Anteriormente, se ha dicho que en este sistema de control se establecen los límites de temperatura y presión de las partes más vulnerables del motor, estos límites se recogen en la Figura 41. Dichos límites aparecen en color verde si no se ha sobrepasado el límite inferior, si se sobrepasa el límite inferior el color cambia a amarillo y si se sobrepasa el límite superior cambia a color rojo y automáticamente entra en modo de emergencia y aplica las medidas pertinentes (ir a ralentí o parar el motor).

Channel	Upper alarm	Upper warning	Actual	Lower warning	Lower alarm	Unit	Upper reaction	Lower reaction	Limit group	Trigger quantity
SPEED	9000	7500	3150	0	0	rpm	Cold run	Stop	GWA	-
T_SHAFT	700.0	650.0	38.0	-450.0	-500.0	Nm	Cold run	Stop	GWA	-
SPEED	6300	5800	3150	0	0	rpm	Cold run	Cold run	General Limits	-
P_OIL_GAL	7.000	6.000	4.871	2.000	1.800	bar	Cold run	Cold run	General Limits	-
T_COOLAN...	110.00	101.00	92.31	0.00	0.00	°C	Cold run	Cold run	General Limits	-
T_OIL_GAL	150.00	130.00	92.81	0.00	0.00	°C	Cold run	Cold run	General Limits	-
TORQUE	310.0	300.0	25.8	0.0	0.0	Nm	Cold run	Cold run	General Limits	-
N_TURBO	255000.00	245000.00	39182.21	0.00	0.00	rpm	Cold run	Cold run	General Limits	-
T_COMP_D...	180.00	170.00	43.08	0.00	0.00	°C	Cold run	Cold run	General Limits	-
T_IN_MANI...	50.00	40.00	32.63	0.00	0.00	°C	Cold run	Cold run	General Limits	-
T_EXH_MANI	970.00	950.00	561.95	0.00	0.00	°C	Cold run	Cold run	General Limits	-
T_TURBIN...	920.00	890.00	563.95	0.00	0.00	°C	Cold run	Cold run	General Limits	-
T_DPF_IN	1000.00	990.00	636.66	0.00	0.00	°C	Cold run	Cold run	General Limits	-
T_DPF_OUT	950.00	910.00	621.88	0.00	0.00	°C	Cold run	Cold run	General Limits	-
P_COMP_D...	2.700	2.550	1.038	0.000	0.000	bar	Cold run	Cold run	General Limits	-
P_IN_MANI...	2.700	2.550	0.561	0.000	0.000	bar	Cold run	Cold run	General Limits	-
P_EXH_MANI	3.400	3.100	1.055	0.000	0.000	bar	Cold run	Cold run	General Limits	-

Figura 41: Límites del PUMA

También, para percibir cambios de una forma más intuitiva y visual, se representan los principales parámetros gráficamente, tal y como se muestra en la Figura 42.

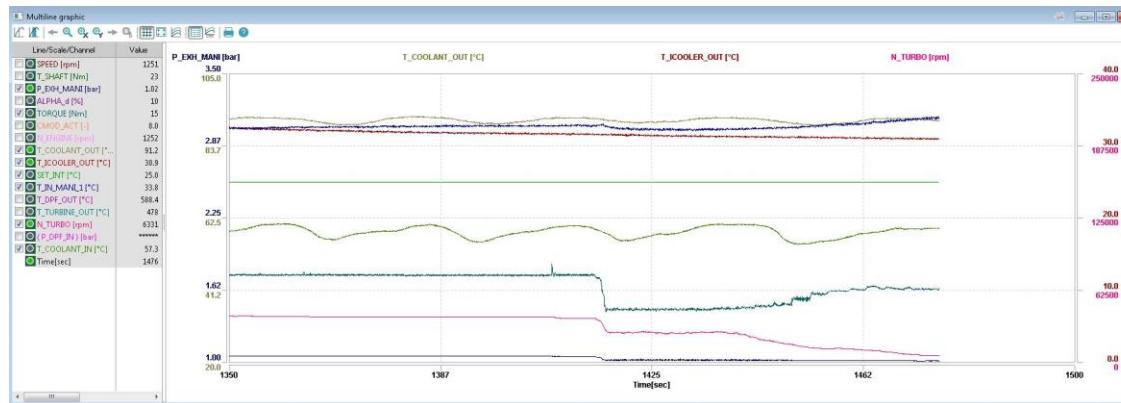


Figura 42: Representación gráfica de los parámetros en el PUMA

4.2.2-INCA

El INCA es un sistema de control del motor que consiste en leer y modificar los parámetros definidos en la Unidad de Control del Motor (ECU). Este sistema de control se conecta a la ECU mediante una conexión tipo CAN.

La pantalla principal muestra los nombres de las variables. Al ser nombres impuestos por el fabricante, algunos no son del todo intuitivos a la hora de saber de qué parámetro se trata. Pero para ello el fabricante ha facilitado una base de datos en la que relaciona cada nombre con la variable a la que hace referencia, tal y como se muestra en el siguiente cuadro.

Nombre de la variable en el INCA	Descripción de la variable
c_lamb_sp_man_lamb_coord	Valor de control del parámetro lambda.
Lc_lamb_sp_man_act_lamb_cood	Interruptor lógico de control del parámetro lambda.
c_tps_sp_man	Valor de control de la posición de la válvula de admisión.
lc_tps_sp_man_ena	Interruptor lógico de control de la posición de la válvula de admisión.
c_n_fuel_sp_hom_man	Valor de control de la cantidad de combustible inyectada expresada en miligramos de fuel por cada cilindro y ciclo.
lc_n_fuel_sp_hom_man	Interruptor lógico de control sobre la cantidad de combustible inyectada por cada cilindro y ciclo.
c_posn_sp_bpa_ext[0]	Valor de control de la posición de la válvula <i>wastegate</i> del turbocompresor.
lc_posn_sp_ext_bpa[0]	Interruptor lógico de control de la apertura de la válvula <i>wastegate</i> del turbocompresor.
c_iga_man	Valor de control del avance de encendido.
lc_iga_man_act	Interruptor lógico del avance de encendido.
lc_cam_sp_man_vcp[0]	Valor de control de la apertura de las válvulas de admisión.
c_cam_sp_man_vcp[0]	Interruptor lógico de la apertura de las válvulas de admisión.

lc_cam_sp_man_vcp[1]	Valor de control de la apertura de las válvulas de escape.
lc_cam_sp_man_vcp[1]	Interruptor lógico de la apertura de las válvulas de escape.
lamb_lsl[0]	Valor de lectura de la sonda lambda situada después del filtro de partículas.
lamb_ls_up[0]	Valor de la sonda lambda de la sonda lambda anterior al filtro de partículas.
map	Valor de lectura de la presión de admisión.
map_sp	Valor de lectura de la presión de admisión requerida que se encuentra en el mapa de presión de admisión de la ECU.
m_air_cyl_pred	Valor de lectura del gasto de aire predicho a partir de un modelo de la ECU por cada cilindro y ciclo.
MAF	Valor de lectura del gasto másico de aire predico por la ECU en kg/h.

En la Figura 43 se muestra la pantalla principal del Inca desde la que se activan y desactivan los interruptores lógicos de control y se modifican los valores de los diferentes parámetros del motor con el fin de establecer un punto de funcionamiento concreto. Así como un mapa que corrige la presión de admisión según la presión atmosférica.

También, se observa una ventana llamada *Measure window* donde aparecen los errores que la ECU detecta. Estos errores pueden resetearse mediante la actuación del interruptor lógico que aparece en la ventana *Calibration window*.

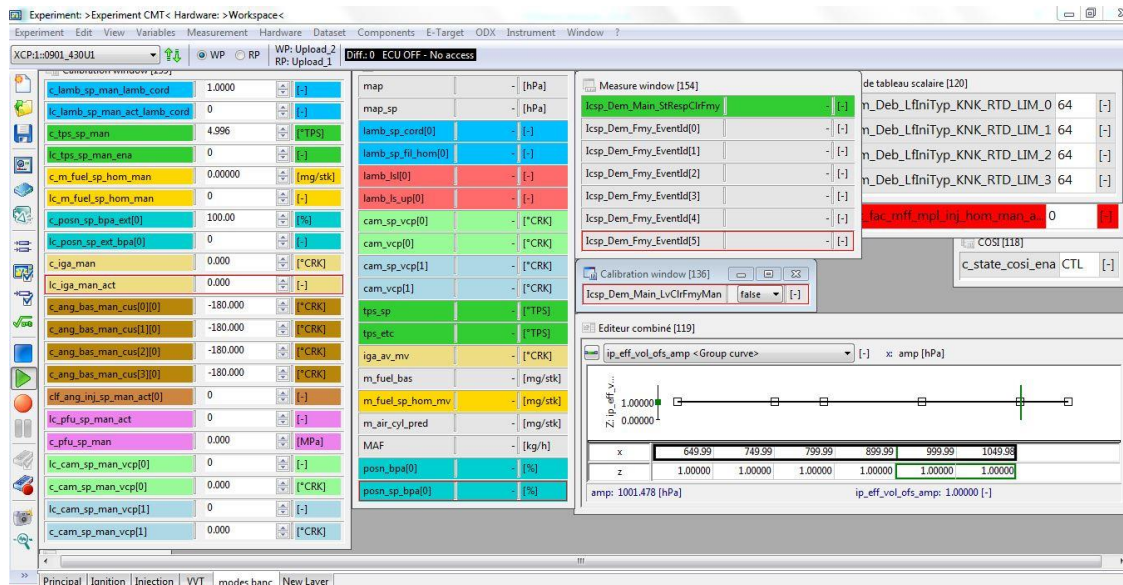


Figura 43: Pantalla de control del INCA

4.2.3-Labview

Este programa, sirve para poder analizar y obtener datos que la ECU del motor no puede. Es decir, datos de todos aquellos sensores externos de respuesta instantánea explicados en el apartado 4.1 que se han instalado al motor para obtener más información a excepción de la sonda lambda.

En este sistema de adquisición de datos se han registrado los siguientes parámetros:

- Presión instantánea de la cámara de combustión en cada cilindro.
- Presión instantánea del colector de admisión.
- Presión instantánea del colector de escape.
- Porcentaje de *knocking* de cada cilindro.

Estos parámetros, aparte de quedar registrados cuando la persona que esté realizando el ensayo crea conveniente, se pueden ver en tiempo real sin necesidad de estar grabando el experimento. Esto facilita en gran medida la detección de errores en el momento en que se están produciendo. Siendo esta la principal ventaja frente a los otros sistemas de adquisición y control.

Además de mostrar los datos mencionados, el programa calcula también la ley de liberación de calor en cada cilindro para poder realizar análisis sobre el proceso de combustión. Dicha ley se muestra gráficamente en la Figura 44 y también se muestra el porcentaje de calor liberado en la tabla que se encuentra justo encima de la representación gráfica del *knocking* en la Figura 44.

La Figura 44 muestra el aspecto que tiene este programa de adquisición de datos cuando se va a realizar un ensayo. En esta figura se pueden observar todos los parámetros comentados antes, ya sean medidos o calculados.

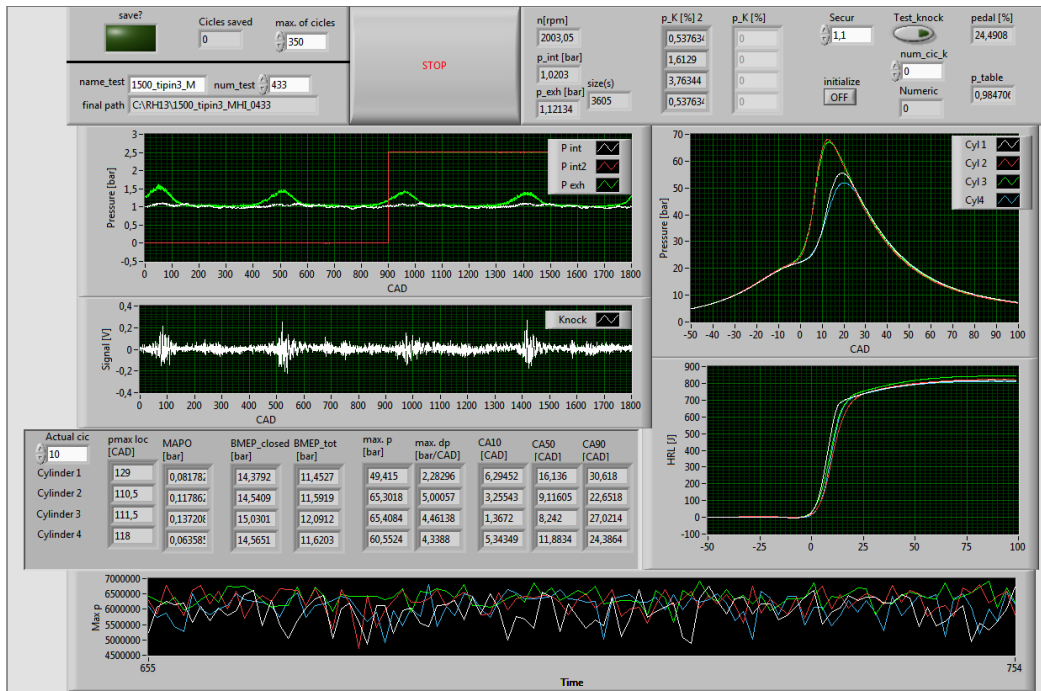


Figura 44: Pantalla de control del Labview

5-Metodología experimental

En este capítulo se va a explicar el procedimiento con el que se han realizado los ensayos.

- Ensayo de plena carga con λ igual a uno con el colector base.
- Ensayo de plena carga con λ igual a uno con el colector sintonizado con gran longitud (gde).
- Ensayo de plena carga con λ igual a uno con el colector sintonizado con longitud corta (gde2).
- Ensayo de plena carga con λ igual a uno con el colector sintonizado con gran longitud y bypass entre los conductos de admisión de los cilindros exteriores e interiores.

Para poder realizar los ensayos anteriores, primero hay que encender y acondicionar la sala y equipos de medida y control. Para iniciar los equipos de medida de la sala para que los sistemas de control puedan recibir la información de los sensores se tienen que seguir de forma secuencial los siguientes pasos.

1. Encender el PXI situado encima de la torre de sistema de control AVL PUMA.
2. Activar el sistema que señala la posición de punto muerto superior de los pistones del motor.
3. Girar la llave roja que se encuentra en un cuadro dentro de la sala para dar corriente a los sensores del motor.
4. En la balanza de combustible, abrir las tres llaves de paso que se encuentran en la parte superior.
5. Encender la regleta que se encuentra adherida a los módulos del PUMA.
6. Encender los amplificadores de los sensores de presión instantánea y de las bujías instrumentadas.
7. En cada uno de los amplificadores presionar el botón que pone "measure".
8. Activar la ventilación de la sala.
9. Abrir la llave de paso del combustible de la sala.
10. Finalmente, comprobar que hay circulación de agua para los sistemas de refrigeración.

Para encender el sistema de adquisición de datos y control AVL PUMA hay que continuar la siguiente lista de pasos.

1. En el armario de este sistema hay una llave de color rojo. Para encender el equipo hay que ponerla en posición vertical.
2. Encender los dos monitores vinculados a el sistema de medida y control.
3. Poner la contraseña en el monitor.
4. Hacer clic en el apartado que pone "AVL PUMA" de la ventana emergente.
5. Poner el usuario y la contraseña del equipo.
6. Seleccionar la casilla "Start puma".

7. Ir donde se encuentra el sistema operativo del freno y girar el interruptor que tiene hasta dejarlo en posición vertical.
8. Volver a la consola del sistema operativo del PUMA y presionar el botón “reset” hasta que en el display ponga “System OK”.
9. En el monitor hacer clic en “MANUAL”.
10. En la pantalla emergente poner la fecha del día.
11. Finalmente, en la pantalla emergente darle donde pone “OK”.

Después hay que proceder a encender el equipo de adquisición y control INCA. Al igual que sucede con el PUMA, para encender este equipo hay que seguir los siguientes pasos en este orden.

1. Encender el ordenador donde se encuentra el programa.
2. Encender el monitor vinculado al sistema operativo INCA.
3. Introducir la contraseña del equipo.
4. Hacer clic en el programa “INCA”.
5. En la ventana emergente “Select Licences” darle a “cancel”.
6. En el apartado “Licences” clicar en “Refresh all licences”.
7. Cerrar la pestaña de las licencias.
8. Finalmente presionar donde pone “Workspace <active>”.

Una vez encendidos todos los sensores y equipos, todo está listo para encender el motor.

5.2-Ensayo de plena carga con lambda igual a uno con el colector base

Una vez con el motor operando con sus parámetros nominales de funcionamiento, en el modo de operación *Speed/Alpha* en el sistema de control AVL PUMA. Se fijan las revoluciones por minuto del punto de funcionamiento que se desea ensayar (por ejemplo 5000 rpm) y se fija un grado de carga bajo con el fin de no llegar a un límite de manera descontrolada. Para llegar a este punto, se hace que el motor lo haga de manera lenta. Para hacerlo de esta forma, se le da un valor en la rampa de tiempo alto (60 segundos por ejemplo).

Cuando el sistema llega al régimen de giro deseado con un porcentaje de pedal bajo, se va modificando el pedal poco a poco hasta que se llega a un punto en el que si se continúa aumentando el grado de carga la unidad de control del motor empieza a enriquecer la mezcla con el fin de proteger al motor de las altas temperaturas haciendo que parte del calor desprendido por la combustión es absorbido por el exceso de combustible. Este sistema es de gran eficacia para disminuir la temperatura de los gases de escape. Sin embargo, analizando esta estrategia se observa cómo se está perdiendo combustible únicamente para refrigerar ciertas partes del motor, sacrificando en parte del rendimiento del motor. Sin embargo, lo que se pretende en este ensayo es obtener el par máximo con la mayor eficiencia posible y por este motivo se realizan todos los ensayos con lambda igual a uno.

Cuando se llega al punto anterior, lo que se hace es fijar el valor de λ a uno en el INCA y seguir aumentando el grado de carga hasta que la válvula de admisión está completamente abierta.

Una vez la válvula de admisión se encuentra abierta, se procede a cerrar la válvula *wastegate* y a avanzar la chispa hasta que se llegue a los límites establecidos por el fabricante. Siendo los límites alcanzados normalmente los límites de: temperatura del colector de escape, temperatura de entrada turbina, límite de *knocking*, presión de colector de escape, presión de salida compresor y temperatura de salida del compresor.

Al llegar al punto en el que se alcanzan los valores límite de manera que no se puede obtener mayor par por parte del motor sin sobrepasar dichos límites, se procede a registrar durante un periodo de tiempo de sesenta segundos en los tres sistemas de control y adquisición de datos.

5.3-Ensayo de plena carga con λ igual a uno con el colector sintonizado con gran longitud (gde)

En este caso, la manera de proceder es la misma que la que se ha expuesto en el apartado (5.2-Ensayo de plena carga con λ igual a uno con el colector base) para aquellos puntos de funcionamiento hasta 2500 rpm.

Para los puntos de 3000 y 3500 rpm se procede de una forma diferente debido a que, según la geometría del colector sintonizado, el rendimiento volumétrico del mismo es menor al del colector base para estos regímenes especialmente. Además, la ECU tal y como se ha dicho en capítulos anteriores no mide el gasto másico de aire de admisión, sino que lo obtiene de un modelo. Por esta razón, en estos dos regímenes la cantidad de combustible es superior a los valores de aire acorde para estos puntos de funcionamiento. Haciendo que el motor esté funcionando con exceso de combustible, es decir, con un valor de λ inferior a uno.

Para corregir esto, lo que se hace es regular manualmente la cantidad de aire y de combustible actuando sobre las variables “*c_posn_sp_bpa_ext[0]*” y “*c_n_fuel_sp_hom_man*” del INCA cuando la válvula de admisión está completamente abierta. De esta forma se va aumentando la cantidad de combustible al mismo tiempo que se va cerrando la válvula *wastegate* para mantener el valor de λ igual a uno. Así, igual que el caso anterior se continúa ajustando estos parámetros hasta llegar a los límites de funcionamiento establecidos en el PUMA y cuando no se pueda aumentar más el par que entrega el motor se graban sesenta segundos del ensayo en los tres sistemas de adquisición de datos.

Cuando se han realizado los puntos anteriores, se procede a realizar los puntos restantes. En estos últimos regímenes el rendimiento volumétrico del colector sintonizado vuelve a ser más parecido que el colector base. Por esta razón, en estos puntos no es necesario regular el valor de λ manualmente mediante el ajuste de la cantidad de aire y combustible. Por eso, el método para realizar los ensayos para 4000, 4500 y 5000 rpm es igual que el del apartado 5.2-Ensayo de plena carga con λ igual a uno con el colector base.

5.4-Ensayo de plena carga con lambda igual a uno con el colector sintonizado con longitud corta (gde2)

La manera de proceder para realizar los ensayos con esta configuración del colector es muy parecida que la que se ha aplicado para el colector sintonizado gde. La diferencia que existe es que con esta configuración, los puntos en los que el rendimiento volumétrico es inferior son los corresponden a los regímenes de 3000, 3500 y 4000 rpm.

Sin embargo, debido a que los resultados obtenidos con esta configuración son inferiores que los que se obtienen con la longitud grande, se decide que se va a montar un bypass en la primera configuración (gde) que comunica las ramas de los cilindros interiores con los exteriores. De esta manera, la pérdida de rendimiento volumétrico no debería ser tan relevante.

5.5-Ensayo de plena carga con lambda igual a uno con el colector sintonizado con gran longitud y bypass entre los conductos de admisión de los cilindros exteriores e interiores

Como ya se ha comentado, debido al bypass que se ha colocado entre los conductos de admisión de los cilindros exteriores e interiores el rendimiento volumétrico del colector de admisión es muy similar al colector base. Por lo tanto, la manera de proceder es exactamente igual a la que se expone en el apartado 5.2-Ensayo de plena carga con lambda igual a uno con el colector base. Dicha configuración del colector, se realiza con el fin de instalar una válvula en el bypass con el fin de regular el paso de aire entre las dos ramas de admisión. Esta válvula se encontraría abierta para puntos en los que sea bajo y completamente cerrada para altos regímenes de giro.

6-Resultados

Sabiendo la forma en la que se ha actuado para realizar los ensayos, en este capítulo se van a mostrar los resultados que se han obtenido en cada una de las configuraciones del colector. Por lo tanto, la estructura que se va a seguir en este apartado es:

1. Resultados del colector base
2. Resultados del colector con la longitud de 218 mm en los tramos centrales (gde)
3. Resultados del colector con la longitud de 100 mm en los tramos centrales (gde2)
4. Comparación entre las diferentes geometrías.
5. Resultados del montaje del bypass en la geometría con mejores resultados
6. Optimización de la distribución a alto régimen para la geometría con mejores resultados.
7. Resultados teóricos con colector sintonizado óptimo

6.1-Resultados del colector base

Siguiendo los pasos mencionados en el apartado 5.2-Ensayo de plena carga con lambda igual a uno con el colector base, se obtienen los resultados de las mediciones procesados con ayuda de una hoja Excel. En la Figura 45 se muestran los resultados de mayor relevancia que más tarde se analizarán individualmente.

AVL_INDEP_	Testname	SPEED	Calc_Lam	TORQUE	FB_VAL	FSA_RATE	P_IN_MANI	P_EXH_MAN	T_IN_MANI	T_MAX_EXH
-	-	rpm	-	Nm	kg/h	kg/h	bar	bar	°C	°C
1	1250_pc_WG3	1250	0,999	170,800	5,970	82,237	1,471	1,411	28,580	715,500
4	1500_pc_WG3	1500	1,002	249,200	10,670	149,660	2,199	1,972	33,280	887,570
7	2000_pc_WG5.6	2000	0,997	272,400	14,540	202,540	2,362	2,251	37,070	935,980
1	2500_pc_lamb1_0258	2500	0,996	258,800	16,900	237,870	2,285	2,302	33,360	943,300
2	3000_pc_lamb1_0259	3000	0,996	241,900	18,680	261,060	2,142	2,268	34,450	944,500
3	3500_pc_lamb1_0260	3500	0,996	224,300	20,240	283,000	1,983	2,211	34,430	942,554
4	4000_pc_lamb1_0261	4000	0,996	212,400	22,370	314,620	1,902	2,250	32,760	942,899
5	4500_pc_lamb1_0262	4500	0,996	194,400	22,370	318,500	1,841	2,243	33,960	942,217
1	5000_pc_lamb1_0263	5000	0,996	161,200	21,960	310,770	1,619	2,018	35,080	942,801

Figura 45: Resultados de las mediciones con el colector base

A parte de analizar los datos obtenidos con las mediciones, se calculan otros parámetros que puede ser interesante su análisis. Estos otros parámetros se pueden ver en la Figura 46.

rend_vol_CO	rend_vol_TA	gamma_t	rend_comp	rend_turb	compPR	turbPR	T2/T1	T3/T4
1,033	1,000	1,358	0,589	0,959	1,467	1,357	1,196	1,080
1,067	1,027	1,366	0,631	0,837	2,201	1,783	1,400	1,136
1,023	0,981	1,371	0,755	0,698	2,452	1,924	1,387	1,128
0,988	0,942	1,372	0,711	0,649	2,297	1,885	1,377	1,008
0,970	0,922	1,372	0,751	0,580	2,176	1,793	1,331	1,004
0,976	0,926	1,372	0,765	0,509	2,026	1,706	1,292	1,000
0,973	0,935	1,371	0,754	0,481	1,957	1,687	1,281	1,000
0,903	0,872	1,370	0,739	0,460	1,906	1,661	1,274	1,000
0,906	0,876	1,369	0,701	0,450	1,682	1,517	1,229	1,000

Figura 46: Resultados de los parámetros calculados con el colector base

Los dos primeros parámetros son el rendimiento volumétrico del sistema calculado en primer lugar según la temperatura de salida del colector de admisión y en segundo lugar utilizando la temperatura del aire en la pipa de admisión. La expresión matemática que permite obtener el valor de este rendimiento está expuesta en la Ecuación 32.

Ecuación 32: Rendimiento volumétrico

$$\eta_{volumetrico} = \frac{\dot{m}_{air} * 287 * (T_{adm} + 273.15) * 60}{3600 * P_{adm} * 10^5 * 0.0013 * rpm * 0.5}$$

El tercer valor es el coeficiente gamma o factor de expansión isentrópica. Este parámetro se calcula con la siguiente expresión.

Ecuación 33: Coeficiente de expansión isentrópica

$$\gamma = 2 * 10^{-10} * T_{in Turb}^3 - 2 * 10^{-7} * T_{in Turb}^2 - 2 * 10^{-5} * T_{in Turb} + 1,4011$$

En la cuarta columna se calcula el rendimiento del compresor mediante la aplicación de la Ecuación 34.

Ecuación 34: Rendimiento del compresor

$$\eta_{compresor} = \frac{(T_{in Comp} + 273.15) * \left(\left(\frac{P_{out Comp}}{P_{in Comp}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_{out Comp} - T_{in Comp}}$$

De igual manera, se calcula el rendimiento de la turbina aplicando la Ecuación 35.

Ecuación 35: Rendimiento de la turbina

$$\eta_{turbina} = \frac{T_{in Turb} - T_{out Turb}}{(T_{in Turb} + 273.15) * \left(1 - \left(\frac{P_{out Turb}}{P_{in Turb}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}$$

Si ya se tienen todos los parámetros anteriores calculados, se puede proceder a realizar una serie de gráficas comparativas entre las diferentes variables del sistema para el colector base dejando que la ECU gestione el parámetro lambda (datos obtenidos de otros ensayos no expuestos en este documento) y para el colector base controlando el parámetro lambda manualmente y forzando su valor a uno. Los resultados más relevantes de estas comparaciones se muestran en las siguientes gráficas.

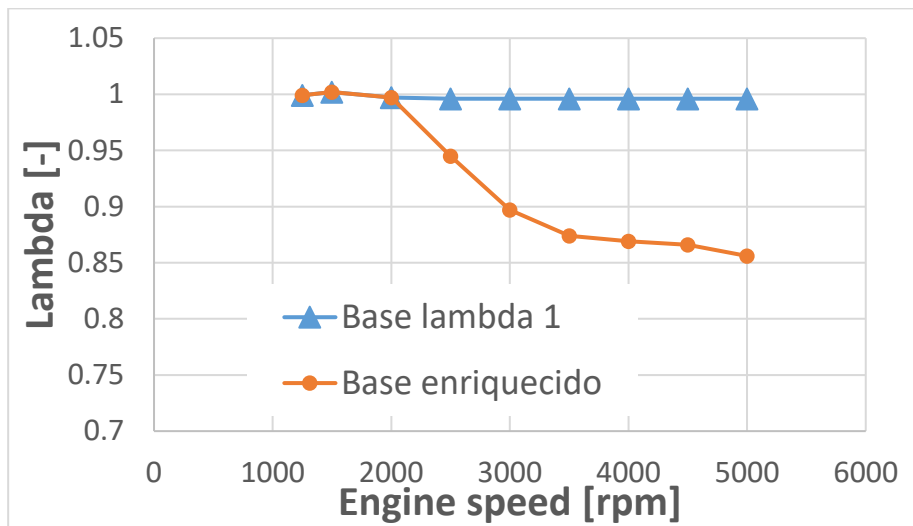


Figura 47: Lambda frente al régimen de giro

Analizando el parámetro Lambda, se ve claramente que hasta 2000 rpm la ECU regula con valor de lambda igual a uno. Sin embargo, a partir de 2000 rpm el valor de lambda comienza a disminuir, lo que quiere decir, que hay una cantidad de combustible mayor a la que existe en la combustión estequiométrica.

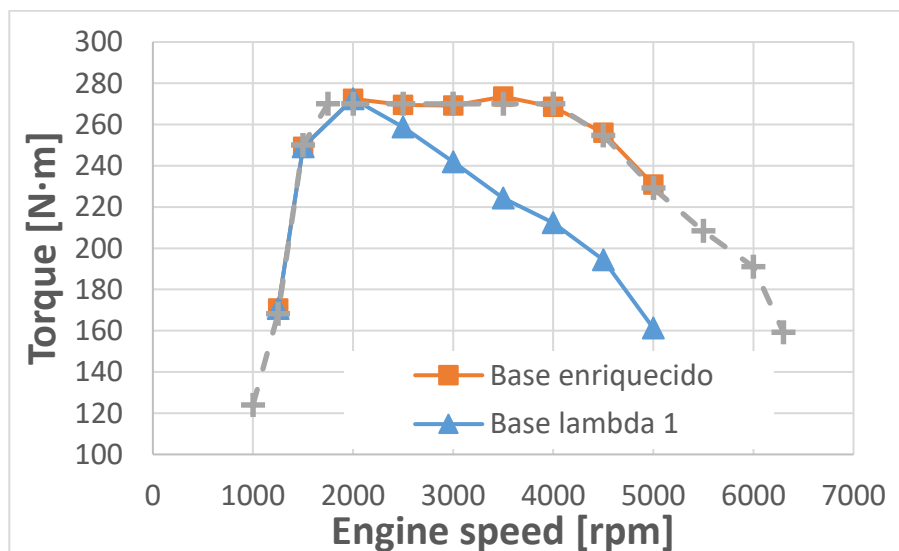


Figura 48: Par motor frente al régimen de giro

En lo que se refiere al par motor, existe una tendencia similar a la del parámetro lambda. Hasta 2000 rpm el par es igual. Pero a partir de este punto, al forzar el valor de lambda a uno el par disminuye en el resto de regímenes. La causa de este comportamiento la encontraremos al analizar el resto de gráficas.

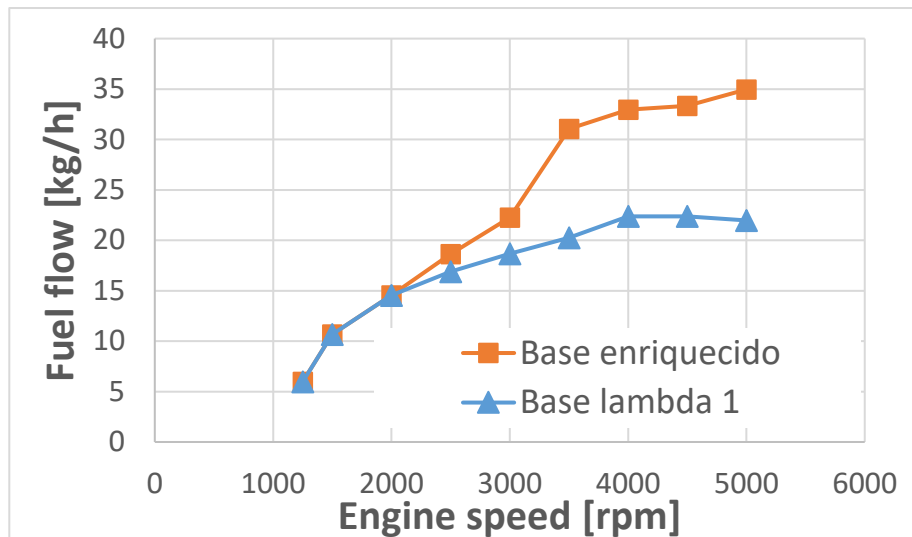


Figura 49: Gasto de combustible frente a régimen de giro

Como es de imaginar, a partir de 2000 rpm se produce un incremento en el consumo del combustible, este se hace mucho más acusado a partir de 3000rpm. Es por esto por lo que el valor de lambda es menor a partir de este régimen de giro.

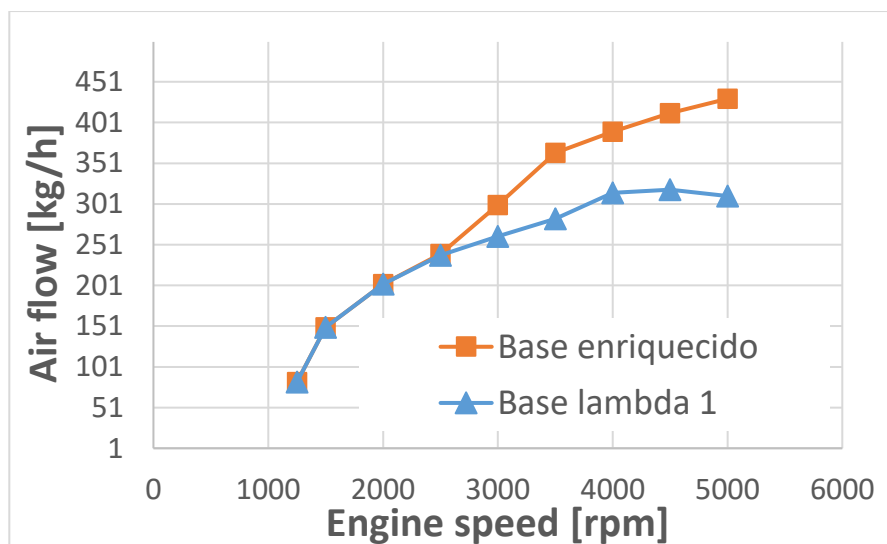


Figura 50: Gasto de aire frente al régimen de giro

Aunque el gasto de aire aumenta en mayor medida cuando la ECU regula automáticamente el valor de lambda, el gasto másico de aire no llega al valor necesario para que se dé la proporción estequiométrica de 1 kg/h de combustible por cada 14,7 kg/h de aire aproximadamente.

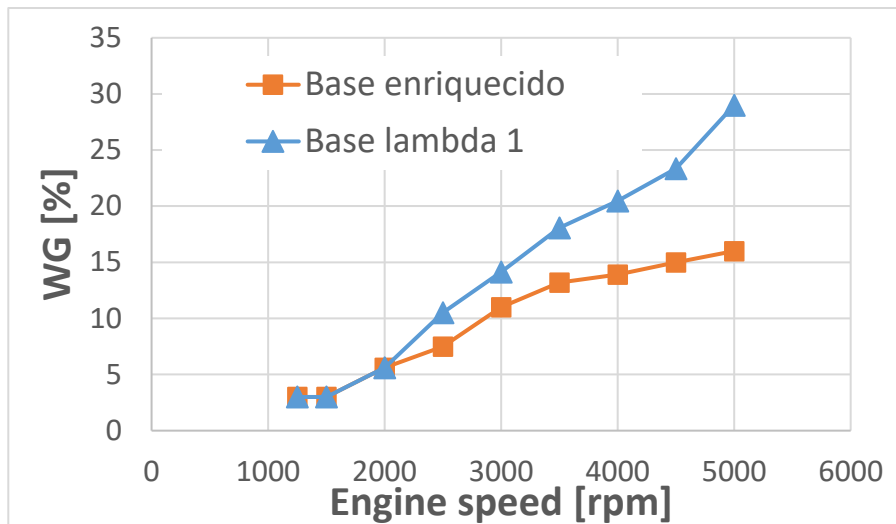


Figura 51: Porcentaje de apertura de la válvula wastegate frente al régimen de giro

Examinando la gráfica que muestra el porcentaje de apertura que tiene la válvula *wastegate* frente al régimen de giro, se entiende el aumento del gasto másico de aire en la admisión. Dicho aumento es debido a que la válvula *wastegate* se encuentra más cerrada. Así, una mayor parte de los gases de escape pasan por la turbina. De manera que, al expandirse una mayor cantidad de flujo en turbina, la energía que estos gases intercambian con esta es mayor y al estar unida solidariamente mediante un eje con el compresor, este último es capaz de comprimir una mayor masa de aire por unidad de tiempo. Dando como resultado un incremento en el gasto de aire de admisión.

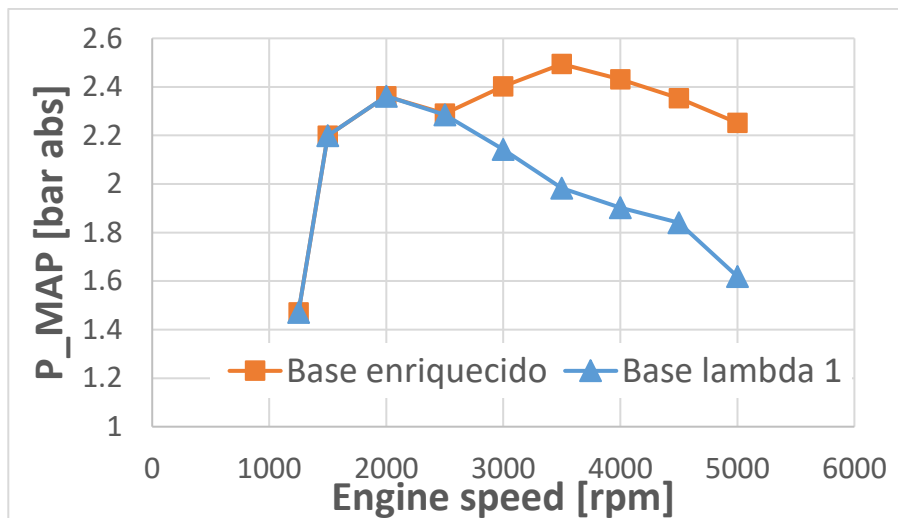


Figura 52: Presión de admisión frente al régimen de giro

Al intercambiar una cantidad mayor de energía en la turbina y comprimir más masa de aire por unidad de tiempo, cuando la ECU regula la proporción de aire y combustible. La presión en el colector de admisión aumenta. Tal y como se ve en la gráfica anterior. Sin embargo, si la proporción de aire-combustible es estequiométrica, la presión de admisión disminuye a partir de 2000 rpm. Esto se debe a la limitación existente en la temperatura de entrada a la turbina (950°C). Cuando se trabaja en condiciones estequiométricas, esta limitación se obtiene para cantidades de energía liberada en la cámara de combustión más bajas. Sin embargo, al bajar lambda (es decir,

trabajar con dosados más ricos), el combustible en exceso que no se puede quemar absorbe parte de la energía liberada por la combustión del resto debido a su alto calor específico. Esto hace que la temperatura media de los gases baje, pudiendo por tanto sobrealimentar más y quemar más combustible trabajando con la misma temperatura de escape. Como contrapartida, este modo de funcionamiento produce una alta cantidad de productos de combustión incompleta (HC y CO), además de un mayor consumo de combustible, razón por la que para los siguientes ensayos se ha decidido trabajar siempre a dosado estequiomérico.

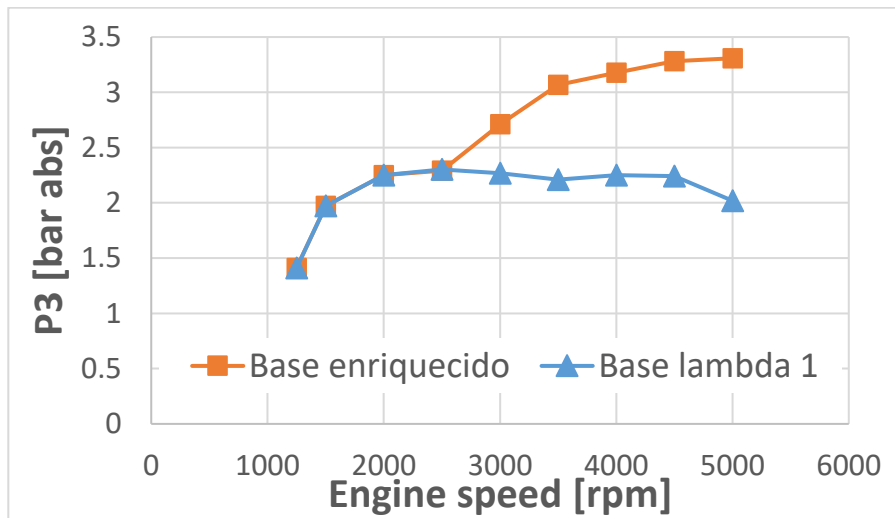


Figura 53: Presión de entrada turbina frente al régimen de giro

Asimismo, al cerrar la válvula *wastegate* más cuando la ECU regula el parámetro lambda, se produce un incremento de presión en el colector de escape. De esta manera, el salto de presiones que hay entre las dos partes de la turbina es mayor y como resultado la potencia que genera la turbina y que transfiere al compresor es mayor, pudiendo comprimir más cantidad de aire y obteniendo un par mayor.

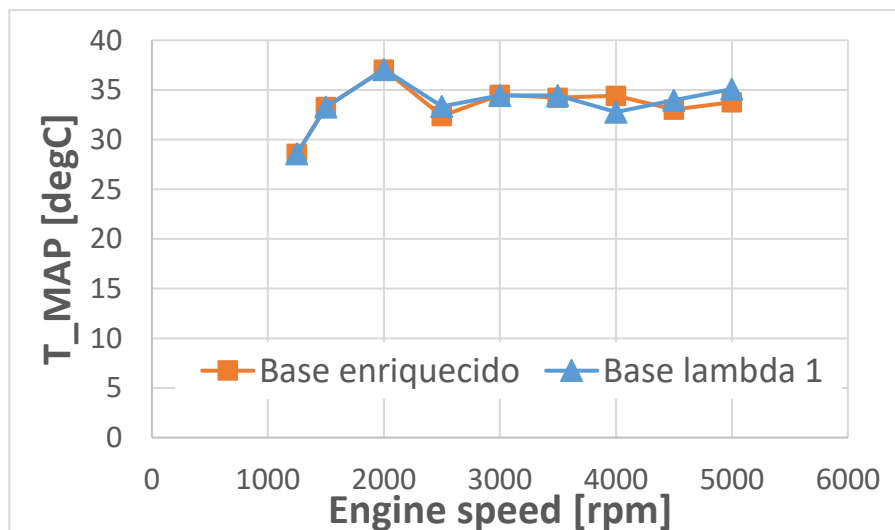


Figura 54: Temperatura del aire en el colector de admisión frente al régimen de giro

En lo que se refiere a la temperatura del aire en el colector de admisión, no se observa un cambio sustancial debido a que el colector de admisión es el mismo y el

intercooler se regula manteniendo como objetivo la misma temperatura de salida del mismo mediante un PID. Dicha temperatura viene dada por el fabricante en función del régimen de giro.

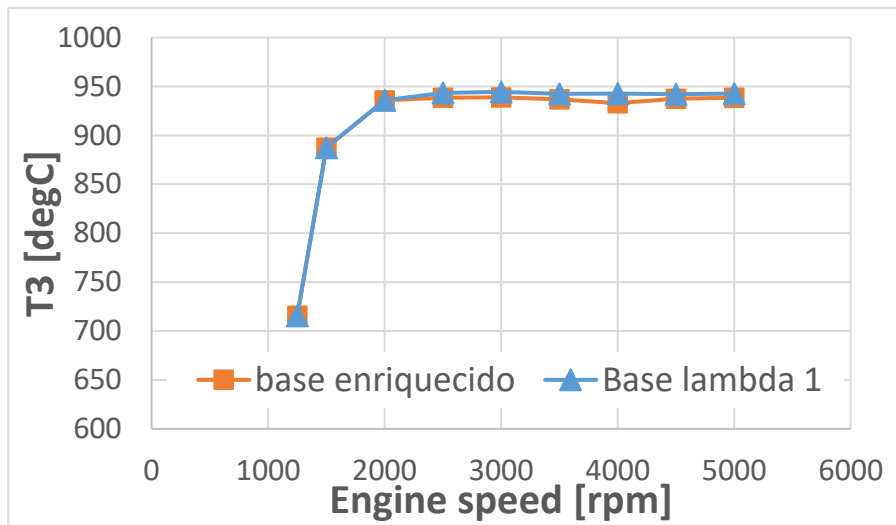


Figura 55: Temperatura entrada turbina frente al régimen de giro

En la Figura 55 se puede ver como a partir de 1500 rpm se alcanza el límite de temperatura en el colector de escape. Pudiéndose observar claramente que el valor de este son 950°C. Este límite se debe respetar tanto si se opta por enriquecer como si se trabaja con lambda igual a uno, ya que es debido a la resistencia termomecánica de los materiales de la turbina. Sin embargo, si se enriquece el par que otorga el motor es superior al que se obtiene trabajando con lambda igual a uno. Esta diferencia se debe principalmente a que al enriquecer, el calor específico de los gases aumenta y por ese motivo la energía que se libera es mayor, como se ha explicado previamente.

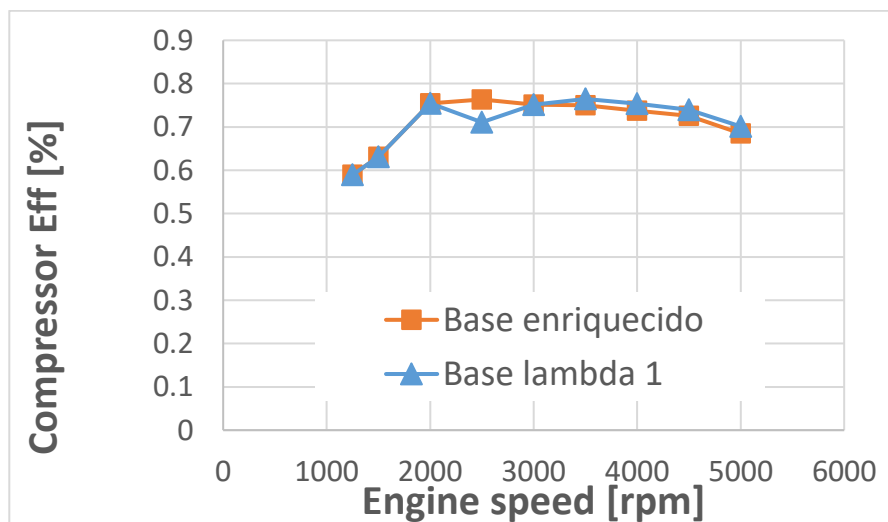


Figura 56: Rendimiento del compresor frente al régimen de giro

El rendimiento isoentrópico aparente del compresor, crece desde un valor de un 60% aproximadamente para 1000 rpm hasta un valor de un 75% para 2000 rpm. A partir de este punto el rendimiento se mantiene prácticamente en este valor disminuyendo ligeramente a valores de régimen de giro elevados. En lo que se refiere a la diferencia

entre los dos modos de funcionamiento, cabe decir que no existe una diferencia relevante en el rendimiento del compresor.

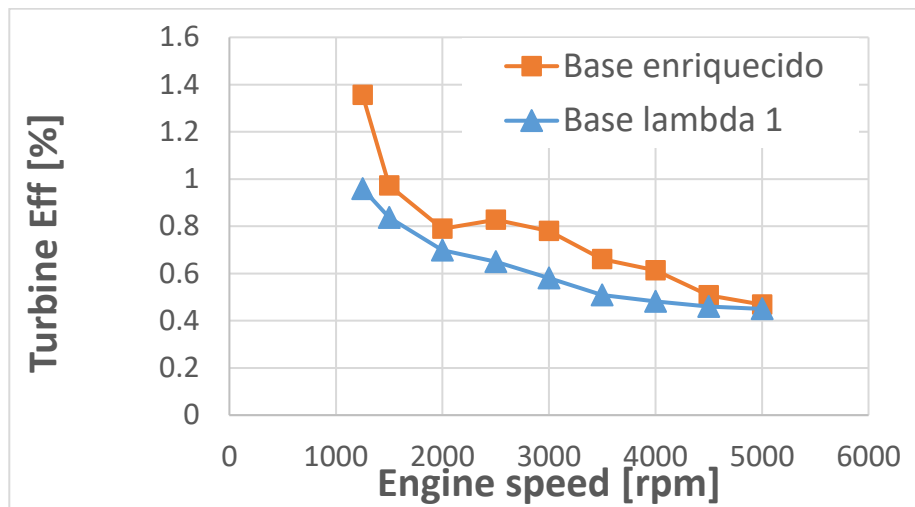


Figura 57: Rendimiento de la turbina frente al régimen de giro

En el caso del rendimiento isoentrópico aparente de la turbina pasa al revés que en el del compresor, empieza adoptando valores superiores y conforme el régimen de giro aumenta, el rendimiento de la turbina disminuye. A bajos regímenes el rendimiento de la turbina aumenta porque en estos puntos de funcionamiento la relación de velocidades flujo-álabes se acerca a la relación óptima. Los valores por encima de la unidad alcanzados se deben a que, en realidad, parte del calor existente en estos gases se transfiere a la voluta y, de ahí, a la carcasa del compresor, que se encuentra más fría. De este modo, la temperatura medida a la salida de la turbina es menor a la que se obtendría debido únicamente a la expansión, pudiendo alcanzar valores más bajos incluso a los de una expansión isoentrópica. Al analizar el rendimiento de la turbina para un punto de funcionamiento no parecido al ideal, es decir, medios y altos regímenes, se aprecia una diferencia en el rendimiento en función de la manera de funcionamiento. Cuando la ECU gestiona automáticamente lambda, al ser la temperatura de los gases de entrada igual, la temperatura de salida de la turbina es menor y el salto de presiones mayor (ya que se realiza un menor trabajo de expansión), produce que al aplicar la Ecuación 35, el rendimiento de la turbina sea superior.

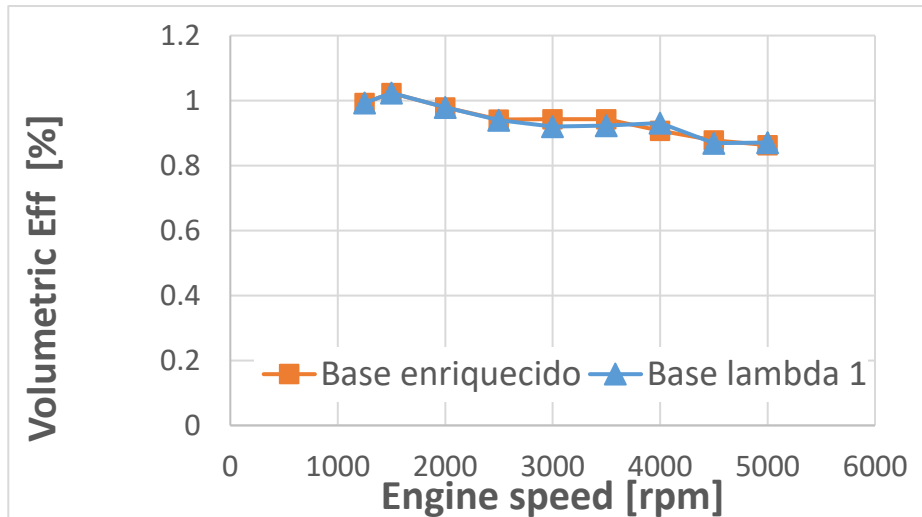


Figura 58: Rendimiento volumétrico frente al régimen de giro

El rendimiento volumétrico adopta valores entre 100% y 87%, lo que quiere decir que la eficiencia del sistema es muy buena con este sistema de admisión y que este valor se ve muy poco influenciado por la variación del parámetro lambda. Puesto que el rendimiento depende exclusivamente del gasto másico de aire de admisión y las condiciones de presión y temperatura del mismo, tal y como queda reflejado en la Ecuación 32.

6.2-Resultados del colector con la longitud de 218 mm en tramos centrales (gde)

En esta parte, se van a mostrar los resultados obtenidos en los ensayos realizados con el colector sintonizado con la longitud de 218 mm en los tramos centrales (gde) frente a los obtenidos para el colector base trabajando con el parámetro lambda igual a uno (Base) a partir de este instante.

El procedimiento para la realización de los ensayos para el colector sintonizado en su configuración sintonizada, se puede encontrar en el apartado 5.3-Ensayo de plena carga con lambda igual a uno con el colector sintonizado con gran longitud (gde) de este documento.

En primer lugar, se muestran los datos obtenidos de los diferentes sensores instalados en el motor y los parámetros calculados a partir de dichos datos, calculados siguiendo las expresiones del apartado 6.1-Resultados del colector base.

AVL_INDEP	Testname	SPEED	Calc_Lam	TORQUE	FB_VAL	FSA_RATE	P_IN_MANI	P_EXH_MAN	T_COOLER	CT_MAX_EXH
-	-	rpm	-	Nm	kg/h	kg/h	bar	bar	°C	
1	1000_PC_gde	1000	0,996	133,200	3,630	54,430	1,185	1,150	36,010	633,228
2	1250_PC_gde	1250	0,996	180,700	6,280	93,890	1,579	1,311	39,540	766,072
3	1500_PC_gde	1500	0,996	256,600	10,630	156,920	2,252	1,811	44,090	892,740
4	1750_PC_gde	1750	0,996	260,200	12,840	186,960	2,378	2,047	48,450	940,030
5	2000_PC_gde	2000	0,996	270,500	14,940	217,010	2,431	2,260	49,360	959,480
6	2500_PC_gde	2500	0,996	212,400	14,570	209,340	1,862	1,830	45,110	940,071
1	3000_PC_gde	3000	0,996	179,600	15,160	217,660	1,641	1,715	44,000	943,600
2	3500_PC_gde	3500	0,996	161,200	15,400	219,800	1,848	1,925	43,860	937,864
9	4000_PC_gde	4000	0,990	194,400	19,860	282,310	2,502	2,569	43,710	914,567
5	4500_PC_gde	4500	0,996	203,800	23,230	329,830	2,349	2,752	43,820	937,199
7	5000_PC_gde	5000	0,996	169,200	21,900	310,590	1,832	2,242	43,180	939,999

Wategate	Spark	cam_vcp[0]	cam_vcp[1]	rend_vol_CC	rend_vol_T	gamma_t	rend_comp	rend_turb	compPR	turbPR	T2/T1	T3/T4
2,106	-3,750	36,485	26,949	1,045	1,033	1,360	0,519	2,537	1,196	1,117	1,101	1,079
0,934	-7,500	34,966	23,427	1,095	1,067	1,358	0,610	1,815	1,585	1,250	1,230	1,116
2,228	-9,000	29,463	18,890	1,084	1,036	1,366	0,624	1,121	2,281	1,648	1,426	1,163
3,351	-8,625	34,921	10,903	1,063	1,013	1,372	0,640	0,892	2,405	1,800	1,445	1,151
4,751	-7,125	32,910	8,885	1,059	1,009	1,374	0,676	0,764	2,467	1,920	1,435	1,142
11,719	-3,750	34,382	0,000	1,053	1,022	1,372	0,727	0,659	1,912	1,540	1,280	1,079
20,618	-2,250	24,980	2,803	1,032	1,035	1,370	0,755	0,600	1,684	1,414	1,213	1,057
13,091	5,250	27,190	4,924	0,793	0,831	1,369	0,740	0,564	1,901	1,592	1,272	1,071
9,253	10,125	31,006	5,925	0,658	0,684	1,368	0,721	0,551	2,538	2,018	1,423	1,105
11,576	10,875	30,431	6,889	0,728	0,718	1,370	0,750	0,485	2,423	2,007	1,384	1,091
19,427	11,625	23,960	11,883	0,790	0,772	1,369	0,759	0,471	1,914	1,667	1,268	1,065

Figura 59: Datos gde

Igual que se ha realizado antes, se examinan los anteriores datos y se representan gráficamente para poder llegar a conclusiones y observar de forma más sencilla la tendencia de funcionamiento del motor y realizar comparaciones con otros sistemas de admisión o variaciones geométricas del mismo.

Ahora se mostrarán las gráficas obtenidas al procesar los datos, comparando los datos obtenidos con el colector base funcionando con lambda igual a uno y el colector sintonizado con la configuración sintonizada y lambda igual a uno también.

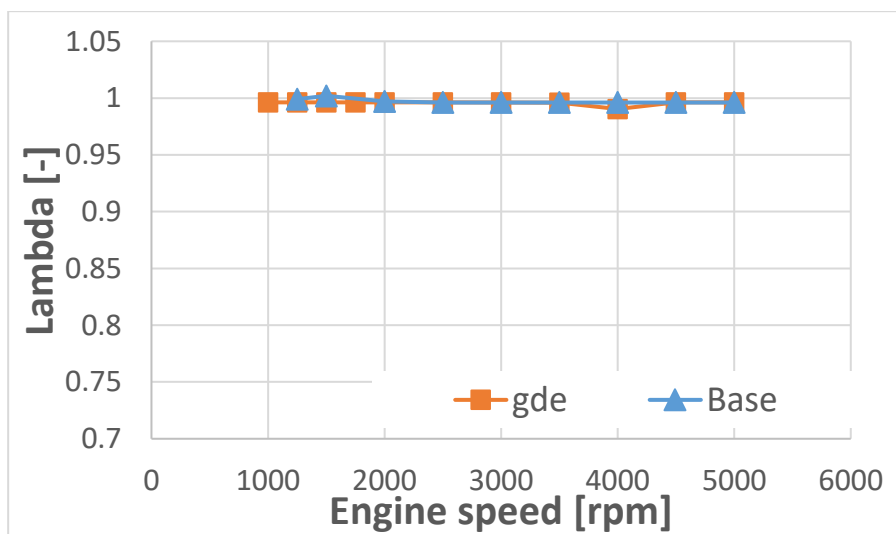


Figura 60: Lambda frente al régimen de giro

Para poder examinar el impacto de los colectores de manera fiable, se ha regulado el parámetro lambda igual a uno, tal y como se puede ver en la gráfica anterior.

En la que se ve cómo el valor de lambda para ambos colectores es igual a uno en cada uno de los puntos de funcionamiento.

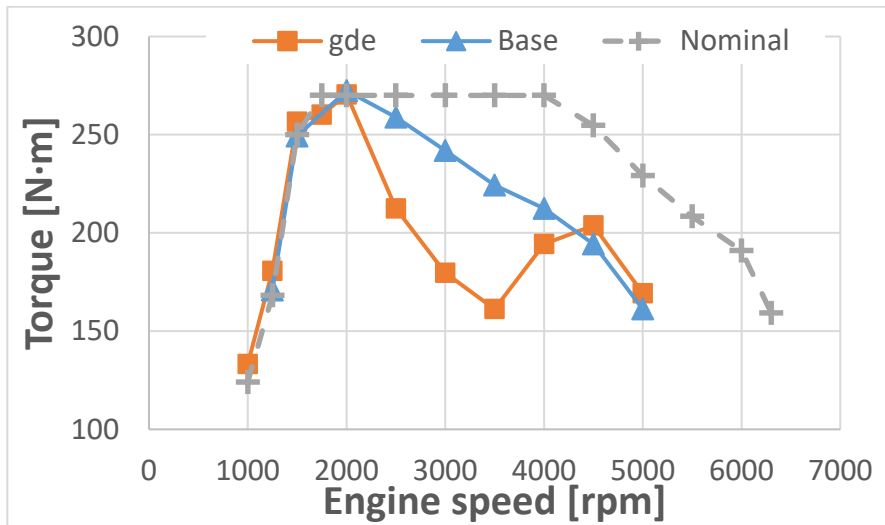


Figura 61: Par frente a régimen de giro

Examinando la respuesta del par en cada punto de funcionamiento, se puede observar claramente como para regímenes hasta 2000 rpm la respuesta es prácticamente idéntica. Pero existe una pérdida de par sustancial entre 2000 y 4250 rpm aproximadamente para el colector sintonizado. Esto se debe a que el rendimiento volumétrico de este colector en regímenes medios es muy inferior al del colector base (Figura 71). Sin embargo, para altos regímenes de giro se ve una mejoría de 10 N·m aproximadamente. Por lo que se puede concluir que este colector está sintonizado para regímenes de giro elevados, sacrificando de esta manera puntos de funcionamiento de revoluciones medias.

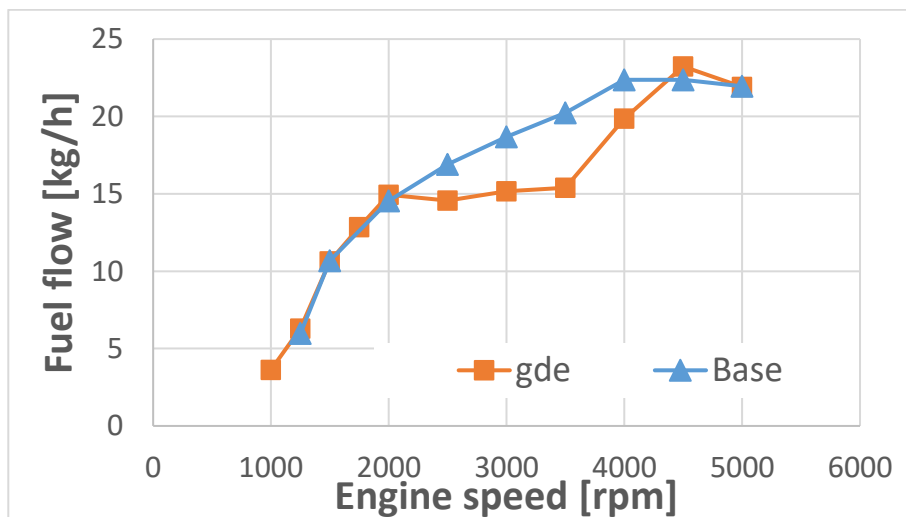


Figura 62: Gasto de combustible frente al régimen de giro

Ocasionado por la pérdida de rendimiento en el colector sintonizado a regímenes medios, con el fin de mantener el valor de lambda igual a uno, se reduce el gasto de combustible en estos puntos.

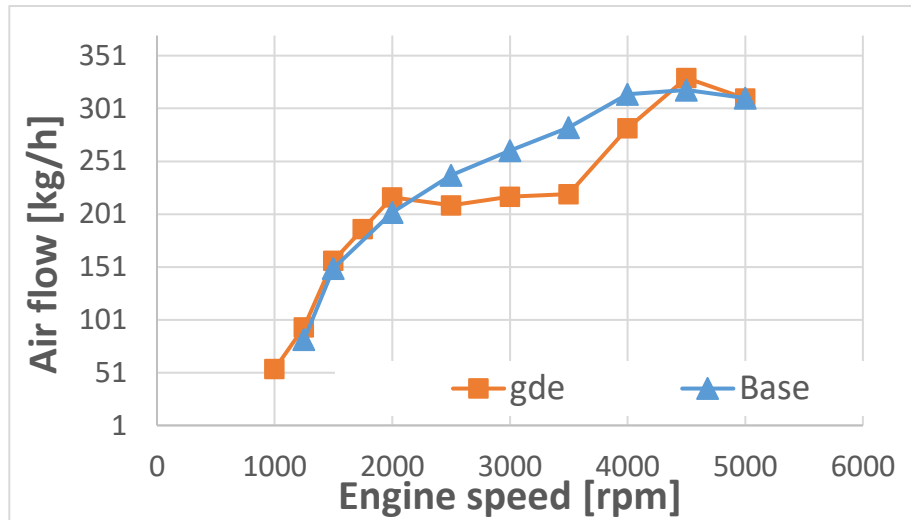


Figura 63:gasto de aire frente al régimen de giro

Es en el gasto de aire donde se ve claramente la pérdida de rendimiento volumétrico del colector sintonizado para regímenes medios. Siendo especialmente severa la diferencia en los puntos de 3000 rpm y 3500 rpm. Es en estos puntos en los que se tenía que regular de forma manual la proporción da aire y combustible, tal y como se dijo en el apartado 5.3-Ensayo de plena carga con lambda igual a uno con el colector sintonizado con gran longitud (gde).

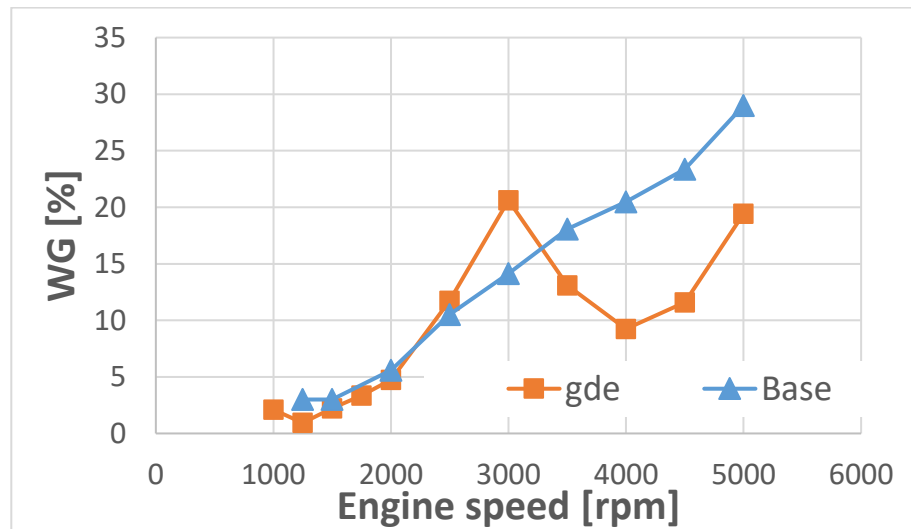


Figura 64: Porcentaje de apertura del wastegate frente al régimen de giro

Analizando el porcentaje de apertura de la válvula *wastegate*, se observa cómo la variación de este es más irregular en el caso del colector sintonizado. Mientras que en el caso del colector base crece de forma casi lineal. Destacando que, a 3000 rpm esta válvula se encuentra mucho más abierta debido a las limitaciones por *knocking* y temperatura de entrada turbina. A partir de 3500 rpm, con el colector sintonizado se ha podido cerrar en mayor medida esta válvula gracias al efecto de bajada en la temperatura de admisión, que se nota a partir de 4500 rpm en el par que entrega el motor.

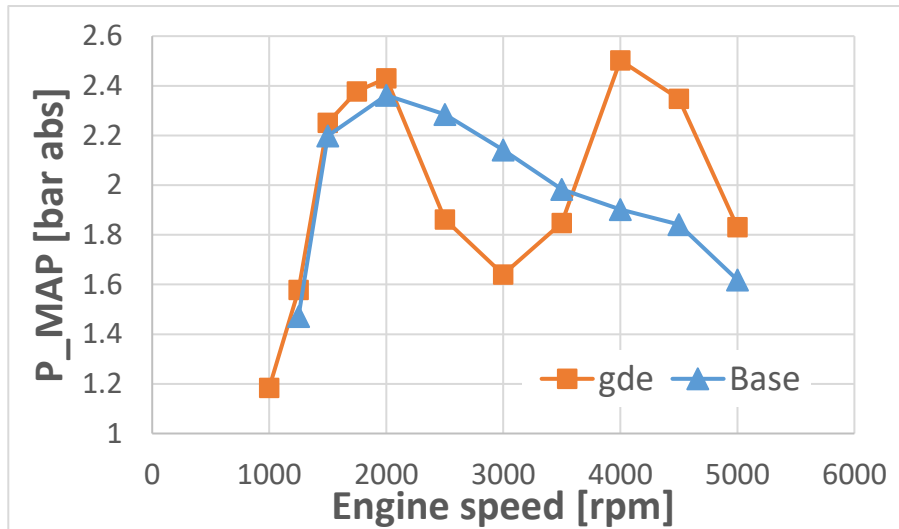


Figura 65: Presión de admisión frente al régimen de giro

En lo que se refiere a la evolución de la presión en el colector de admisión, puede verse que, para los regímenes medios la presión de admisión es menor cuando se usa el colector sintonizado, probablemente debido a que en esta zona el sintonizado no está optimizado en cuanto a la bajada de temperatura. Mientras que para bajos y altos regímenes la presión en el colector sintonizado es superior a la del colector base. La diferencia es notable a partir de 4000 rpm.

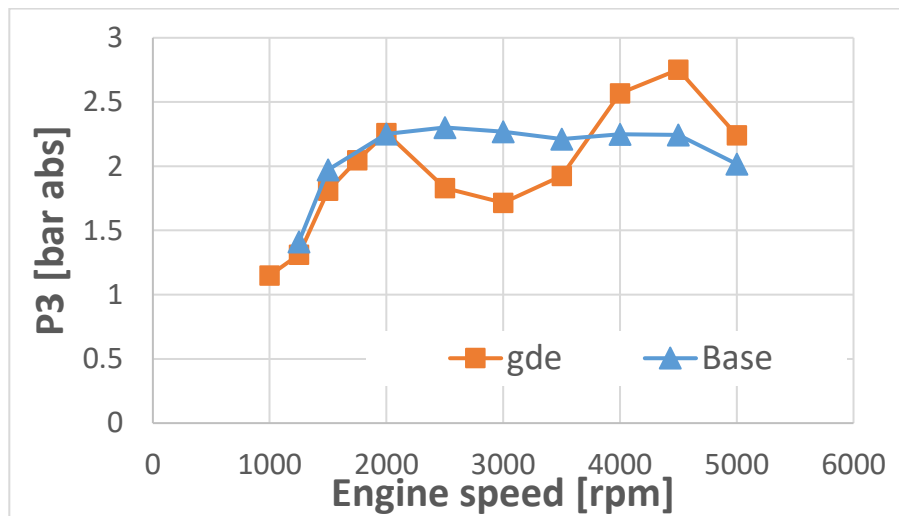


Figura 66: Presión en el colector de escape frente al régimen de giro

En lo que se refiere a la presión en el colector de escape, se observa la tendencia seguida en las gráficas anteriores. Estando muy ligada ésta a la presión en el colector de admisión. Cuanto mayor es la presión de admisión, mayor es la presión de escape, tal y como se ve en la gráfica anterior.

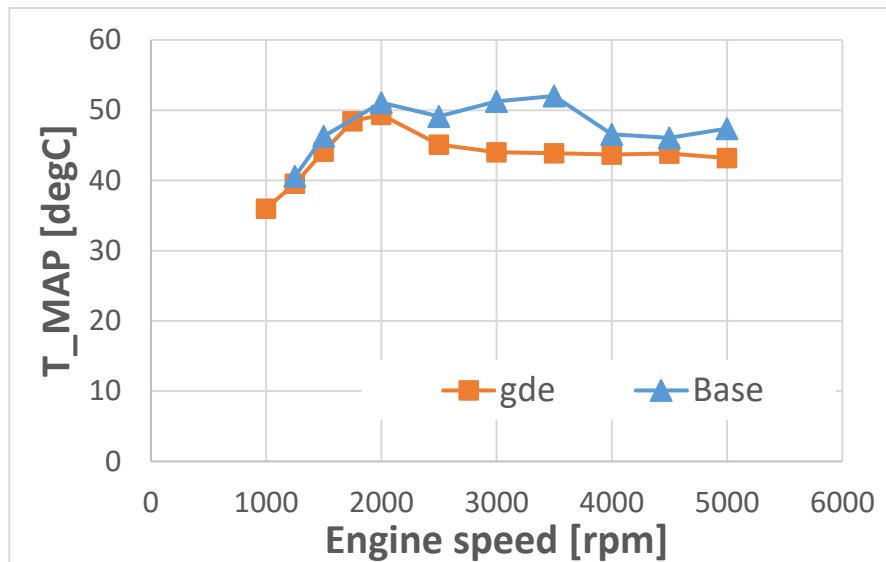


Figura 67: Temperatura de admisión frente al régimen de giro

Analizando la temperatura del colector de admisión, se ve claramente que la temperatura del aire de admisión con el colector sintonizado es del orden de 10 grados inferior a la del aire que circula por el colector base. Este efecto es notorio a mediados y altos regímenes de giro, ya que el colector está sintonizado para aprovechar la depresión y la disminución de temperatura asociada para cada uno de estos puntos de funcionamiento.

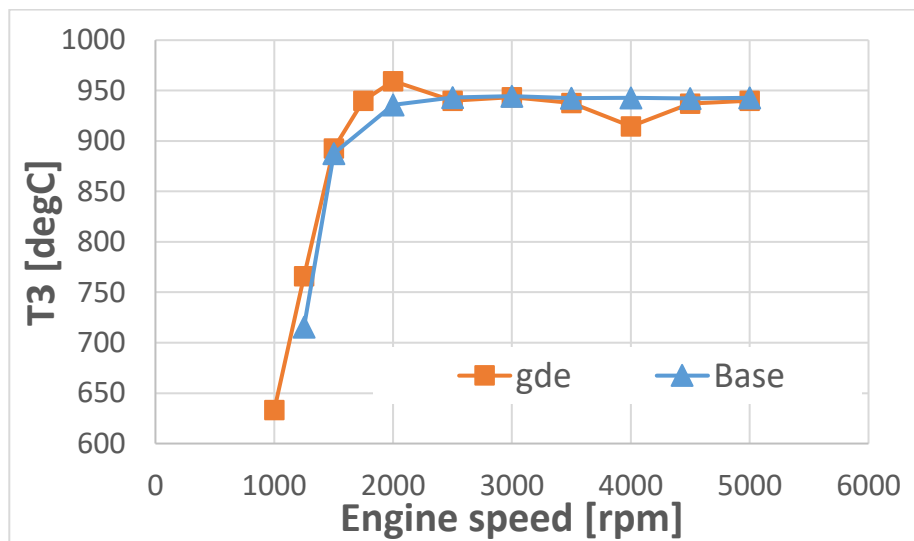


Figura 68: Temperatura de los gases de escape frente al régimen de giro

En lo referente a la temperatura del colector de escape, se puede llegar a la conclusión de que en ambos colectores se alcanza el límite de temperatura en el mismo punto y esta temperatura es mantenida durante los regímenes de giro siguientes.

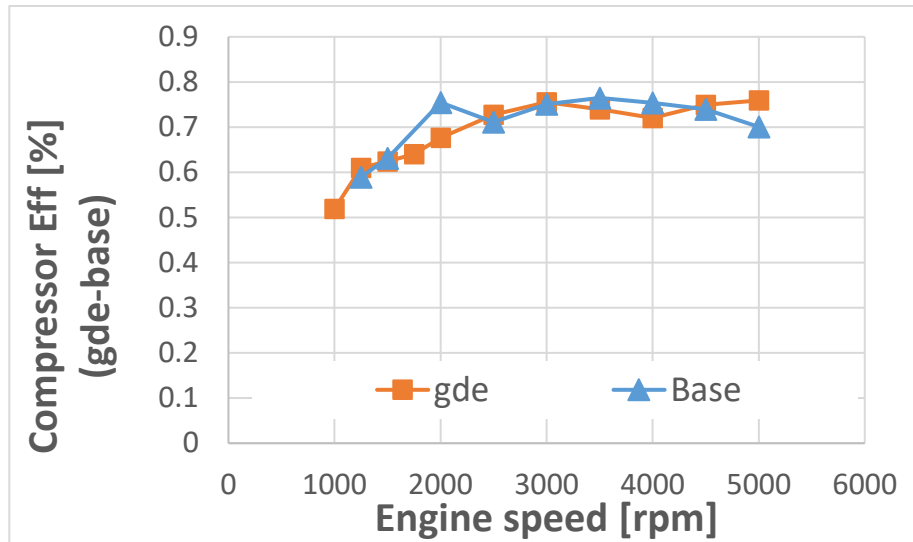


Figura 69: Rendimiento del compresor frente al régimen de giro

La eficiencia del compresor es prácticamente igual en ambos colectores. Puesto que la relación de presiones y de temperaturas son similares. Dando como resultado un rendimiento del compresor muy parecido en todos los puntos.

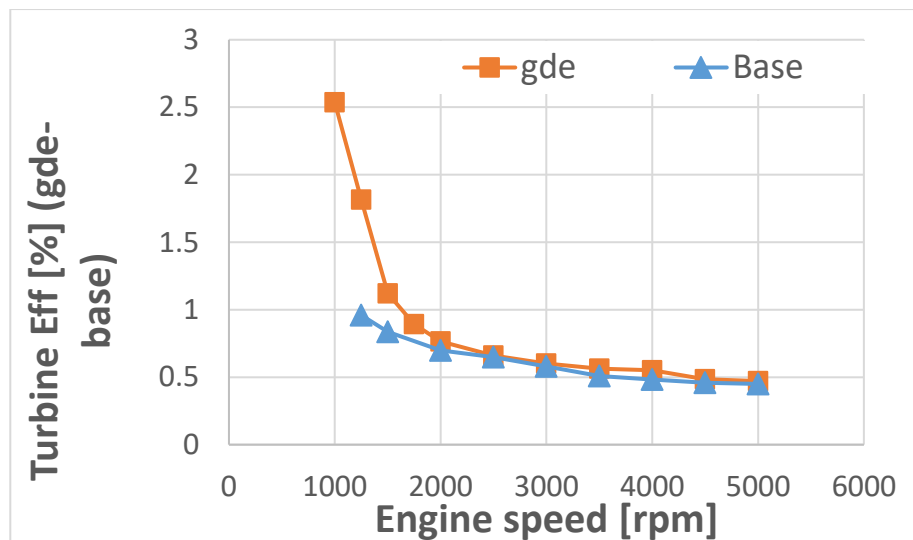


Figura 70: Rendimiento de la turbina frente al régimen de giro

De igual forma que para con el rendimiento del compresor ocurre con el rendimiento de la turbina. Aquellos puntos con un rendimiento superior a uno se deben a que la relación de presiones es muy próxima a uno, de forma que al sustituir en la Ecuación 35, el denominador es ligeramente menor al denominador, obteniendo de esta forma un valor superior a uno. Lo que quiere decir que no hay casi expansión de los gases de escape en la turbina.

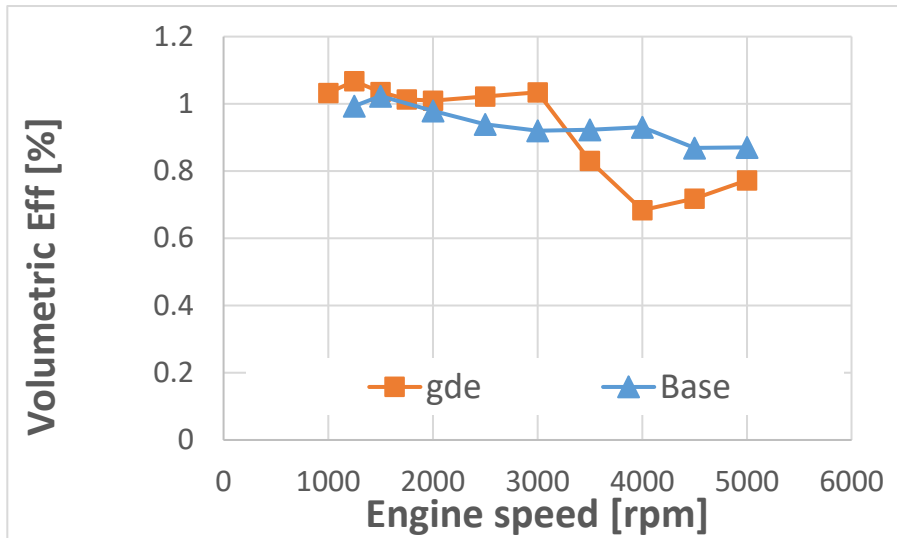


Figura 71: Rendimiento volumétrico frente al régimen de giro

En lo que se refiere al rendimiento volumétrico del motor, cabe decir que con el colector de admisión sintonizado, su valor fluctúa más. Teniendo una ligera ventaja hasta 3000 rpm pero perdiendo mucho rendimiento desde 3000 hasta 4000 rpm, rango de puntos en el que el rendimiento del colector sintonizado es mucho menor al del colector base. Recuperando el valor de colector base para los puntos de alto régimen de giro.

6.3-Resultados del colector con la longitud de 100 mm en tramos centrales (gde2)

Al cambiar la longitud del colector, lo que se hace es modificar el rango de funcionamiento óptimo del mismo, es decir, el conjunto de puntos para los que el colector está sintonizado.

Al acortar la longitud, tal y como se vio en el segundo capítulo en el apartado 2.4.3- Propagación de las ondas en conductos considerando flujo adiabático, lo que se hace es sintonizar el colector para regímenes de giro más elevados. Por lo tanto, es de esperar que tanto los puntos de menor rendimiento volumétrico como los puntos de sintonizado se desplacen hacia regímenes de giro mayores.

De esta manera, se obtienen los siguientes resultados al ensayar el motor con esta configuración del colector de admisión sintonizado.

AVL_INDEP	Testname	SPEED	TORQUE	Calc_Lam	FB_VAL	FSA_RATE	P_IN_MANI	P_EXH_MANI	T_ICOOLER	T_MAX_EXH		
-	rpm	Nm	-	kg/h	kg/h	bar	bar	°C				
1	1000_PC_gde	1000	136,600	0,996	3,810	56,400	1,232	1,221	38,440	638,546		
2	1250_PC_gde	1250	183,700	0,997	6,420	90,310	1,595	1,484	40,020	742,241		
3	1500_PC_gde	1500	254,400	0,997	10,710	151,150	2,319	2,075	46,250	907,140		
5	1750_PC_gde	1750	268,000	0,996	12,990	181,490	2,439	2,245	52,280	931,740		
6	2000_PC_gde	2000	247,200	0,996	13,630	189,850	2,249	2,106	49,640	945,650		
7	2500_PC_gde	2500	236,000	0,996	16,060	223,040	2,039	2,063	45,510	946,020		
8	3000_PC_gde	3000	196,700	0,998	16,540	228,430	1,740	1,844	45,130	944,630		
1	3500_PC_gde	3500	174,100	0,996	16,710	234,580	1,733	1,852	43,120	936,661		
2	4000_PC_gde	4000	177,900	0,983	19,250	268,010	2,315	2,441	42,840	934,913		
4	4500_PC_gde	4500	193,700	0,987	22,490	315,260	2,502	2,762	44,980	917,247		
6	5000_PC_gde	5000	163,500	0,996	22,560	317,590	2,023	2,382	45,260	942,041		
Wategate	Spark	cam_vcp[0]	cam_vcp[1]	rend_vol_CC	rend_vol_T	gamma_t	rend_comp	rend_turb	compPR	turbPR	T2/T1	T3/T4
0,468	-4,875	36,464	26,445	1,049	1,035	1,359	0,537	2,166	1,239	1,184	1,118	1,105
0,897	-6,375	34,468	24,945	1,044	1,021	1,358	0,612	1,236	1,591	1,413	1,232	1,121
2,679	-10,125	30,665	14,464	1,021	0,974	1,368	0,608	0,930	2,329	1,886	1,449	1,171
4,985	-7,875	33,267	10,518	1,018	0,972	1,371	0,647	0,843	2,465	1,973	1,455	1,165
7,975	-6,750	31,295	4,909	1,003	0,956	1,372	0,679	0,748	2,276	1,820	1,390	1,126
12,643	-3,375	33,717	6,847	1,026	0,995	1,373	0,730	0,666	2,088	1,698	1,321	1,098
19,824	-1,125	28,955	3,815	1,025	1,008	1,371	0,764	0,620	1,796	1,497	1,238	1,069
19,946	3,000	29,417	5,915	0,900	0,914	1,369	0,750	0,568	1,787	1,486	1,241	1,061
11,602	7,500	32,439	7,907	0,673	0,721	1,370	0,728	0,550	2,371	1,901	1,384	1,096
11,702	12,750	29,927	10,034	0,656	0,670	1,368	0,737	0,516	2,557	2,047	1,418	1,099
18,395	11,625	24,456	12,880	0,736	0,729	1,370	0,772	0,489	2,109	1,736	1,308	1,073

Figura 72: Datos gde2

Estos datos se han obtenido de igual manera que en los apartados anteriores. En las gráficas siguientes se van a comparar los resultados obtenidos para el colector base y el colector sintonizado con la longitud de 100 mm.

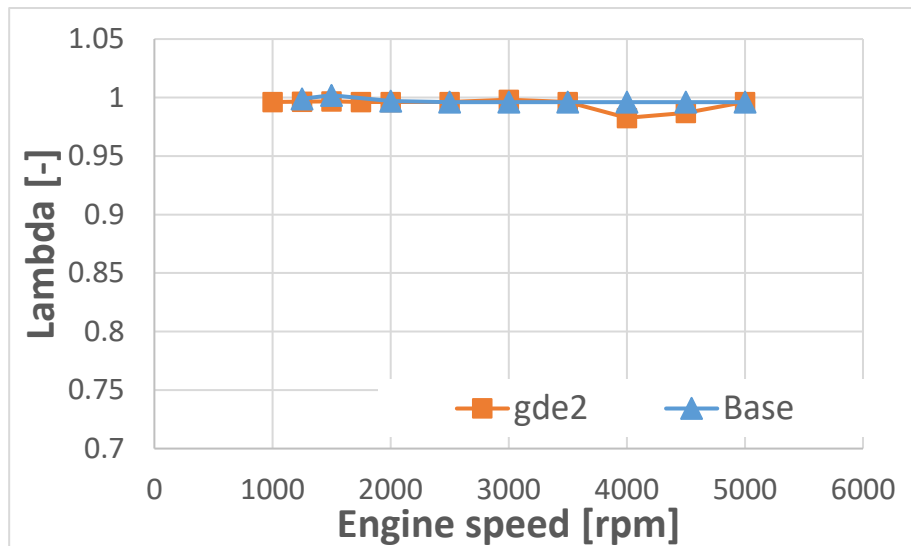


Figura 73: Lambda frente al régimen de giro

Para el colector sintonizado, se observa una pequeña fluctuación que se produce a 4000 rpm. Producida por la pérdida de rendimiento volumétrico del colector, siendo en este punto muy difícil mantener lambda constante e igual a uno debido a que el valor de este parámetro fluctuaba ligeramente con el control PID que controlaba la temperatura de salida del *intercooler*. De manera que, al variar la temperatura del aire de admisión, también cambia la densidad del aire y con ello la masa que se introduce por unidad de volumen. Teniendo que para ajustar el valor de lambda a uno, cambiar a tiempo real la cantidad de combustible.

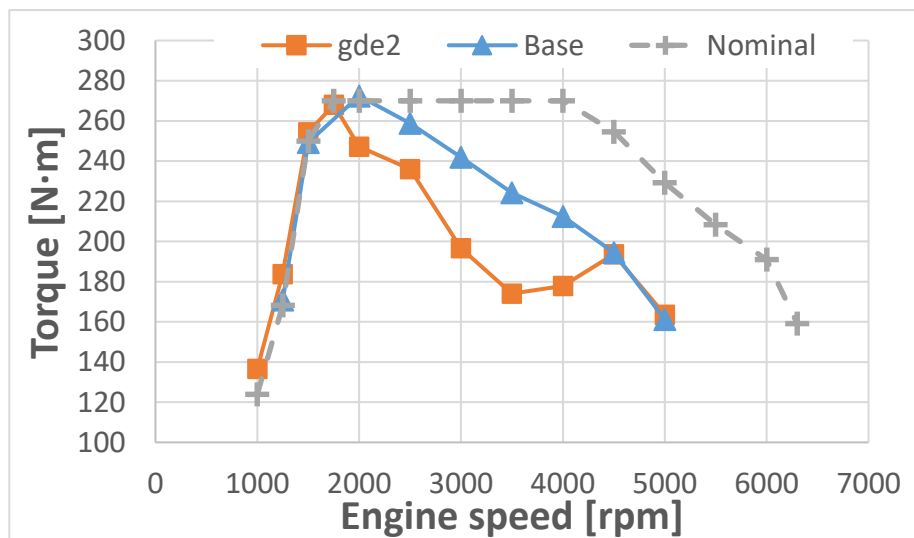


Figura 74: Par frente al régimen de giro

En lo que al par se refiere, se puede ver prácticamente lo mismo que con la longitud de 218 mm. Ya que, el par que otorga el motor con el colector sintonizado es parecido al que se obtiene para el colector base para bajas vueltas. En regímenes medios se produce una caída de par ocasionada por el mal rendimiento volumétrico del colector sintonizado y para alto régimen el colector sintonizado recupera el valor de para acorde al colector base.

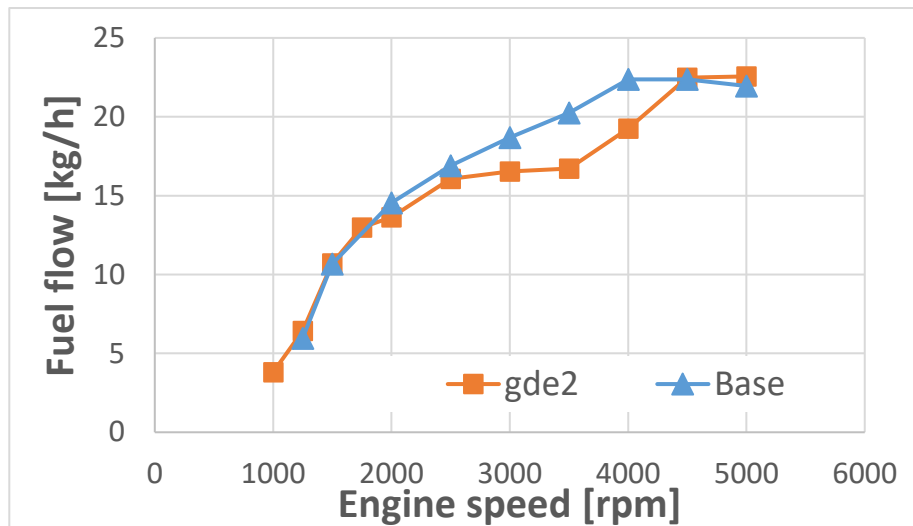


Figura 75: Gasto de combustible frente al régimen de giro

Examinando el gasto de combustible con el colector sintonizado, se ve como en el rango entre 3000 y 4000 rpm, el gasto de combustible es menor al del colector base. Esto se debe a que, tal y como se ve en la gráfica siguiente, el gasto de aire es menos en estos puntos. Por lo tanto, si se quiere mantener el valor de lambda constante igual a uno, se debe reducir el gasto de combustible.

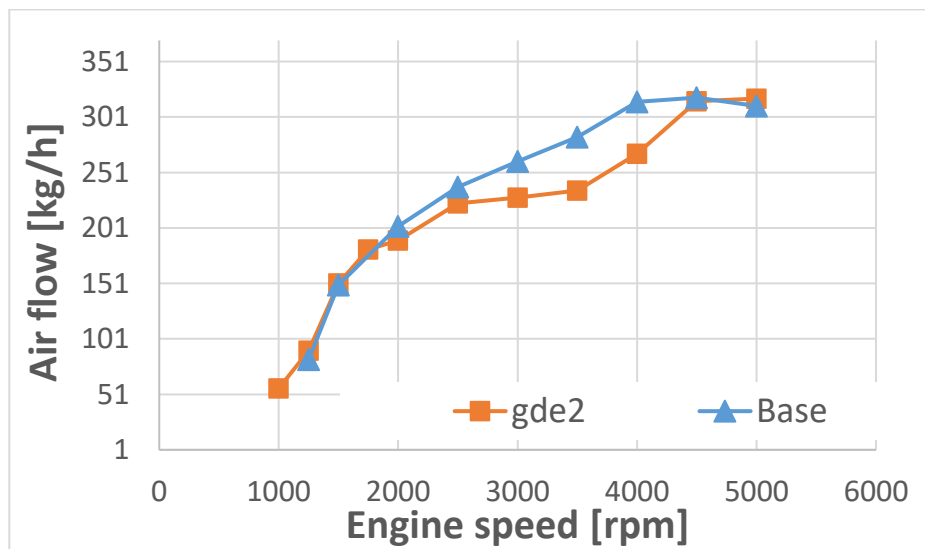


Figura 76: Gasto de aire frente al régimen de giro

Tal y como se ha dicho, el gasto de aire para el colector sintonizado es menor en los regímenes de giro que están entre 3000 y 4000 rpm. Esto es causado porque el rendimiento volumétrico del colector sintonizado para estos regímenes de giro es menor que el rendimiento volumétrico del colector base en estos mismos puntos.

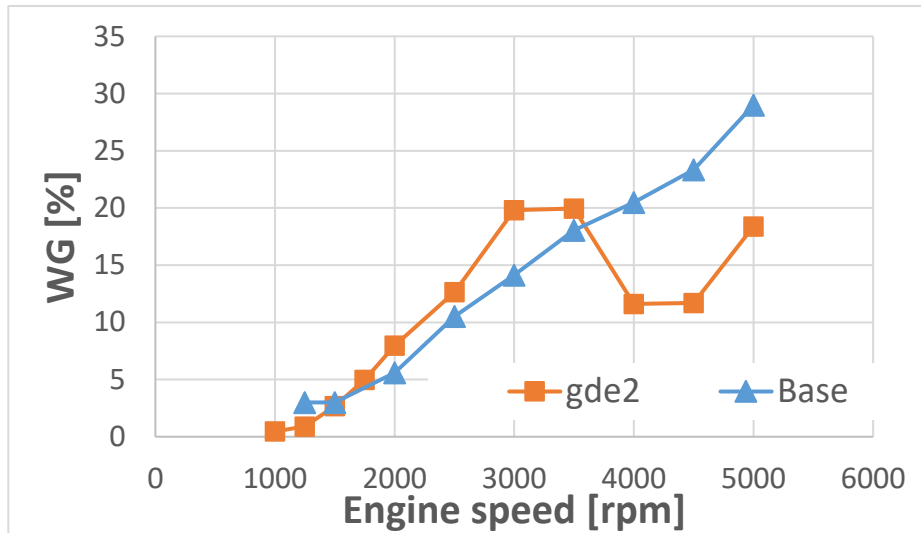


Figura 77: Porcentaje de apertura de la wastegate frente al régimen de giro

Atendiendo al porcentaje de apertura del *wastegate*, se ve una tendencia similar en ambos colectores hasta 3000 rpm, aunque con el colector sintonizado no se ha cerrado tanto como con el colector base. Tomando únicamente los puntos hasta 1750 rpm significa que, con un ligeramente menor gasto de aire en la salida del compresor se ha obtenido el mismo par. Lo que significa que el rendimiento del motor con este sistema es superior hasta este punto de funcionamiento.

A partir de 3500 rpm es posible cerrar en mayor medida el *wastegate* con el colector sintonizado que con el colector base. Esta tendencia es muy similar a la apreciada con la longitud de 218 mm.

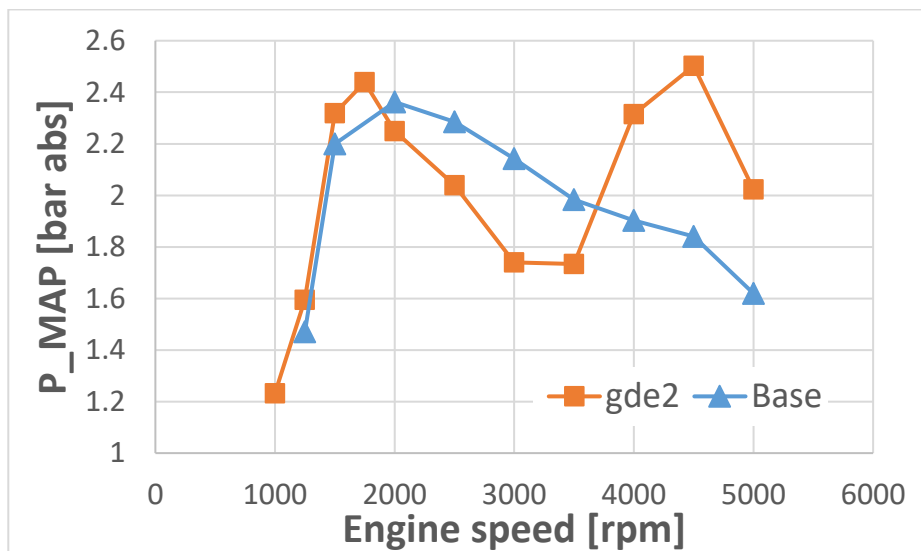


Figura 78: Presión de admisión frente al régimen de giro

Como puede observarse en el rango de vueltas en las que el colector tiene un mal rendimiento, la presión disminuye notablemente, recuperando un valor superior en alto régimen.

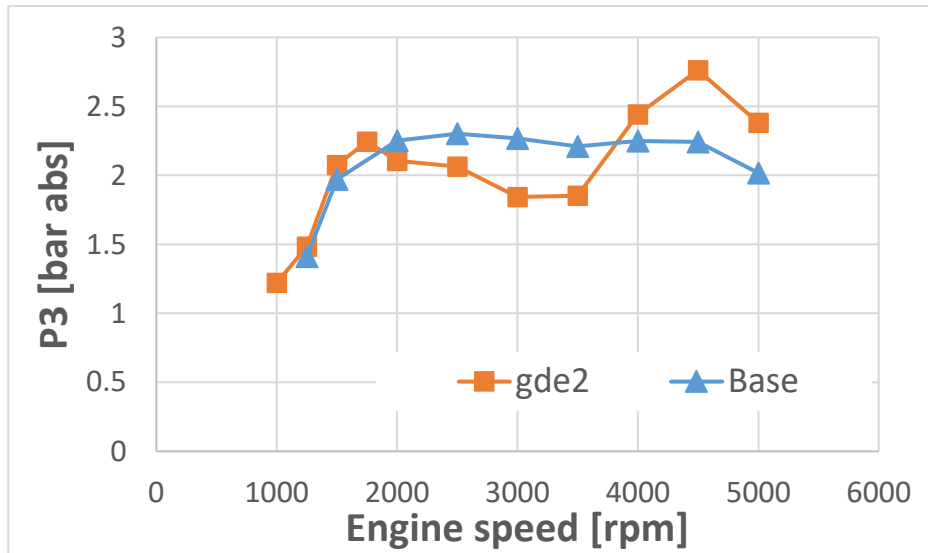


Figura 79: Presión de escape frente al régimen de giro

En la presión de escape se ve el mismo comportamiento que en la presión de admisión para el colector sintonizado. Puesto a que, para que la presión en la admisión sea elevada, hay que cerrar la válvula *wastegate* en mayor medida para acelerar la turbina y con ello el compresor. Generando un aumento de la presión en el colector de escape al hacer pasar una mayor parte del flujo por la turbina.

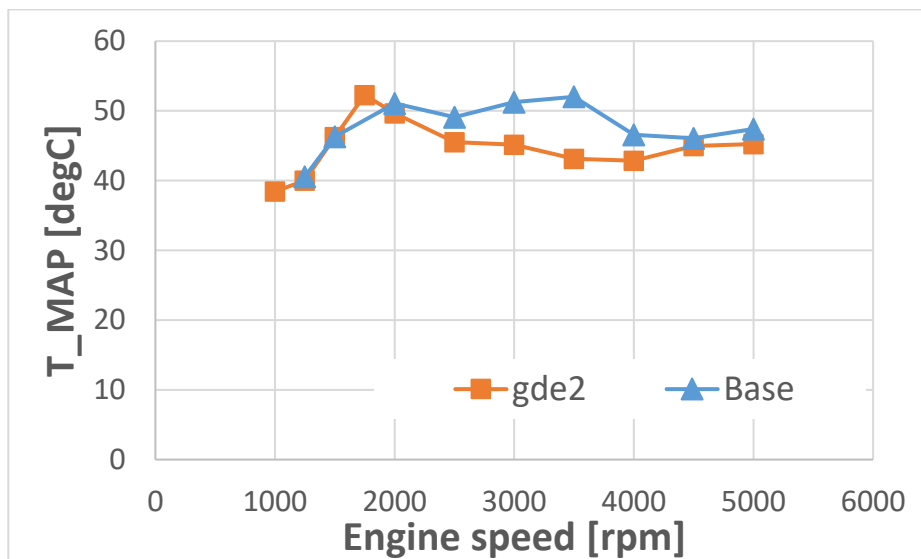


Figura 80: Temperatura de admisión frente al régimen de giro

Al aumentar la presión de admisión, aumenta la temperatura de salida del compresor. Después al pasar por el *intercooler* este baja la temperatura del aire de admisión. La tendencia que sigue la temperatura con ambos colectores es la misma, pero igual que ocurre con el caso anterior existe un desfase entre ambas.

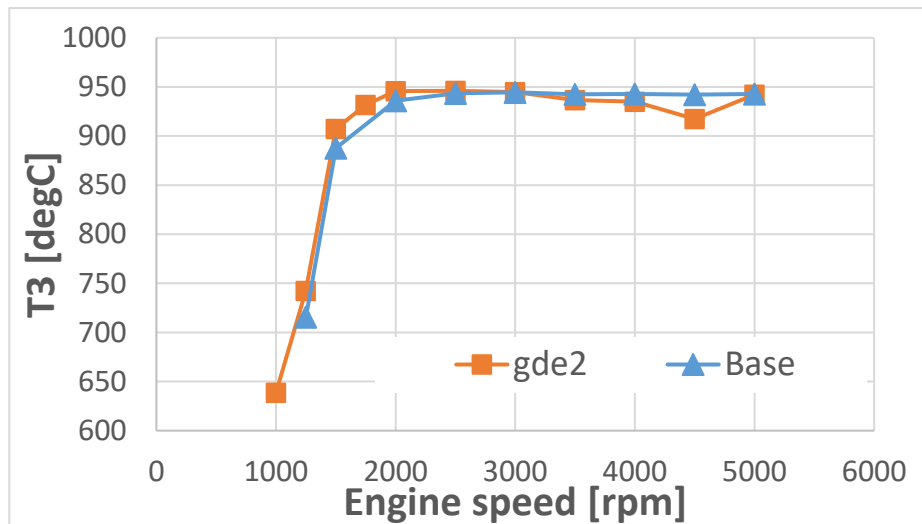


Figura 81: Temperatura de escape frente al régimen de giro

Como sucede en los casos anteriores, se llega en los puntos a partir de 2000 rpm al límite de temperatura en el colector de escape o entrada turbina.

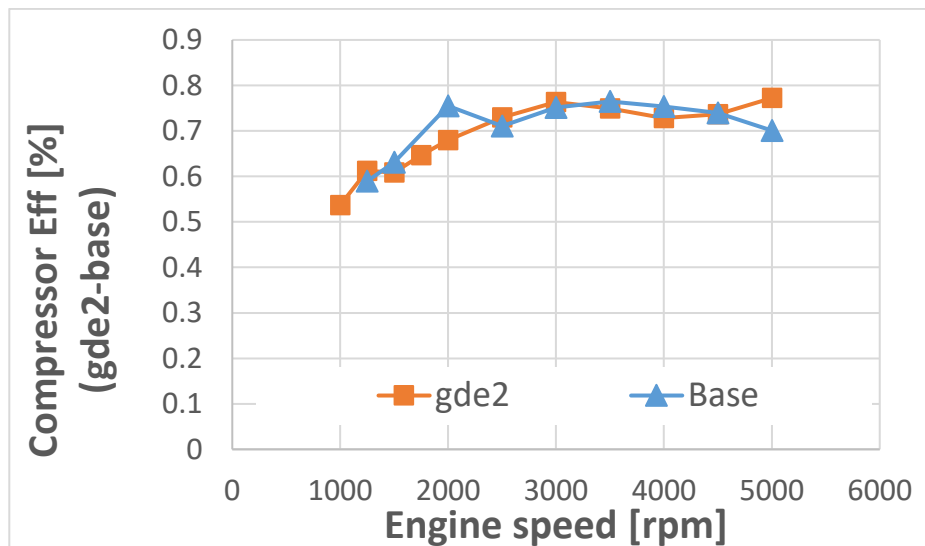


Figura 82: Rendimiento del compresor frente al régimen de giro

En cuanto la eficiencia del compresor, el valor es muy similar en ambos colectores. Bien es cierto que a 2000 rpm con el colector base el compresor ofrece un mejor rendimiento y a 5000 rpm es el colector sintonizado el que ofrece al compresor un mayor rendimiento.

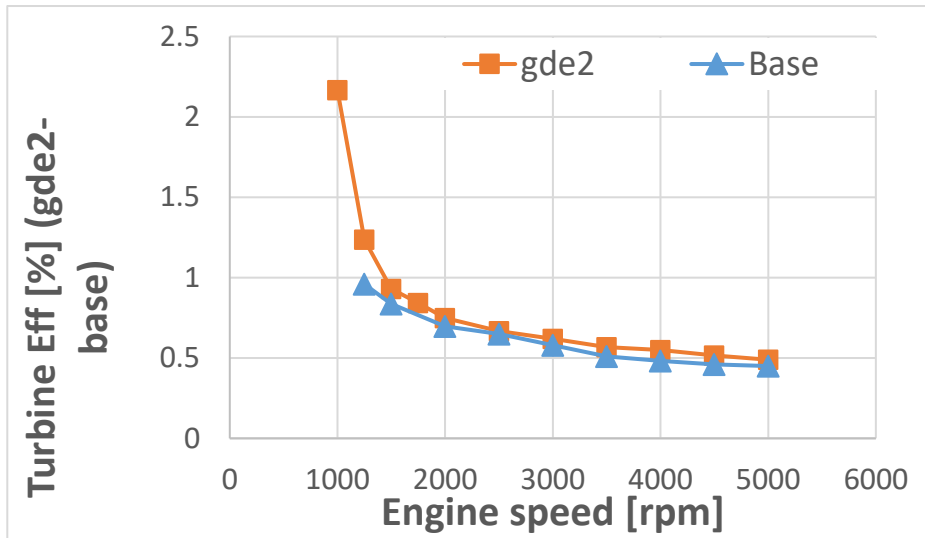


Figura 83: Rendimiento de la turbina frente al régimen de giro

El comportamiento del rendimiento de la turbina es muy similar, independientemente del tipo de colector de admisión utilizado.

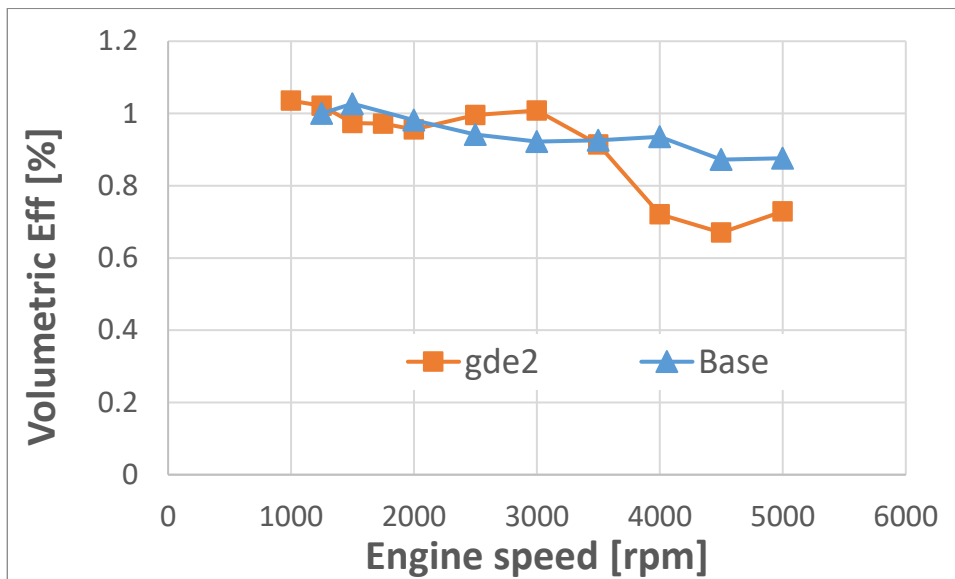


Figura 84: Rendimiento volumétrico frente al régimen de giro

Sin embargo, pese a tener un par similar ambos colectores a alto régimen de giro, el rendimiento volumétrico del sistema es menor. Esto se debe al incremento de la presión de admisión para lograr este par. Ya que para lograr una misma potencia, con el colector base se necesita una presión inferior en el colector de admisión. Mientras que para lograr esta potencia con el colector sintonizado, es necesario que el compresor opere con una relación de compresión mucho mayor.

6.4-Comparación entre las diferentes geometrías

En este apartado, se va a proceder a analizar las ventajas e inconvenientes entre el colector sintonizado con la longitud de 218 mm y con la longitud de 100 mm. Concluyendo con la determinación de la geometría con mejores resultados. Para posteriormente realizar el montaje del *bypass* entre las dos ramas de admisión en la solución elegida.

Ahora se van a exponer las diferentes gráficas que muestran de forma comparativa el comportamiento del sistema con las dos geometrías (con 218 mm y 100 mm).

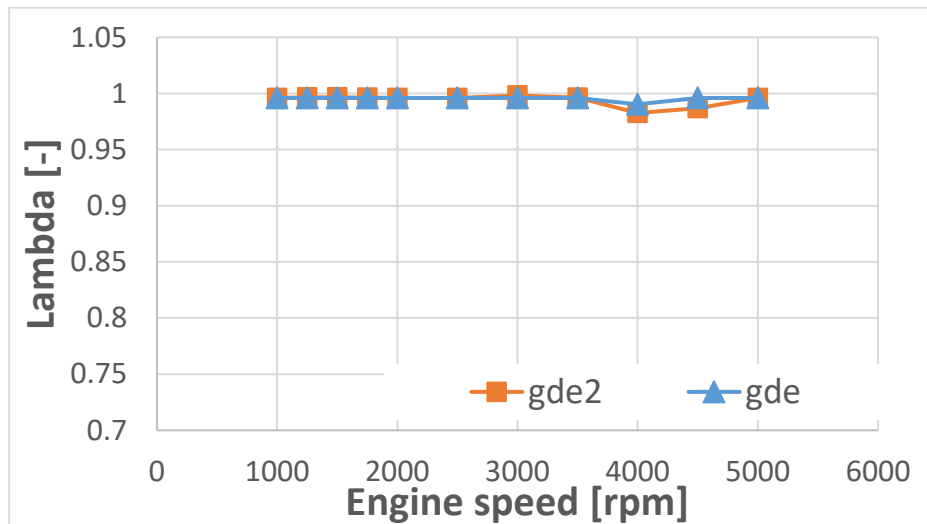


Figura 85: Lambda frente al régimen de giro

Examinando el valor de lambda para ambas configuraciones, se puede ver que con la configuración de 218 mm el parámetro lambda permanece más constante. Mientras que con la longitud de 100 mm lambda oscila más para regímenes de giro altos.

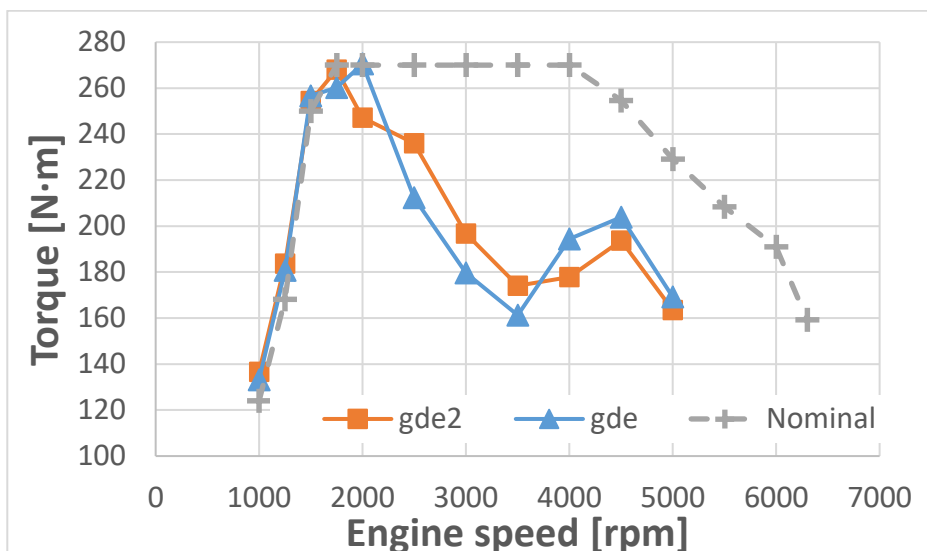


Figura 86: Para frente al régimen de giro

Analizando el par que desarrolla el motor con las dos geometrías, se puede ver como con los 218 mm el par es superior en bajas y altas vueltas. Mientras que para regímenes medios, la longitud de 100 mm hace que el sistema proporcione un par

superior. Esto es muy importante para decidir en cuál de las dos geometrías se montará el *bypass*.

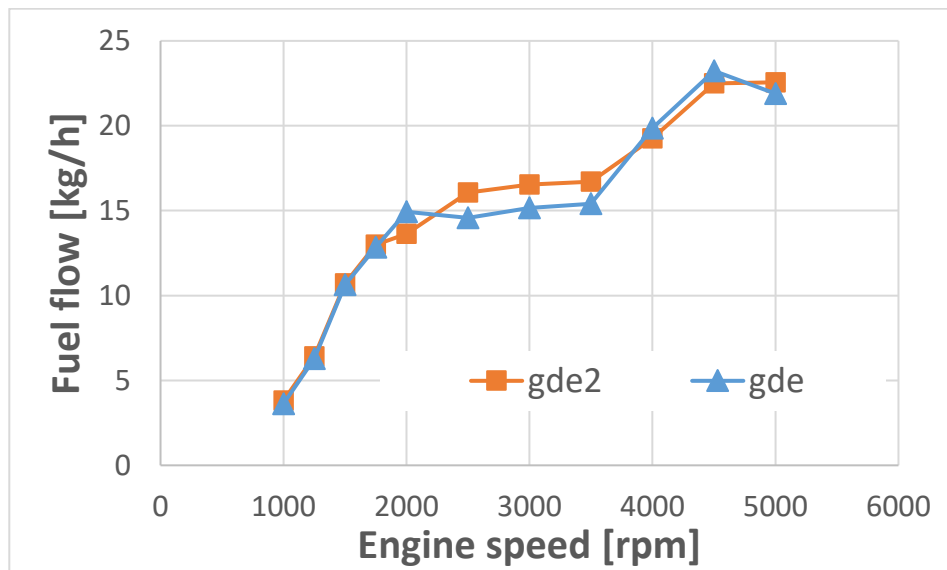


Figura 87: Gasto de combustible frente al régimen de giro

Observando el gasto másico correspondiente a cada régimen de giro a plena carga y lambda igual a uno, cabe decir que el colector sintonizado con la longitud de 100 mm muestra un gasto superior en regímenes de giro que van desde 2000 rpm hasta 4000 rpm. Sin embargo, el colector sintonizado con 218 mm presenta un mayor gasto de combustible para altos regímenes e igual gasto másico de combustible para vueltas.

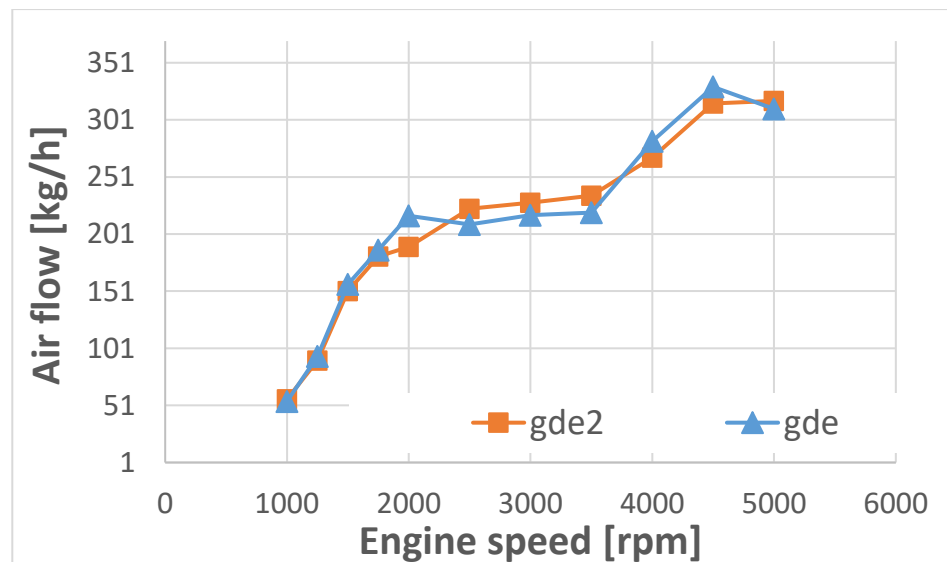


Figura 88 Gasto de aire frente al régimen de giro

Examinando el gasto de aire, se puede ver el mismo comportamiento que al analizar el gasto de combustible. Puesto que ambos parámetros están directamente relacionados con el parámetro lambda que en el caso de los ensayos es prácticamente igual uno.

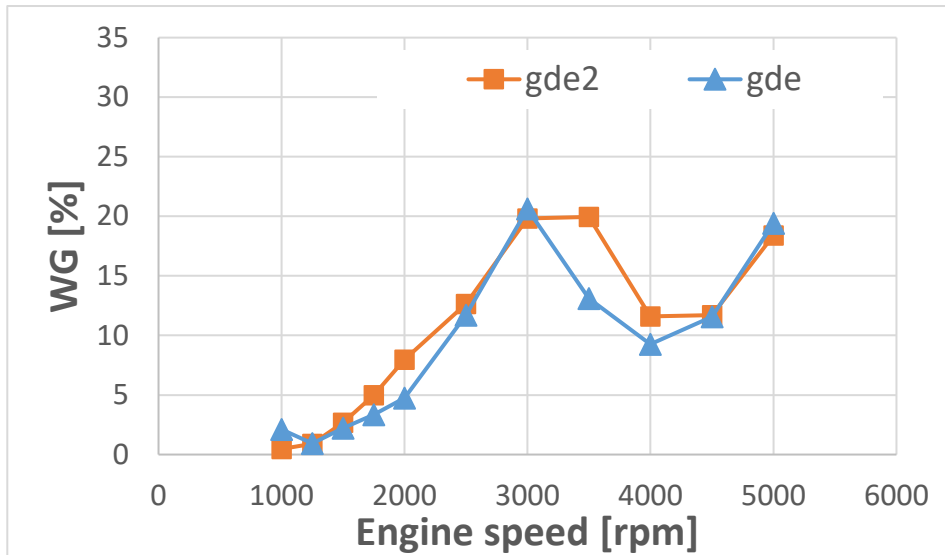


Figura 89: Porcentaje de apertura del wastegate frente al régimen de giro

La válvula *wastegate*, para el colector sintonizado con 218 mm se encuentra más cerrada en todos los regímenes de giro, aproximándose al valor de apertura de la válvula cuando está montada la longitud de 100 mm.

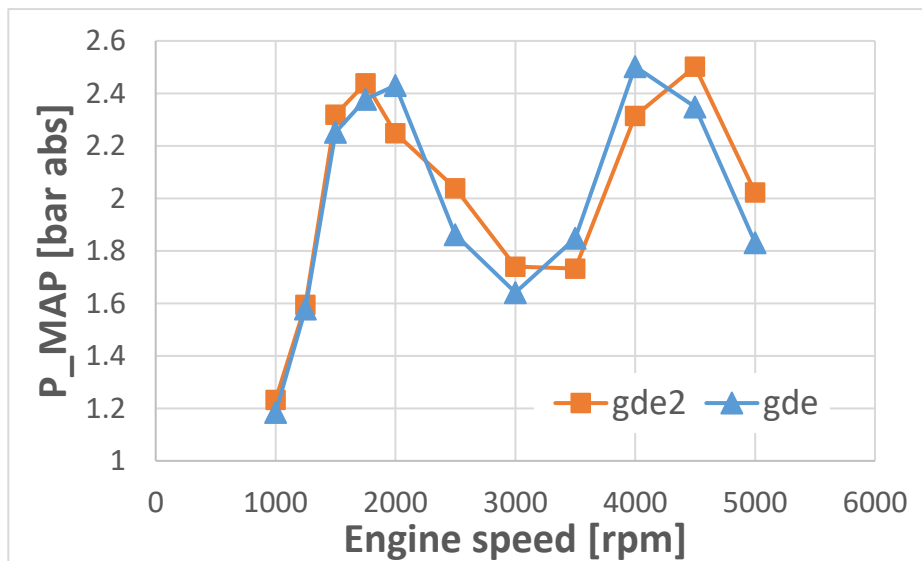


Figura 90: Presión de admisión frente al régimen de giro

En la presión del colector de admisión, se puede ver muy claramente el efecto que tiene la longitud de sintonizado. Puede verse como la curva naranja (colector sintonizado 100 mm) es prácticamente igual a la curva azul (colector sintonizado 218 mm) pero desplazada ligeramente a la derecha. Lo que quiere decir, que el colector sintonizado 100 mm, se encuentra sintonizado para un rango de regímenes de giro más elevado, tal y como se dijo.

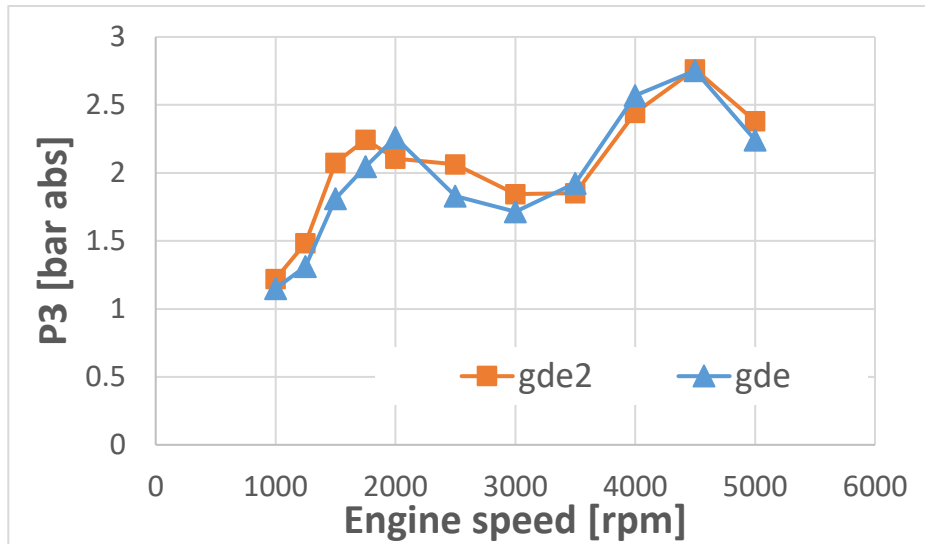


Figura 91: Presión de escape frente al régimen de giro

La presión de escape que se obtiene utilizando los dos colectores sintonizados es muy parecida. Alcanzando el valor máximo de 2,75 bar en ambos casos para el punto de 4500 rpm.

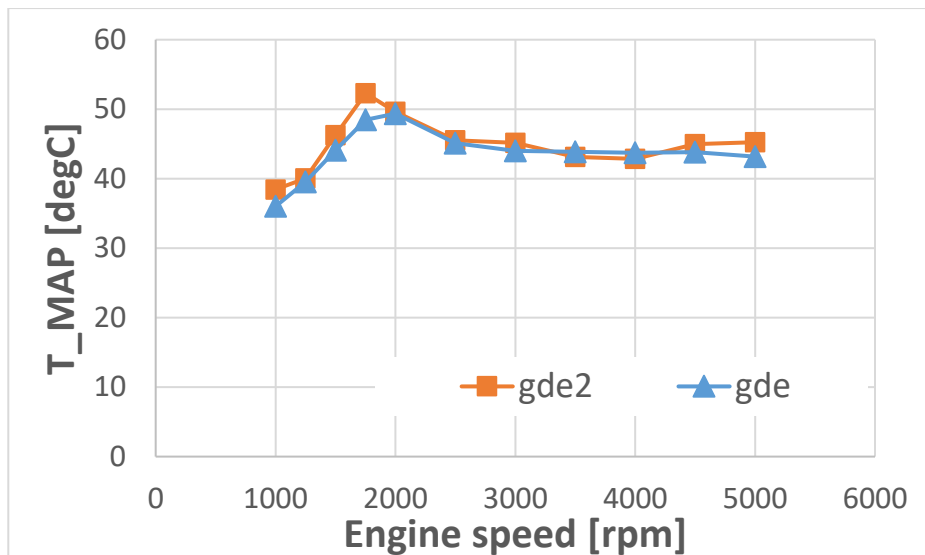


Figura 92: Temperatura de admisión frente al régimen de giro

La temperatura de admisión es ligeramente menor con el colector sintonizado de longitud 218 mm, acusándose más para los puntos de funcionamiento de 1750 rpm y 5000 rpm.

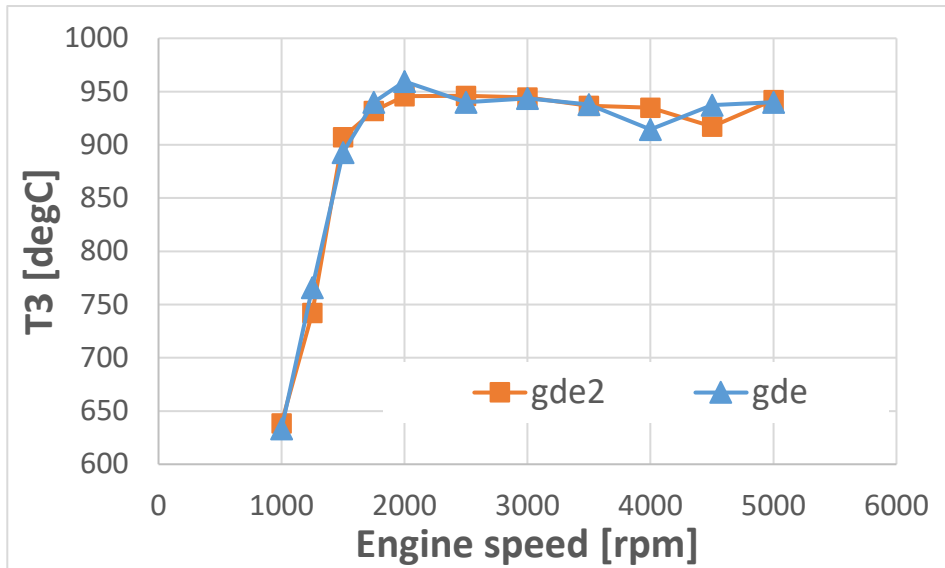


Figura 93: Temperatura de escape frente al régimen de giro

En la temperatura de entrada turbina se ve como las dos gráficas son muy parecidas en su forma, estando la gráfica correspondiente al colector sintonizado de longitud 100 mm más desplazada hacia la zona de altos regímenes. Cabe destacar que en ambas gráficas se produce un pequeño descenso de temperatura a altas vueltas. Por lo que a priori cabe pensar que se podría haber obtenido un mayor par a estos regímenes. Sin embargo, dichos punto llegaron a la limitación de presión de salida compresor (2,5 bar) como se muestra en la Figura 90.

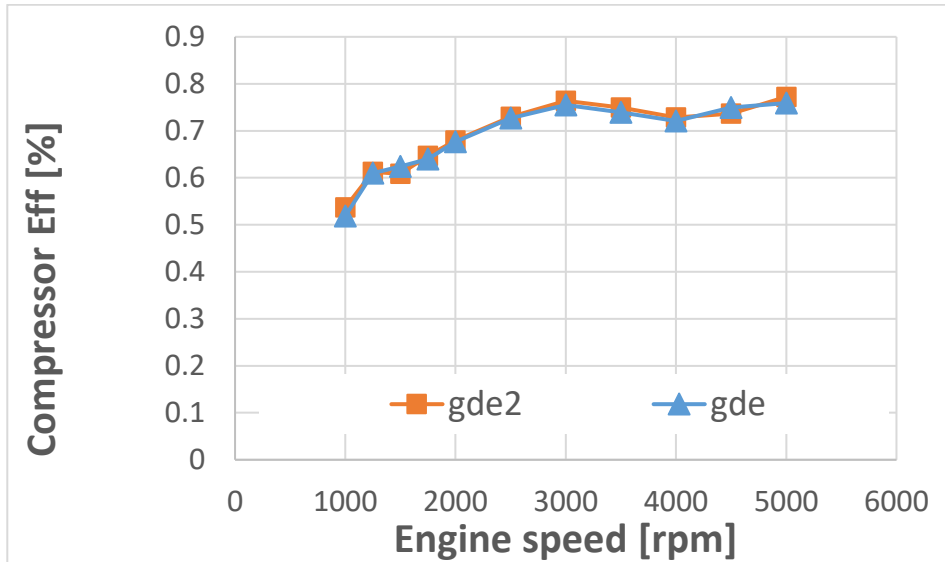


Figura 94: Rendimiento del compresor frente al régimen de giro

En lo que se refiere a la eficiencia del compresor, hay que decir que es exactamente la misma con ambas geometrías.

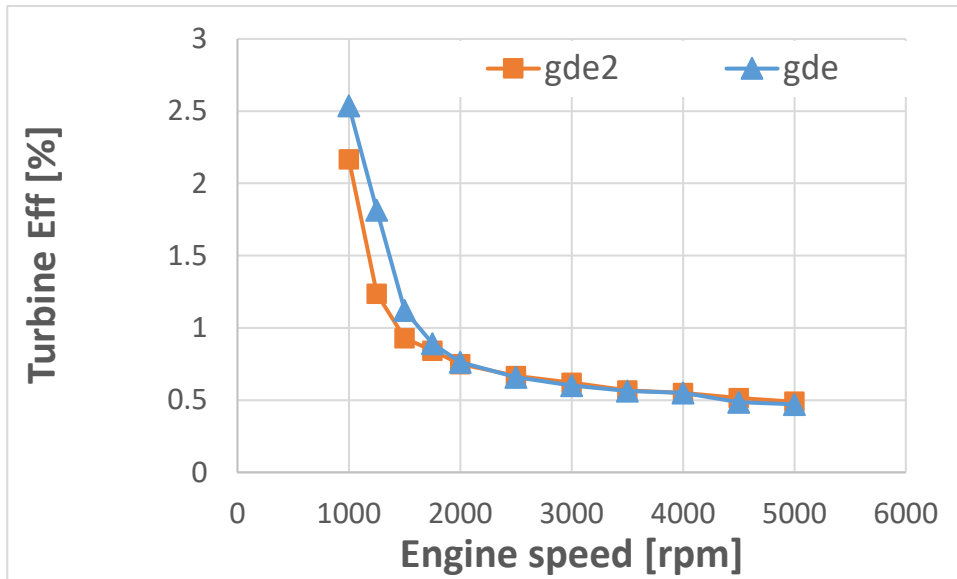


Figura 95: Rendimiento de la turbina frente al régimen de giro

El rendimiento de la turbina es ligeramente superior a bajos regímenes para el colector sintonizado de longitud 218 mm. Pero las dos geometrías presentan el mismo rendimiento a partir de 1750 rpm.

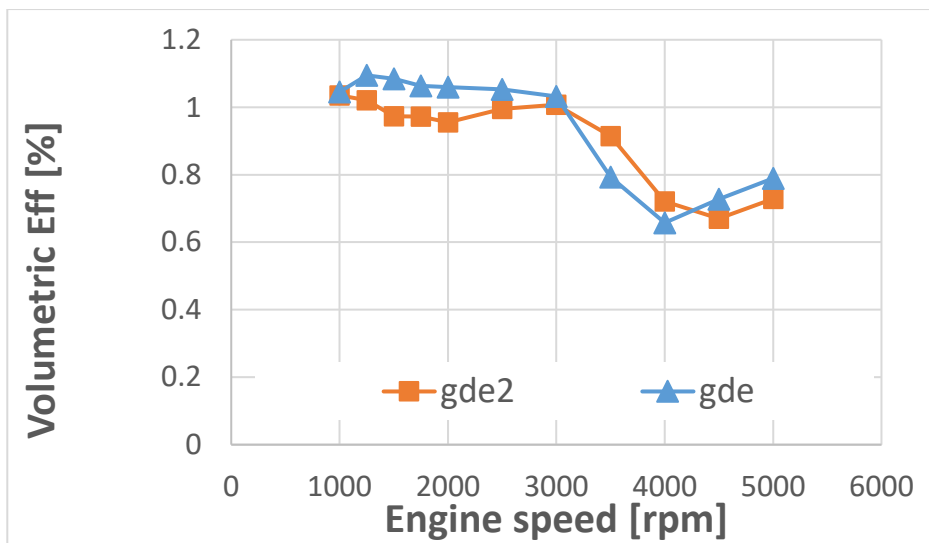


Figura 96: Rendimiento volumétrico frente al régimen de giro

En lo que se refiere al rendimiento volumétrico del sistema, haciendo uso de la longitud de 218 mm el rendimiento volumétrico del motor es mejor que con la configuración de 100 mm tanto para bajas como altas vueltas. El colector sintonizado de longitud 100 mm hace que el sistema sea superior de 3000 rpm a 4000 rpm únicamente.

Finalmente, una vez analizado el comportamiento del motor con ambas configuraciones, se ha decidido montar el *bypass* con el colector sintonizado con la longitud de 218 mm. Esto se debe a que con el *bypass* lo que se predice que se va a mejorar es en el rango de 2000 a 4000 rpm y que a alto régimen se perdería eficiencia. Al mejorar en regímenes medios la longitud de 218 mm ofrecerá un mejor resultado que la longitud de 100 mm. Además, si disminuye la eficiencia a alto régimen y se monta el colector con la longitud de 100 mm, este tendría seguro un peor rendimiento que el

colector base, no obteniendo lo que se desea que es aumentar el rendimiento del colector base, sobre todo a altas vueltas que es donde más margen de mejora hay. Por lo tanto, al montar el bypass con la longitud se aumentará el rendimiento a regímenes medios y disminuirá ligeramente a altas vueltas intentando que sea mejor que el colector base.

6.5-Resultados del montaje del bypass en la geometría con mejores resultados

Una vez se ha determinado cual es la mejor configuración del colector sintonizado, se procede a montar el bypass entre las ramas de admisión de los cilindros exteriores e interiores.

Los resultados obtenidos con el colector sintonizado con la longitud de 218 mm y el bypass instalado se muestran en la figura siguiente. Cabe recordar que, tal y como se dijo en el capítulo de metodología experimental, para ensayar esta configuración no es necesario regular la proporción de aire y combustible de manera manual.

AVL_INDEP	Testname	SPEED	Calc_Lam	TORQUE	FB_VAL	FSA_RATE	P_IN_MANI	P_EXH_MANT	ICOOLER	T_MAX_EXH		
	-	rpm	-	Nm	kg/h	kg/h	bar	bar	°C			
1	1000_PC_gde	1000	0,996	132,800	3,600	52,550	1,214	1,218	39,890	630,220		
2	1250_PC_gde	1250	0,996	175,100	5,910	85,920	1,532	1,451	39,950	723,465		
3	1500_PC_gde	1500	0,996	246,300	10,040	139,900	2,174	1,966	44,350	858,830		
4	1750_PC_gde	1750	0,996	269,200	12,630	177,070	2,493	2,271	48,280	919,880		
2	2000_PC_gde	2000	0,996	272,500	14,890	211,510	2,457	2,380	49,790	936,610		
6	2500_PC_gde	2500	0,996	238,400	16,060	225,840	2,178	2,155	46,110	935,113		
1	3000_PC_gde	3000	0,996	238,400	18,670	264,050	2,065	2,184	45,560	932,406		
2	3500_PC_gde	3500	0,997	219,800	19,990	282,980	2,012	2,215	45,810	940,769		
3	4000_PC_gde	4000	0,997	214,600	22,100	311,160	2,027	2,344	44,960	938,925		
4	4500_PC_gde	4500	0,997	187,700	22,040	310,660	1,921	2,258	44,300	934,406		
5	5000_PC_gde	5000	0,996	172,100	22,860	325,380	1,927	2,325	45,290	935,634		
Wategate	Spark	cam_vcp[0]	cam_vcp[1]	rend_vol_CC	rend_vol_T	gamma_t	rend_comp	rend_turb	compPR	turbPR	T2/T1	T3/T4
0,620	-4,500	35,974	25,962	0,997	0,983	1,360	0,541	4,138	1,214	1,098	1,106	1,113
0,531	-5,625	34,462	24,427	1,034	1,015	1,358	0,636	1,717	1,527	1,308	1,202	1,133
1,801	-7,500	29,955	17,431	1,002	0,961	1,363	0,630	1,008	2,177	1,781	1,395	1,168
4,230	-6,750	32,416	9,855	0,960	0,919	1,369	0,648	0,901	2,486	1,985	1,459	1,179
8,078	-6,750	33,972	9,397	1,023	0,973	1,371	0,670	0,677	2,497	2,075	1,446	1,138
12,195	-2,250	32,307	0,000	0,974	0,940	1,371	0,712	0,650	2,190	1,802	1,353	1,106
15,030	0,375	29,332	4,631	1,000	0,962	1,370	0,751	0,605	2,097	1,733	1,314	1,091
16,914	2,250	27,417	0,909	0,943	0,917	1,370	0,758	0,563	2,056	1,714	1,302	1,083
18,215	5,625	31,426	5,918	0,899	0,867	1,369	0,762	0,534	2,087	1,756	1,307	1,081
19,708	7,875	33,411	2,873	0,840	0,820	1,368	0,758	0,520	1,988	1,699	1,286	1,074
21,258	10,125	30,918	4,872	0,792	0,783	1,367	0,760	0,501	2,006	1,718	1,289	1,073

Figura 97: Datos gde3

A continuación, se procede a analizar los parámetros pertinentes para determinar la viabilidad del sistema con el colector sintonizado con 218 mm de longitud en sus tramos centrales.

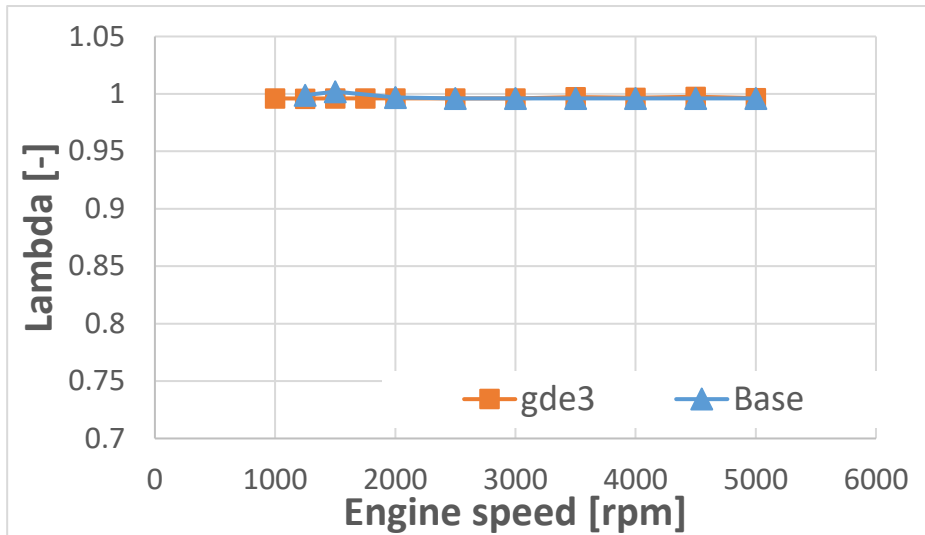


Figura 98: Lambda frente al régimen de giro

Tal y como se muestra en la gráfica anterior, el parámetro lambda es igual a uno en todos los puntos de funcionamiento ensayados.

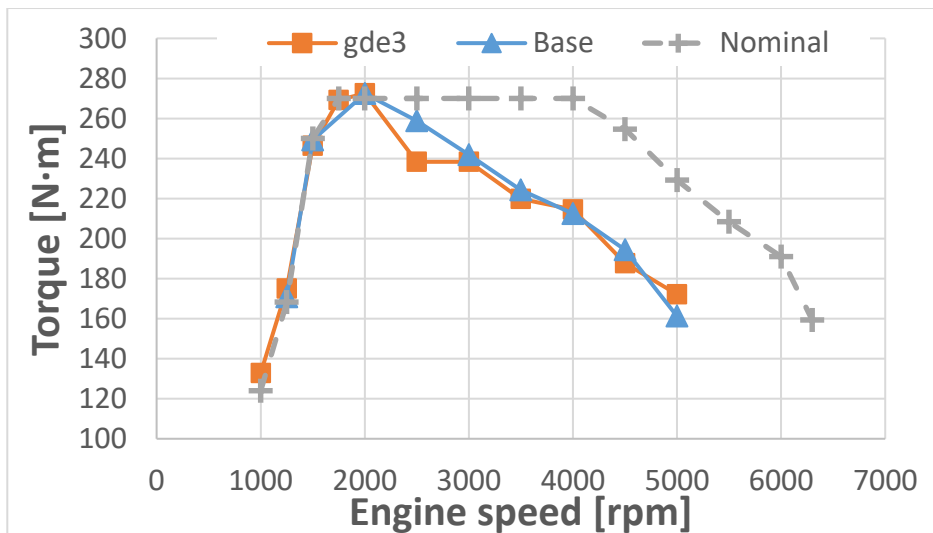


Figura 99: Par frente al régimen de giro

Analizando el par que proporciona el motor, se observa el fenómeno comentado anteriormente. Para regímenes medios el par del colector sintonizado se aproxima mucho al par que otorga el motor con el colector base y para altas vueltas, la ventaja que obtenía el colector sintonizado sin bypass se reduce notablemente, sobre todo a 4500 rpm.

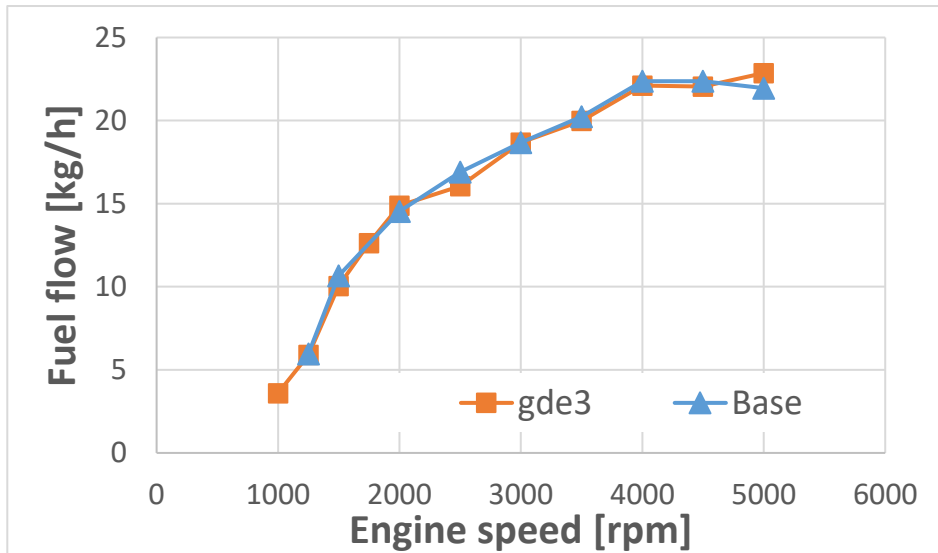


Figura 100: Gasto másico de combustible frente al régimen de giro

Debido al aumento del rendimiento del colector sintonizado para bajos regímenes, gasto másico de combustible aumenta hasta situarse en un valor muy similar al del colector base en cada uno de los puntos de funcionamiento.

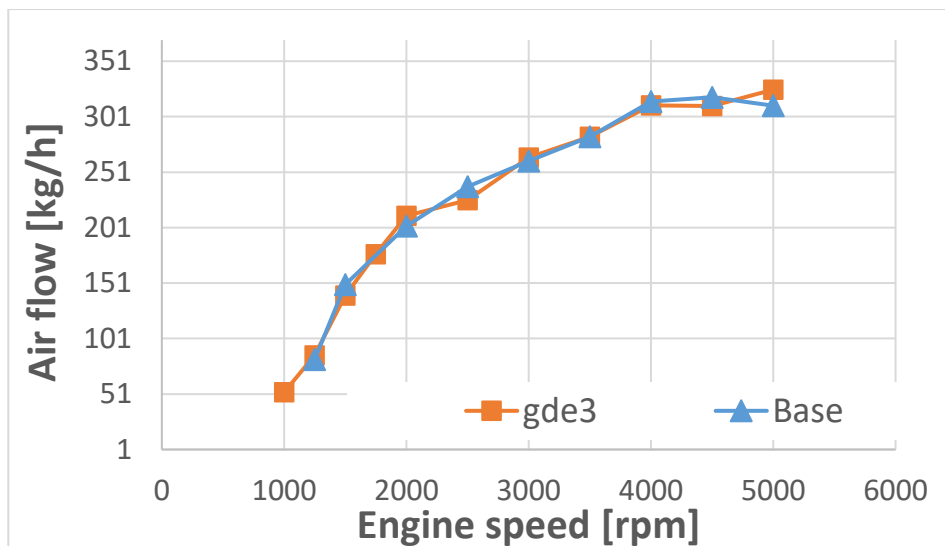


Figura 101: Gasto másico de aire frente al régimen de giro

De igual manera que sucede con el gasto de combustible pasa con el gasto másico de aire. Al ser el rendimiento volumétrico de ambos colectores similar debido a *bypass*, el gasto de aire es prácticamente idéntico en cada punto de funcionamiento.

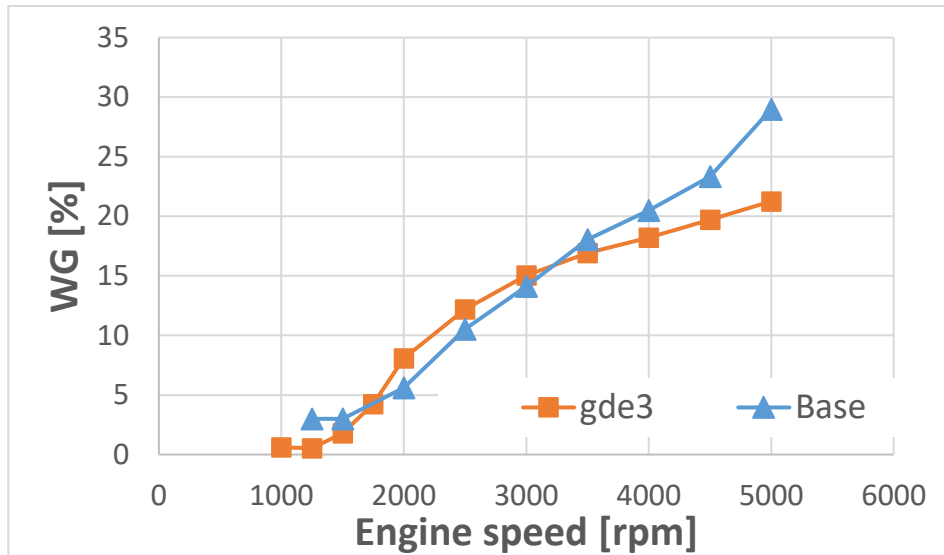


Figura 102: Porcentaje de apertura del wastegate frente al régimen de giro

En lo que se refiere al porcentaje de apertura de la válvula de *wastegate*, al aumentar el rendimiento volumétrico del colector sintonizado, la apertura se aproxima en mayor medida a los valores que se obtienen con el colector base y se puede aproximar a un comportamiento lineal. En los puntos que mayor diferencia existe son los de 4500 y 5000 rpm, pudiendo cerrar en mayor medida esta válvula con el colector sintonizado y el *bypass*.

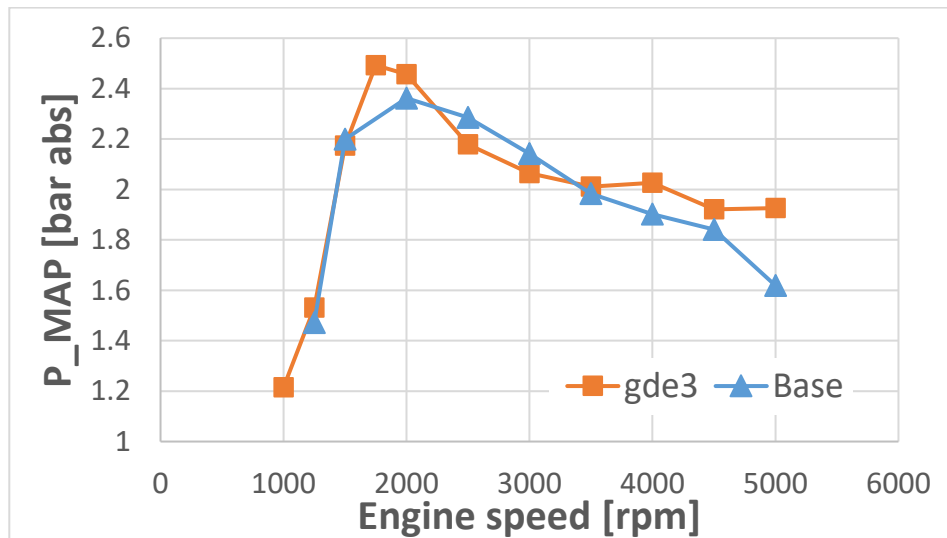


Figura 103: Presión de admisión frente al régimen de giro

La presión en el colector de admisión sintonizado con *bypass*, se aproxima en gran medida a la que se tiene con el colector base. El colector sintonizado pierde sobre todo el segundo pico de presión de admisión que se daba a 4000 rpm, aunque la presión del colector de admisión sigue siendo superior para altos regímenes de giro si se utiliza el colector sintonizado con *bypass* en lugar que el colector base.

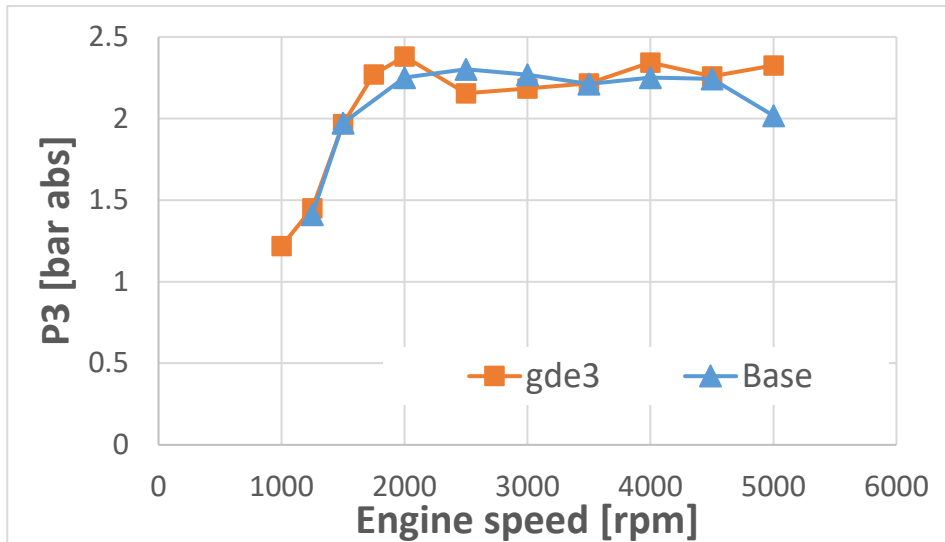


Figura 104: Presión de entrada turbina frente al régimen de giro

En la presión de escape se observa la misma tendencia que en la presión de admisión. Con el colector sintonizado se pierde el pico de presión que existía a altas vueltas, pese a que la presión de escape con este colector sigue siendo mayor en altos regímenes y menor a medios que el colector base.

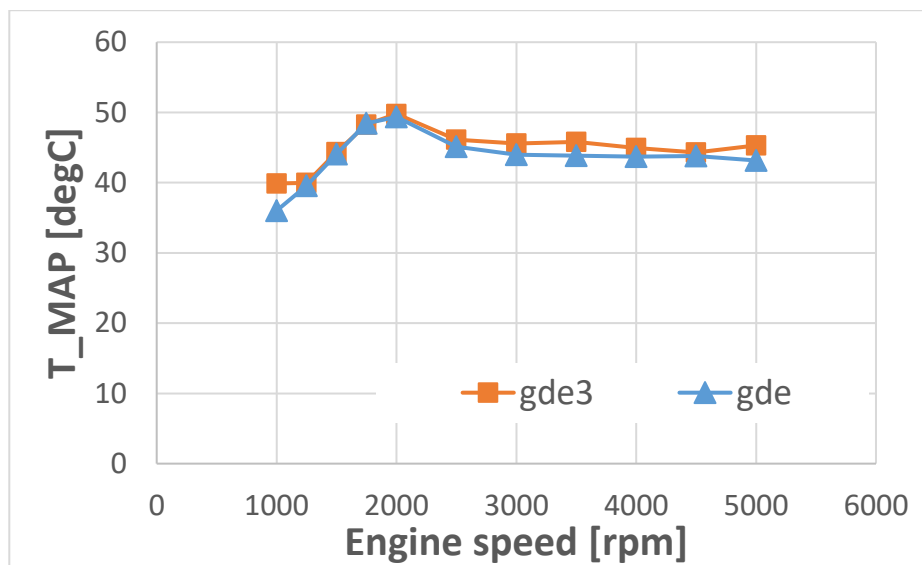


Figura 105: Temperatura de admisión frente al régimen de giro

La temperatura de admisión es muy similar en ambos colectores. Esto es debido a que, al comunicar las ramas de los cilindros exteriores e interiores del colector sintonizado, las fluctuaciones de presión y temperatura se anulan casi por completo, haciendo que el colector deje de estar sintonizado y perdiendo esa ventaja de disminución de la temperatura de admisión que se tenía sin montar el *bypass* tal y como se muestra en la gráfica.

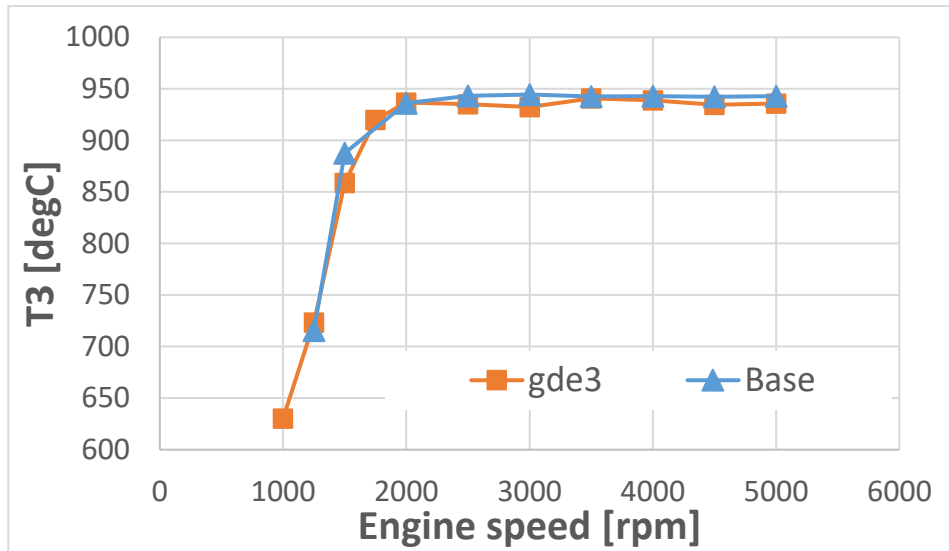


Figura 106: Temperatura de los gases de escape frente al régimen de giro

De igual manera que sucede en los casos anteriores, el colector sintonizado con bypass llega al límite de temperatura de entrada de turbina a partir de 2000 rpm. Siendo este el punto donde también el colector base alcanza el límite de temperatura.

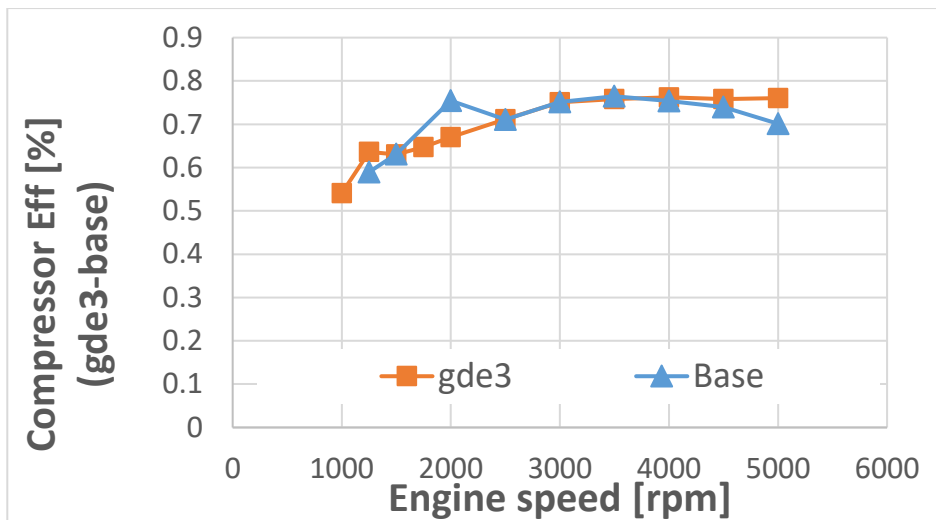


Figura 107: Rendimiento del compresor frente al régimen de giro

La eficiencia del compresor es muy similar utilizando ambos colectores. Aun así, se puede ver como el colector base proporciona un mejor rendimiento al compresor en el punto de 2000 rpm. Sin embargo, a 4500 y 5000 rpm es el colector sintonizado el que hace que el rendimiento del compresor sea mejor en estos puntos de funcionamiento.

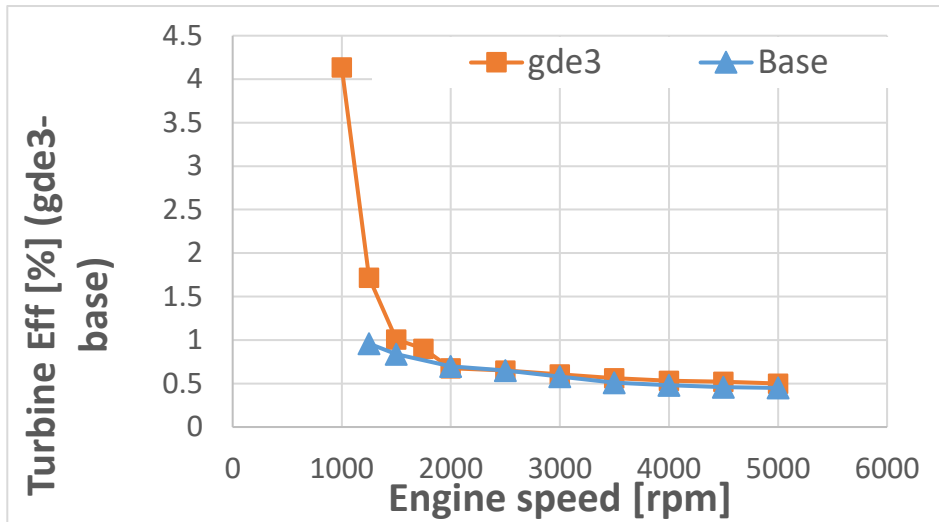


Figura 108: Rendimiento de la turbina frente al régimen de giro

A pesar que en el rendimiento del compresor se pueden ver ciertas diferencias o variaciones en función del tipo de colector que esté montado, el rendimiento de la turbina no se ve alterado por el colector montado.

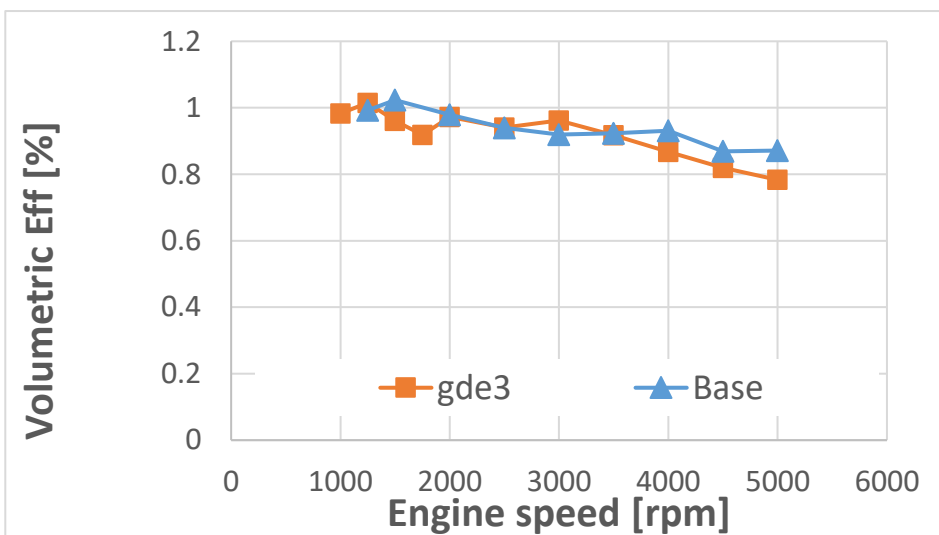


Figura 109: Rendimiento volumétrico frente al régimen de giro

El rendimiento volumétrico del sistema con el colector sintonizado y bypass presenta una cierta mejora a 1500 y 3000 rpm. En el resto de regímenes, es el colector base el que hace que el sistema tenga un mejor rendimiento volumétrico.

6.6-Optimización de la distribución a alto régimen para la geometría con mejores resultados

Al analizar los datos del sistema con el colector sintonizado con la longitud de 218 mm en los tramos rectos, se ve como a partir de 4500 rpm se produce una mejor del par que da el motor. Con el fin de obtener la mayor ventaja a estos regímenes se hace un barrido de distribución en los puntos de 4500 y 500 rpm.

En primer lugar, se grafican la presión de admisión junto a la presión de escape y el cruce de válvulas. Ya que, de haber un reflujo del escape a la admisión, se estaría perdiendo mucho margen de mejora y podría ser la causa del incremento de la temperatura de admisión con las diferentes geometrías del colector sintonizado.

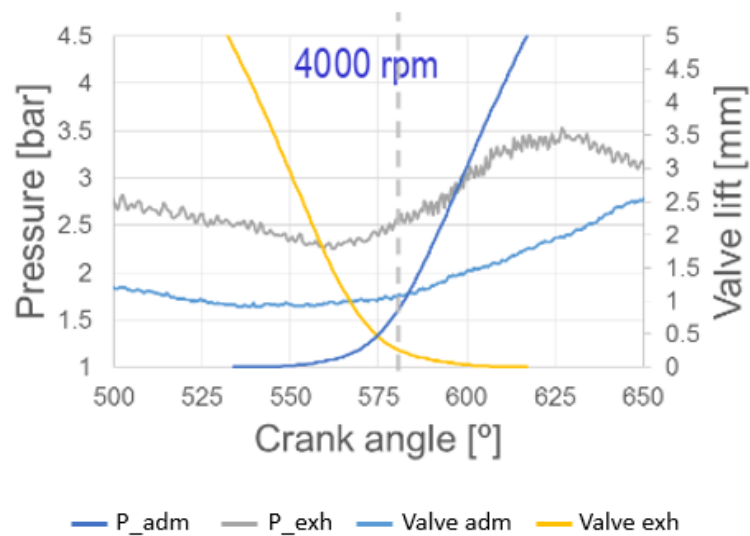


Figura 110: Diferencia entre la presión de escape y de admisión durante el cruce de válvulas

Se escoge el punto de 4000 rpm para examinar el fenómeno comentado ya que es el punto en el que el colector sintonizado con 218 mm tiene su máximo de presión. En la gráfica anterior se puede ver claramente que la presión de escape es claramente superior a la de admisión durante el cruce de válvulas. Pudiéndose dar de esta manera, el paso de gases de escape al colector de admisión. Por lo tanto, lo que se ha realizado en este apartado es minimizar el cruce de válvulas para obtener el mayor par posible por parte del motor. Los resultados obtenidos se muestran a continuación, en primer lugar la optimización de la distribución para 4500 rpm y posteriormente para 5000 rpm.

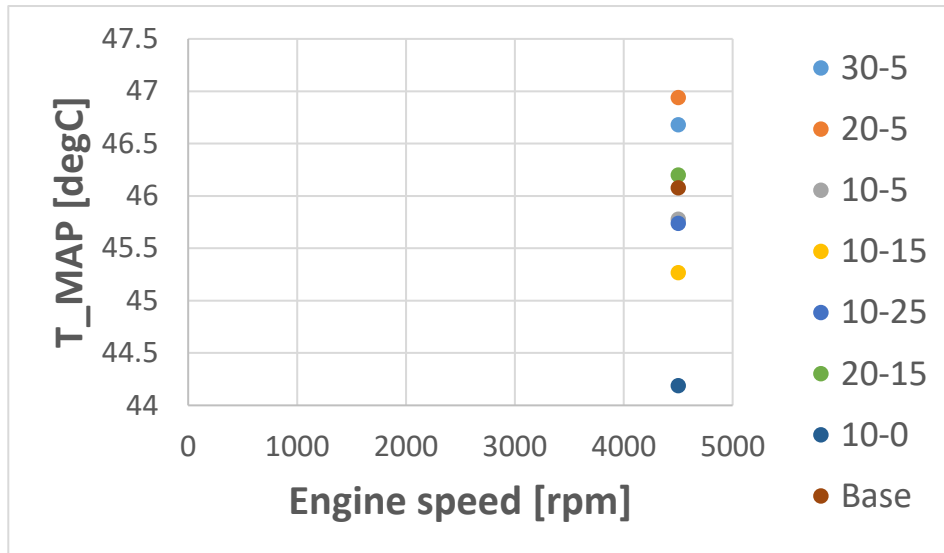


Figura 111: Variación de la temperatura de admisión al cambiar la distribución (4500rpm)

Al cambiar la distribución, se muestran dos números se parados por un guion. El primero de estos hace referencia a la variación de la válvula de admisión y el segundo hace referencia a la variación en la válvula de escape. Siendo la posición 0-0 la de menor cruce de válvulas. Observando el cambio de la temperatura de admisión con la variación de la distribución, parece que es cierto que existe un reflujo de gases de escape hacia el colector de admisión. Concluyendo que la posición 10-0 para 4500 vueltas es la que menor temperatura de admisión logra.

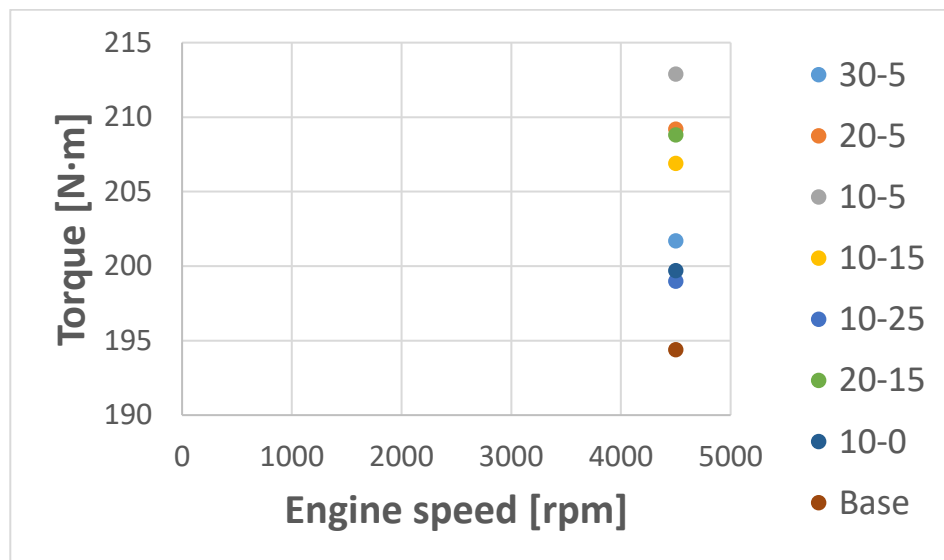


Figura 112: Variación del torque al cambiar la distribución (4500 rpm)

Sin embargo, pese a ser la posición 10-0 de distribución la que menor temperatura de admisión logra, es la distribución 10-5 la que hace que el motor proporcione un par mayor. Con esta distribución el motor da del orden de 20 N·m más que con el colector base. Por lo tanto, el punto óptimo de distribución para 4500 rpm es el de 10-5.

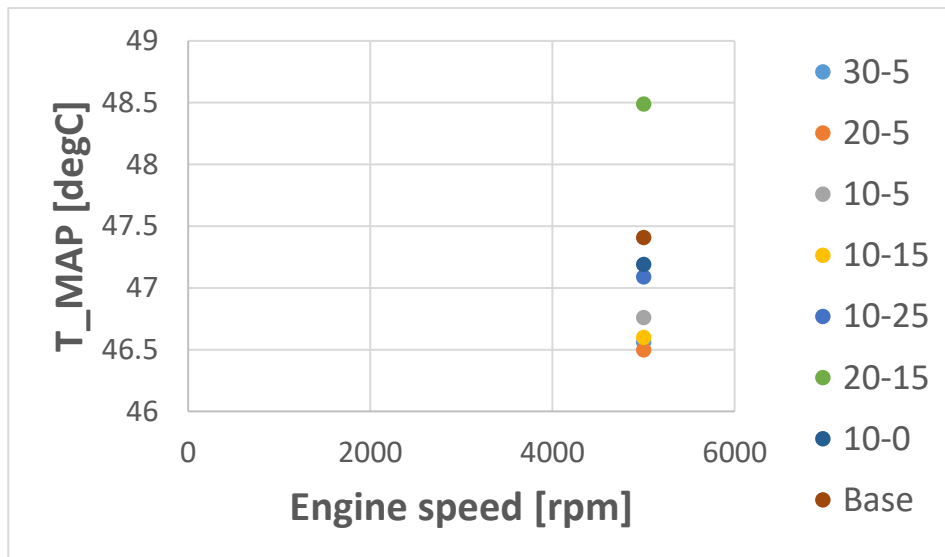


Figura 113: Variación de la temperatura de admisión al cambiar la distribución (5000 rpm)

Trasladando lo que se ha dicho para el caso de 4500 rpm al caso de 5000 rpm, se puede ver que para el punto de 5000 rpm la distribución con la que se alcanza una menor temperatura de admisión es 20-5.

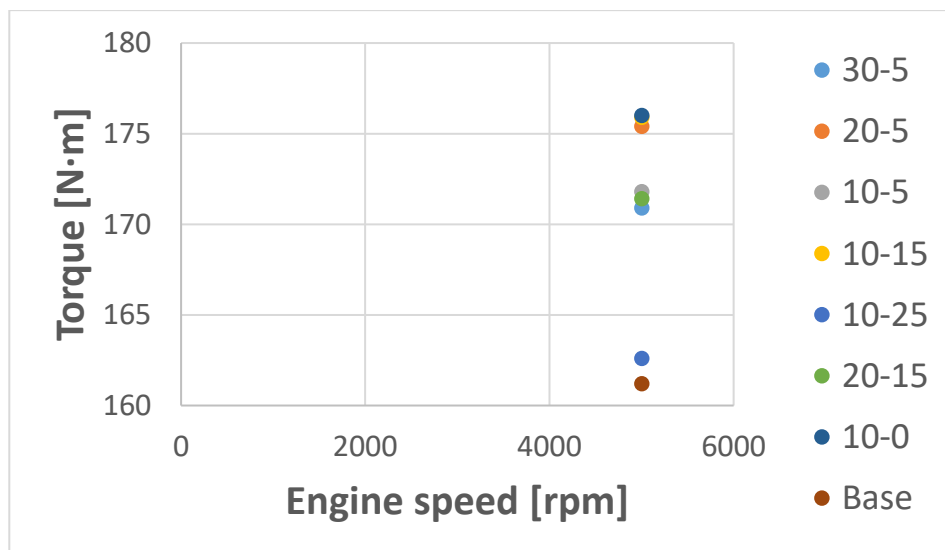


Figura 114: Variación del par al cambiar la distribución (5000 rpm)

En el punto de 5000 rpm, la mejora de par es menor que la que se obtiene para 4500 rpm. Pese a ello, en este caso el valor de distribución para el que se logra el mayor par posible es 10-0, proporcionando el motor un par del orden de 15 N·m más que con el colector base. Por lo tanto, esta será la configuración de la distribución para este punto de funcionamiento.

6.7-resultados teóricos con un colector sintonizado óptimo

En este apartado lo que se busca es simular el comportamiento del sistema con el colector sintonizado con la longitud de 218 mm y bypass instalado si en el *bypass* existiese una válvula que en función del régimen de giro regulase el paso del aire por el *bypass*, teniendo así las prestaciones del colector con la longitud de 218 mm con *bypass* a medias vueltas, y los resultados del colector sintonizado de 218 mm para bajos y altos regímenes de giro.

Para simular este comportamiento, se toma como aproximación que las dos únicas posiciones de la válvula son completamente abierta o completamente cerrada.

Puesto que el colector sintonizado con 218 mm empieza a perder rendimiento conforme al colector base a partir de 1750 rpm y recupera este a 4500 rpm, se decide que la válvula se encontraría abierta entre 1750 y 4000 vueltas ambos inclusive. Permaneciendo cerrada la válvula para el resto de regímenes.

Los datos extraídos de las dos configuraciones se muestran a continuación.

AVL_INDEP	Testname	SPEED	Calc_Lam	TORQUE	FB_VAL	FSA_RATE	P_IN_MANI	P_EXH_MAN	T_ICOOLER	T_MAX_EXH		
	-	rpm	-	Nm	kg/h	kg/h	bar	bar	°C			
1	1000_PC_gde	1000	0,996	133,200	3,630	54,430	1,185	1,150	36,010	633,228		
2	1250_PC_gde	1250	0,996	180,700	6,280	93,890	1,579	1,311	39,540	766,072		
3	1500_PC_gde	1500	0,996	256,600	10,630	156,920	2,252	1,811	44,090	892,740		
4	1750_PC_gde	1750	0,996	269,200	12,630	177,070	2,493	2,271	48,280	919,880		
2	2000_PC_gde	2000	0,996	272,500	14,890	211,510	2,457	2,380	49,790	936,610		
6	2500_PC_gde	2500	0,996	238,400	16,060	225,840	2,178	2,155	46,110	935,113		
1	3000_PC_gde	3000	0,996	238,400	18,670	264,050	2,065	2,184	45,560	932,406		
2	3500_PC_gde	3500	0,997	219,800	19,990	282,980	2,012	2,215	45,810	940,769		
3	4000_PC_gde	4000	0,997	214,600	22,100	311,160	2,027	2,344	44,960	938,925		
3	4500_PC_gde	4500	0,987	212,900	24,480	340,230	2,417	2,812	45,780	934,594		
14	5000_PC_gde	5000	0,996	176,000	22,980	324,460	2,011	2,395	47,190	932,371		
Wategate	Spark	cam_vcp[0]	cam_vcp[1]	rend_vol_CC	rend_vol_T	gamma_t	rend_comp	rend_turb	compPR	turbPR	T2/T1	T3/T4
2,106	-3,750	36,485	26,949	1,045	1,033	1,360	0,519	2,537	1,196	1,117	1,101	1,079
0,934	-7,500	34,966	23,427	1,095	1,067	1,358	0,610	1,815	1,585	1,250	1,230	1,116
2,228	-9,000	29,463	18,890	1,084	1,036	1,366	0,624	1,121	2,281	1,648	1,426	1,163
4,230	-6,750	32,416	9,855	0,960	0,919	1,369	0,648	0,901	2,486	1,985	1,459	1,179
8,078	-6,750	33,972	9,397	1,023	0,973	1,371	0,670	0,677	2,497	2,075	1,446	1,138
12,195	-2,250	32,307	0,000	0,974	0,940	1,371	0,712	0,650	2,190	1,802	1,353	1,106
15,030	0,375	29,332	4,631	1,000	0,962	1,370	0,751	0,605	2,097	1,733	1,314	1,091
16,914	2,250	27,417	0,909	0,943	0,917	1,370	0,758	0,563	2,056	1,714	1,302	1,083
18,215	5,625	31,426	5,918	0,899	0,867	1,369	0,762	0,534	2,087	1,756	1,307	1,081
14,050	9,375	9,907	4,921	0,734	0,722	1,368	0,764	0,529	2,513	2,050	1,394	1,103
18,534	10,125	9,917	0,267	0,761	0,750	1,367	0,773	0,712	2,109	1,786	1,308	1,114

Figura 115: Datos colector sintonizado-óptimo

A continuación, se van a mostrar y comentar unas gráficas comparativas de las variables más destacadas entre la configuración teórica con el colector sintonizado con 218 mm y *bypass* equipado con una válvula reguladora, y el colector base.

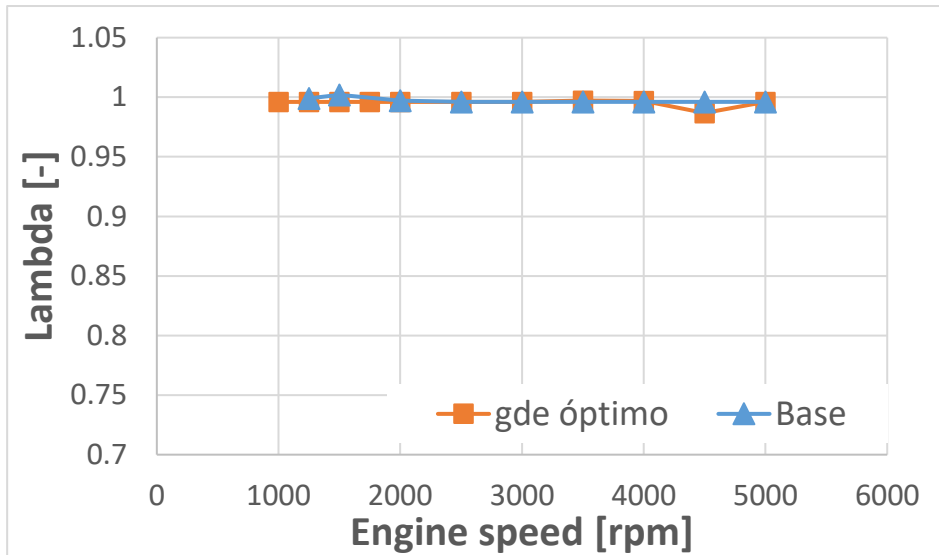


Figura 116: Lambda frente al régimen de giro

El valor de lambda es constante e igual a uno en ambos colectores. En el colector sintonizado, a 4500 vueltas se produce un ligero descenso de su valor debido al sintonizado del colector, aunque es una disminución del 1%, haciendo que no modifique en absoluto el resto de resultados.

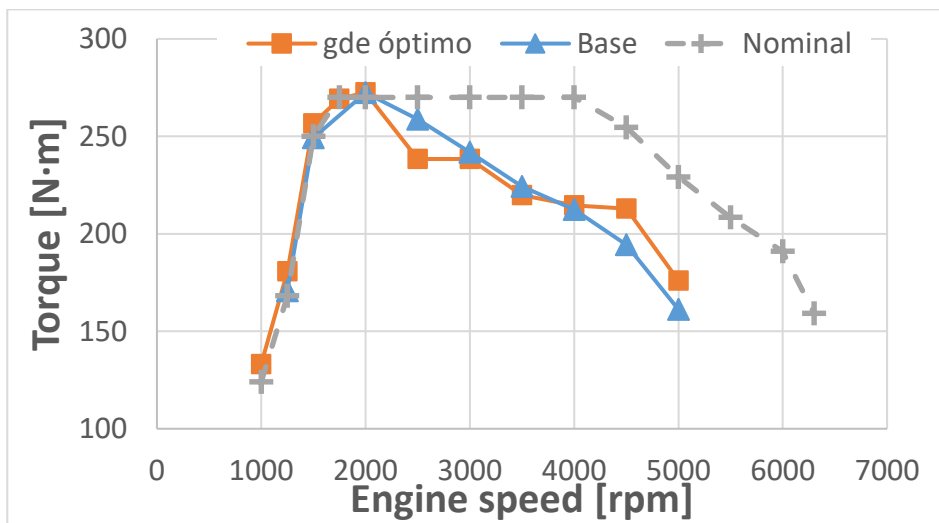


Figura 117: Par frente al régimen de giro

Analizando el par, es destacable como en el rango de 1750 a 4000 rpm el motor frece el par acorde al colector sintonizado con *bypass*. Quedando muy cerca de igualar el valor del colector base, aunque a 2500 vueltas existe una diferencia de 20 N·m entre ambos colectores. Sin embargo, a partir de 4000 rpm que el *bypass* se encontraría cerrado, el colector se comportaría como el colector sintonizado con 218 mm. Que con la distribución apropiada obtiene un beneficio de 20 N·m y 15 N·m para 4500 rpm y 5000 rpm respectivamente.

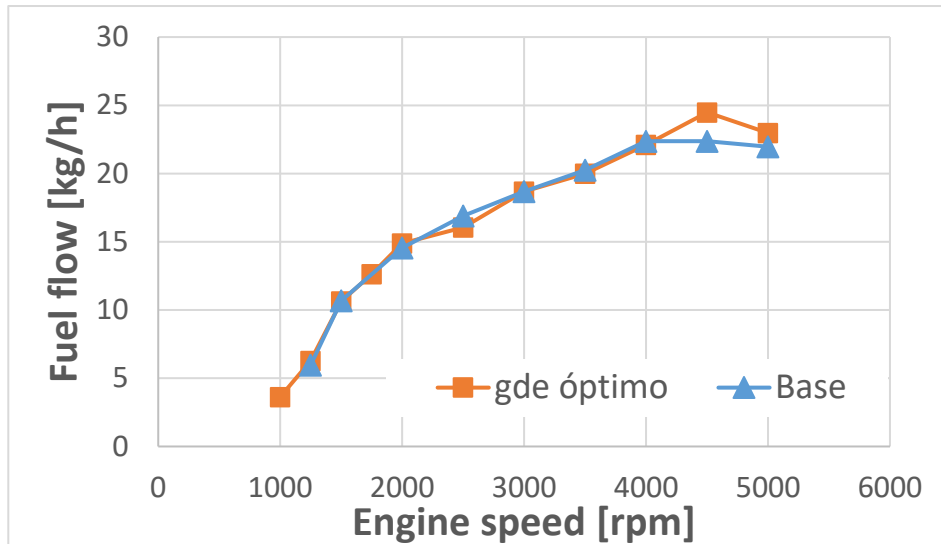


Figura 118: Gasto de combustible frente al régimen de giro

El gasto de combustible es prácticamente idéntico utilizando ambos colectores hasta 4000 rpm. Es en este punto en el que el sintonizado del colector hace que la temperatura de admisión sea menor y se pueda comprimir en mayor medida, provocando que se aumente la cantidad de combustible para mantener el parámetro lambda igual a uno.

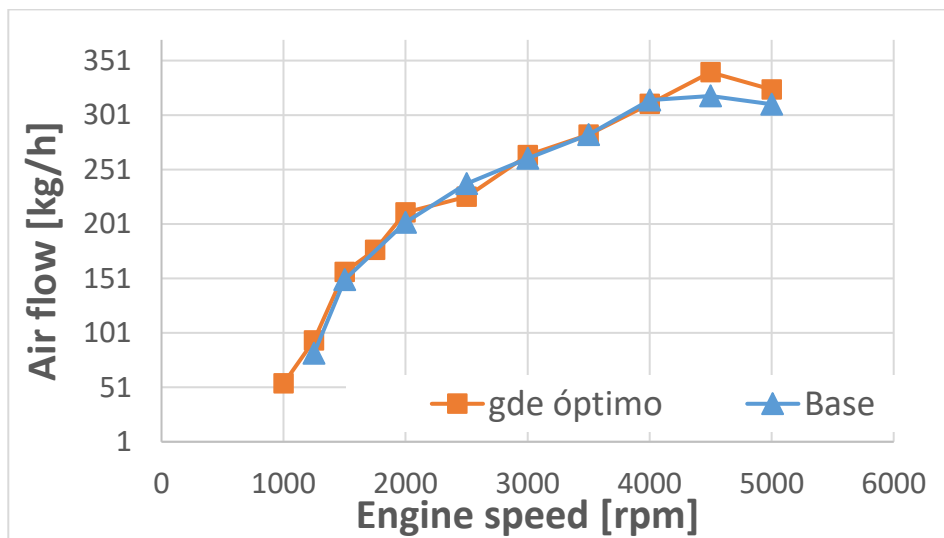


Figura 119: Gasto de aire frente al régimen de giro

Como se ha dicho, es a partir de 4000 rpm cuando el colector se comporta como el colector sintonizado con 218 mm. Este, al disminuir la temperatura de admisión da lugar a poder comprimir en mayor medida en el compresor para obtener una mayor potencia. Pero también, esta disminución de la temperatura conlleva una menor probabilidad de *knocking*, lo que permite avanzar el encendido y reducir la temperatura de salida de los gases de escape.

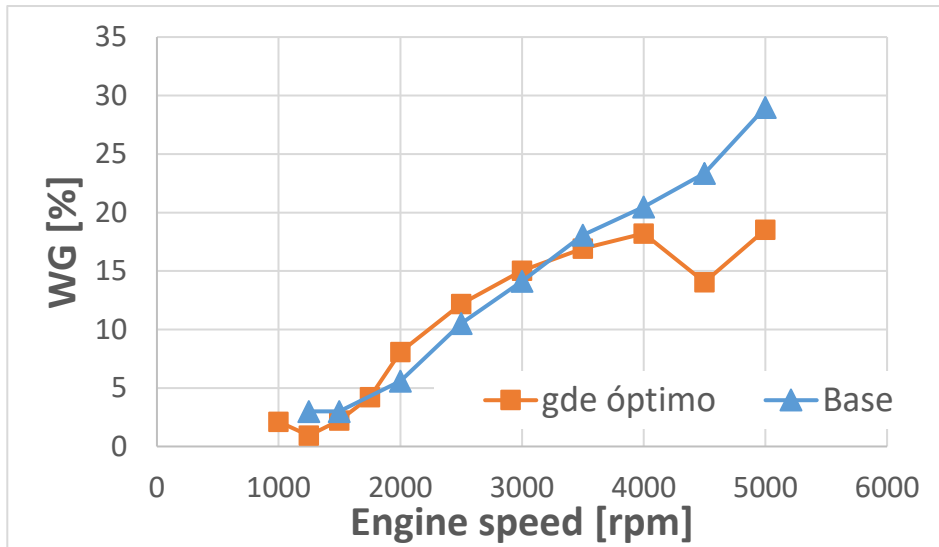


Figura 120: Porcentaje de apertura de la válvula wastegate frente al régimen de giro

Tal y como se ha dicho, al disminuir la temperatura de admisión, hace que la temperatura de los gases de escape baje. Pudiendo así cerrar en mayor medida la válvula wastegate para comprimir más y obtener un par mayor.

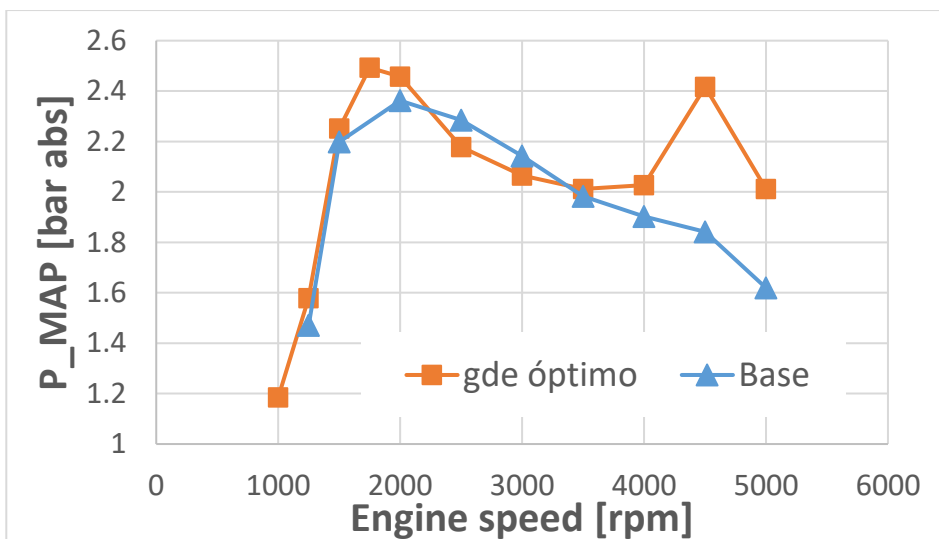


Figura 121: Presión en el colector de admisión frente al régimen de giro

Al hacer que el compresor pueda comprimir más masa de aire por unidad de tiempo a alto régimen con el colector sintonizado, se puede ver cómo la presión de admisión registrada para estos puntos de funcionamiento es mayor que la que existe con el colector base.

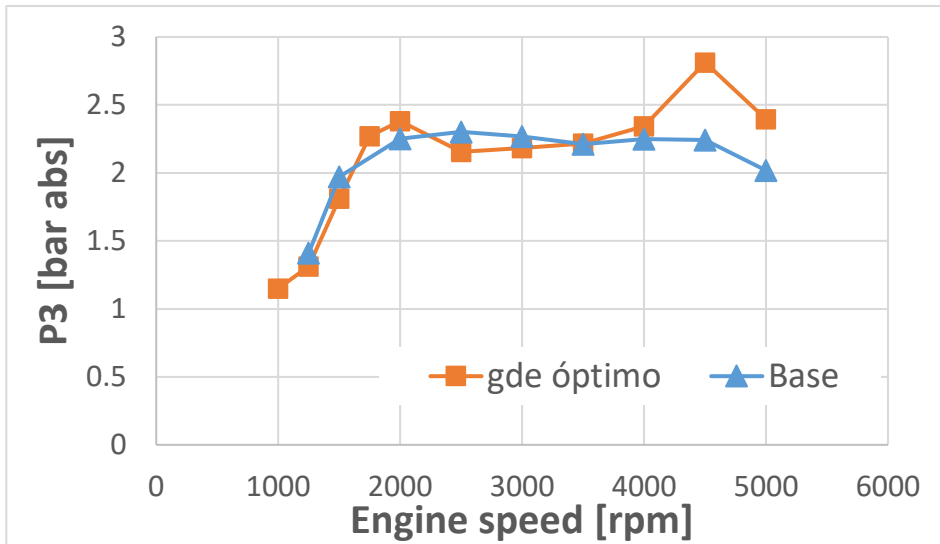


Figura 122: Presión en el colector de escape frente al régimen de giro

Lo mismo ocurre con la presión en el colector de escape. Al cerrar más la válvula *wastegate*, se hace pasar más flujo de gases de escape por la turbina, aumentando la relación de presiones entre ambas partes de la misma.

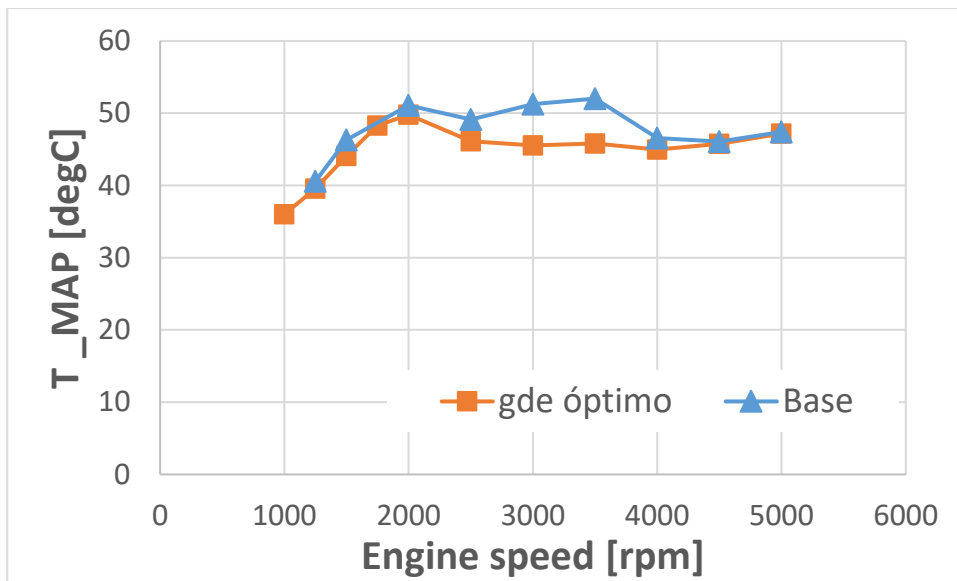


Figura 123: Temperatura de admisión frente al régimen de giro

En esta gráfica se muestra cómo se consigue disminuir la temperatura de salida del *intercooler* con el colector sintonizado para 4500 y 5000 rpm puesto que el colector está sintonizado para este rango de funcionamiento.

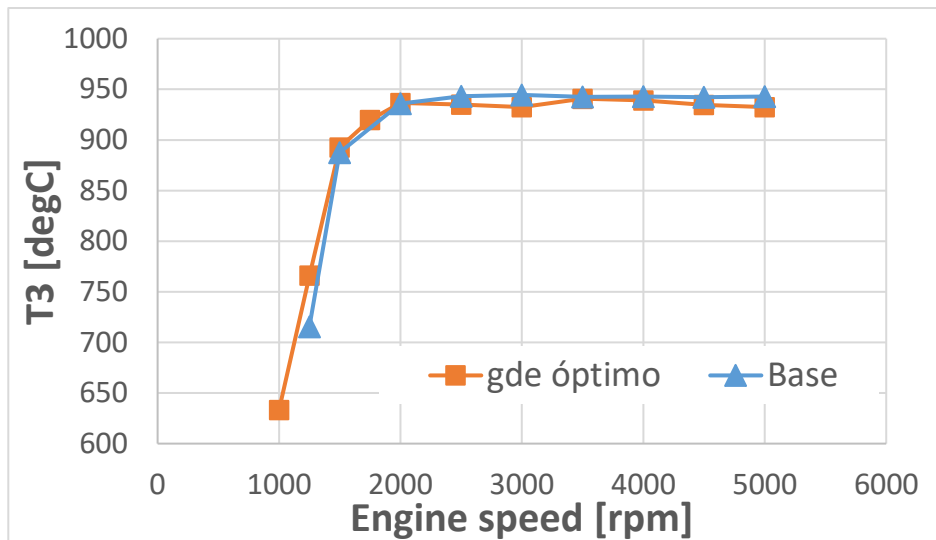


Figura 124: Temperatura de los gases de escape frente al régimen de giro

La temperatura del colector de escape muestra lo mismo que los anteriores apartados. A partir de 2000 rpm se logra alcanzar el límite de temperatura de entrada turbina que limita la potencia producida por el sistema para evitar la rotura de algún componente.

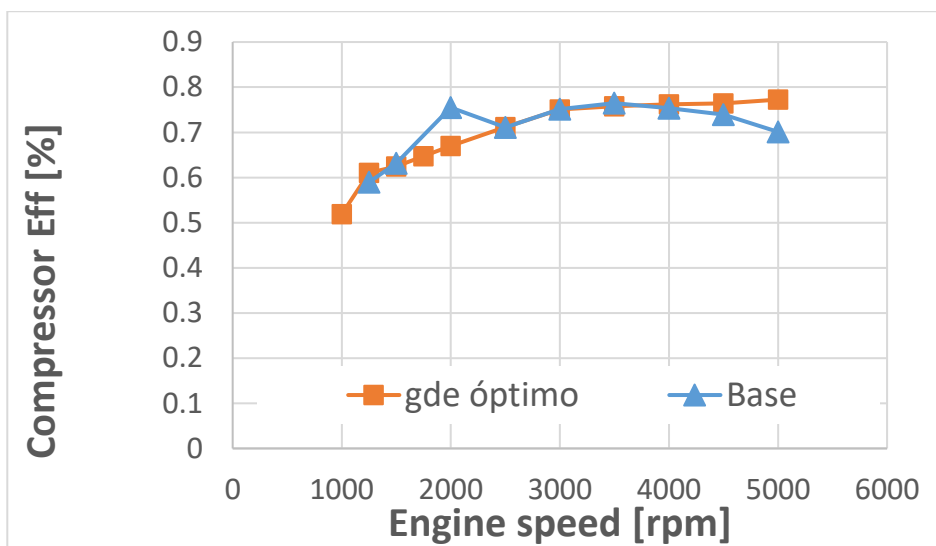


Figura 125: Rendimiento del compresor frente al régimen de giro

Al aumentar la relación de compresión del compresor a altas vueltas, se logra que la eficiencia del mismo con el colector sintonizado sea superior a la que se obtiene en el mismo punto de funcionamiento con el colector base.

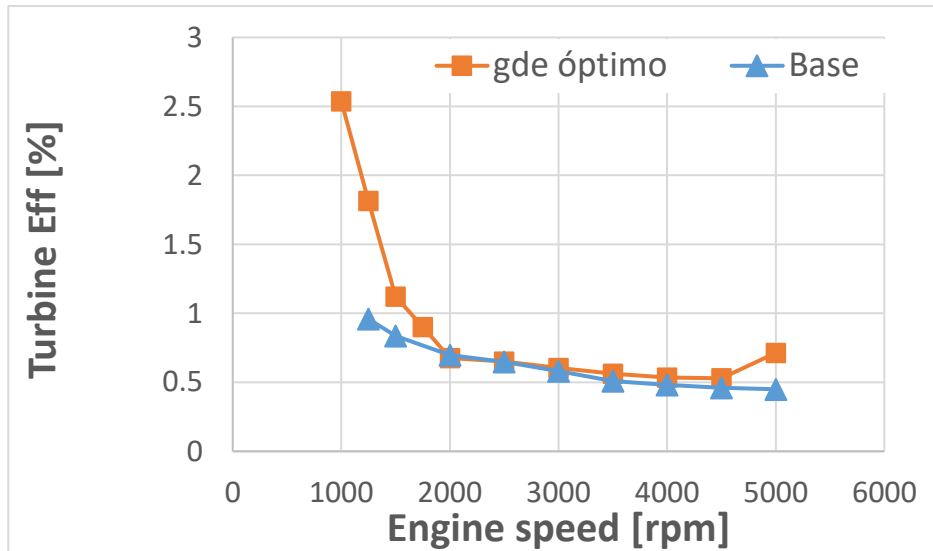


Figura 126: Rendimiento de la turbina frente al régimen de giro

También, si se montase este colector, se lograría aumentar ligeramente el rendimiento de la turbina en puntos con un alto régimen de giro.

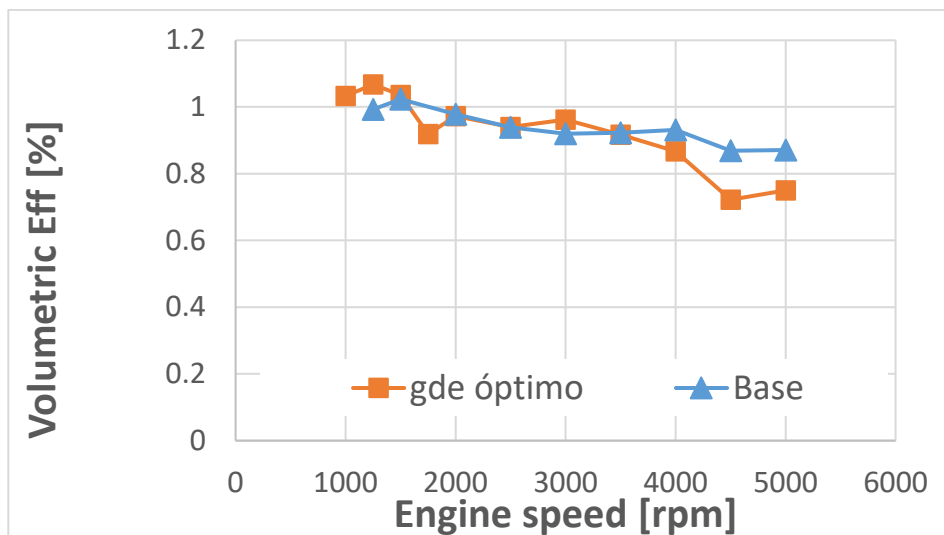


Figura 127: Rendimiento volumétrico frente al régimen de giro

Aunque el gasto másico de aire sea mayor con el colector sintonizado en regímenes altos (aspecto que debería aumentar el rendimiento volumétrico del sistema), el rendimiento volumétrico del motor desciende ligeramente en estos puntos de funcionamiento. Eso es debido a que para lograr dicho aumento de gasto másico de aire, lo que se hace es aumentar la presión en el colector de admisión (lo que provoca una bajada del rendimiento volumétrico tal y como se mostró en la Ecuación 32 expuesta en el apartado 6.1-Resultados del colector base).

7-Conclusiones

Cabe destacar finalmente que todo lo expuesto en este documento tiene como fin primordial el cumplimiento de los objetivos expuestos en la parte inicial del mismo.

Se han montado los dos colectores y se han realizado las diferentes variaciones geométricas del colector sintonizado. Realizando los ensayos pertinentes en cada una de las configuraciones y analizando los resultados obtenidos.

Se han comparado los resultados de los distintos colectores y configuraciones que se han obtenido de los diferentes ensayos, viendo cómo afecta la longitud de sintonizado en el funcionamiento del sistema y el efecto que tienen las fluctuaciones de presión en el colector de admisión. Como resultado de las comparaciones se decidió que la geometría que mejor rendimiento tenía del colector sintonizado era aquella que tiene una longitud de los tramos centrales de 218 mm. Esta configuración hace que para altos regímenes de giro (por encima de 4000 rpm) este colector presente una cierta ventaja respecto al colector base.

Se ha montado un *bypass* en el colector sintonizado con mejor resultado (el que tiene una longitud de los tramos centrales de 218 mm) y se ha ensayado esta configuración. Como cabía esperar, se han obtenido unos resultados muy similares al colector base, confirmando la posibilidad de la instalación de un *bypass* con válvula con el fin de activar o no el sintonizado en función de las necesidades del motor.

Se ha realizado un barrido de distribución para los puntos de 4500 rpm y 5000 rpm con el fin de maximizar el par que otorga el motor en estos puntos de funcionamiento. Dando como resultado una clara ventaja en par del colector sintonizado frente al colector base en estos puntos.

Como conclusión final del trabajo, se ha estimado de manera virtual la respuesta del motor al montar el colector sintonizado con *bypass* y con una válvula que regula el paso de aire de admisión entre las ramas exterior e interior de los cilindros. Dichos resultados permitirían obtener una ventaja sustancial respecto al colector base, sobre todo en altos regímenes de giro.

8-Bibliografía

- [1]: <http://noria.mx/lublearn/monitoreo-de-viscosidad-en-compresores/>
- [2]: <http://jzgreentown.com/image-gallery-supercharger.html>
- [3]: F.Payri y J.M. Desantes “Motores de combustión interna alternativos” Capítulo 11
- [4]: <http://es.slideshare.net/showas/sobrealimentacin>
- [5]: F.Payri y J.M. Desantes “Motores de combustión interna alternativos” Capítulo 8
- [6]: Carlos Guardiola Santiago Ruiz Benjamín Pla David Blanco.Rodriguez “Motores térmicos para ingeniería mecánica” Capítulo 6
- [7]: <https://www.km77.com/glosario/turbcomp>
- [8]: https://www.micro-epsilon.com/displacement-position-sensors/eddy-current-sensor/turbospeed_dz140/
- [9]: <https://www.kistler.com/en/product/type-4049b/>
- [10]: <https://www.kistler.com/en/product/type-4045a/>
- [11]: <https://wirautomatisierer.industrie.de/messtechnik-sensorik/sensorik/avls-messzuendkerze-im-vergleich-zur-original-zuendkerze/>
- [12]: <https://www.kistler.com/en/product/type-2614ck/>
- [13]: <https://www.avl.com/-/avl-flowsonix-air>
- [14]: <https://www.avl.com/-/avl-fuel-balance-and-fuel-temperature-control>
- [15]: [César Calabuig Llamas “Estudio del comportamiento del turbogrupo de sobrealimentación de un motor de encendido provocado de inyección directa de gasolina”](#)

Presupuesto

1-Introducción

En este documento se realiza una estimación del coste económico de la realización de los ensayos expuestos en el documento anterior, incluyendo el beneficio industrial y los impuestos correspondientes. Se realizará una estimación del coste tanto de aquellas piezas que se han cambiado por razones de mantenimiento o rotura, como del coste de aquellos materiales fungibles y la mano de obra empleada para la realización de los ensayos. Realizando cada una de las partes anteriores por separado. De esta manera se obtendrá el valor económico total mediante la suma de las partes ya descritas.

Cabe destacar que en este documento no se incluyen aquellas piezas sustituidas que han sido proporcionadas por el propio fabricante.

2-Coste de los ensayos

En este apartado se va a proceder a realizar el desglose del coste de cada una de las partes del proyecto.

2.1-Coste de las piezas sustituidas.

Con el fin de prevenir posibles averías futuras y asegurar el correcto funcionamiento del sistema, se realizó la sustitución del lubricante y filtro del lubricante del sistema. En el cuadro siguiente queda reflejado el coste de la realización de esta tarea.

Material	Unidades	Precio unitario	Precio parcial
Tubo de silicona	1 m	23.52 euros	23.52 euros
Pieza del blowby	2 ud	37,51 euros	75,02 euros
Total			98,54 euros

2.2-Coste del material fungible

Aquí se incluyen aquellos materiales que es necesario su continuo gasto para poder realizar las pruebas y ensayos de este trabajo. El coste del combustible y el transporte de este son los dos únicos materiales que cumplen estas características.

Material	Unidades	Precio unitario	Precio parcial
Combustible	300 l	1.4 euros	420 euros
Transporte	1	200 euros	200 euros
Aceite	5 l	6 euros	30 euros
Filtro de aceite	1 ud	10 euros	10 euros
Total			660 euros

2.3-Amortización de los equipos

En este apartado se estima el coste que tiene la realización de los ensayos sobre el equipo, es decir, la disminución del valor de los equipos por el uso que se le ha dado.

Equipo	Precio	Vida útil	Horas de funcionamiento
Banco de ensayos	200000 euros	10 años	320
Sistemas de adquisición de datos	40000 euros	10 años	320
Balanza de combustible	15000 euros	10 años	320
Medidor del gasto de aire	20000 euros	10 años	320
Analizador de gases	240000 euros	10 años	10

Para realizar el cálculo de la amortización de cada uno de los equipos, se hace uso de la siguiente ecuación.

$$Amortización = \left(\frac{Coste\ anual}{Horas\ de\ vida\ útil} \right) * horas\ de\ funcionamiento$$

Aplicando esta expresión se obtienen los costes de amortización de cada uno de los equipos utilizados.

Equipo	Coste de amortización
Banco de ensayos	730,60 euros
Sistemas de adquisición de datos	146,12 euros
Balanza de combustible	54,80 euros
Medidor del gasto de aire	73,06 euros
Analizador de gases	27,40 euros
Total	1031,98 euros

2.4-Coste de la mano de obra

La última parte en la que se desglosa el presupuesto de este proyecto es el coste de aquellas personas que han estado trabajando para realizar los ensayos y análisis posteriores. En este caso, han realizado el proyecto un técnico de sala y un ingeniero.

Trabajador	Horas de trabajo	Precio por hora	Precio parcial
Técnico de sala	420 horas	25 euros	10500 euros
Ingeniero	420 horas	30 euros	12600 euros
Total			23100 euros

3-Presupuesto total

Capítulo	Importe (euros)
Capítulo 1 Coste total de las piezas sustituidas	98,54
Capítulo 2 Coste total del material efímero	660,00
Capítulo 3 Amortización total de los equipos	1031,98
Capítulo 4 Coste total de la mano de obra	23100,00
Presupuesto de ejecución material	24890,52
13% de gastos generales	3235,77
6% de beneficio industrial	1493,44
Suma	29619,73
21% IVA	6220,15
Presupuesto en ejecución por contrata	35839,88

Por lo tanto, el presupuesto total del trabajo asciende a **TREINTA Y CINCO MIL OCHOCIENTOS TREINTA Y NUEVE EUROS Y OCHENTA Y OCHO CÉNTIMOS.**