

Capítulo 4

ANÁLISIS PARAMÉTRICO. FACTORES INFLUYENTES EN LA SOBREALIMENTACIÓN

4.1 Introducción

En este capítulo se van a mostrar los resultados obtenidos mediante un análisis paramétrico de algunos de los factores influyentes en el estudio de las condiciones de sobrealimentación del motor.

El acoplamiento de la turbomáquina y del motor de combustión interna alternativo engloba múltiples factores que pueden provocar modificaciones muy significativas del funcionamiento de ambas máquinas. Con los resultados de este capítulo se pretende la identificación de algunas de las relaciones entre estos factores y la constatación de ciertas tendencias. De estos resultados se puede obtener también una valoración del grado de robustez y aplicabilidad del programa al modelar múltiples configuraciones.

4.2 Resultados obtenidos

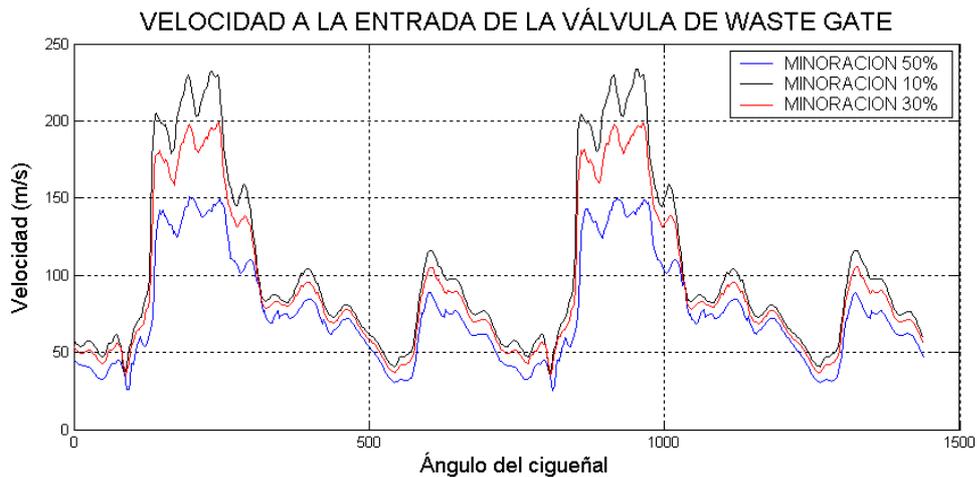
4.2.1. Sensibilidad de la sobrealimentación a la válvula de waste gate

La válvula de waste gate limita el grado de sobrealimentación que se aplica al motor desviando parte de la corriente de gases de escape mediante un bypass a la turbina. Esta actuación viene regulada mediante la comparación entre la relación de presiones en el compresor y un valor de referencia de modo que cuando se supera dicho valor se simula la abertura de la válvula.

Los dos parámetros fundamentales que regulan por tanto el funcionamiento de la válvula de waste gate son la relación de presiones en el compresor de referencia y la ley de apertura de la válvula. En este trabajo no se ha desarrollado una ley de apertura de la válvula tal cual sino que se ha hecho uso de la condición de contorno de estrangulamiento. En lugar de una ley de apertura de la válvula, se calcula el cociente entre el valor de referencia y el valor instantáneo. Este cociente se minorra en un cierto factor y pasa a ser la relación de áreas existente en el estrangulamiento.

Para la realización de este análisis se ha empleado como modelo un motor de tres cilindros de características y configuración similar al presentado en el apartado 3.2.2. de este documento. Sobre la base de dicho modelo se han modificado aquellas dimensiones geométricas o reglajes que intervienen en cada comparativa analizada, en concreto para este caso los relativos al funcionamiento de la válvula de waste gate.

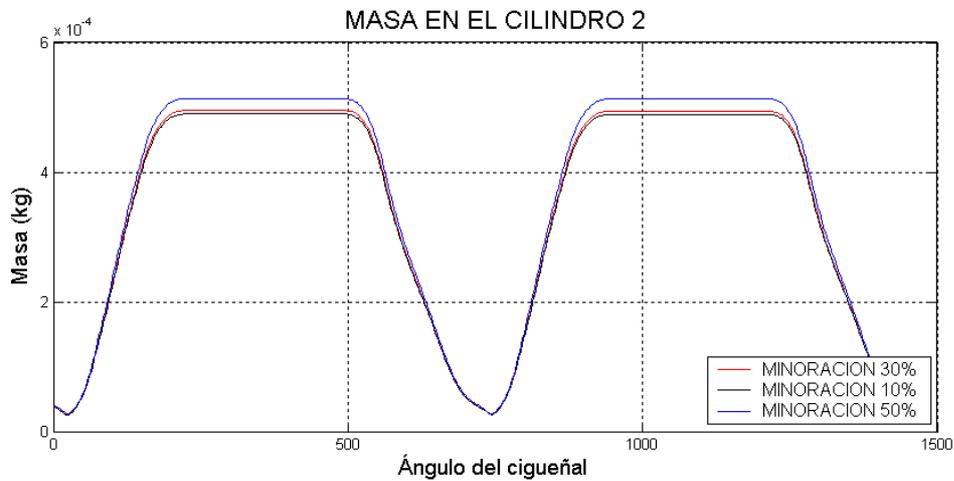
Se muestran a continuación algunos resultados obtenidos para distintos coeficientes de minoración o lo que es lo mismo para distintas capacidades de descarga de la válvula de waste gate.



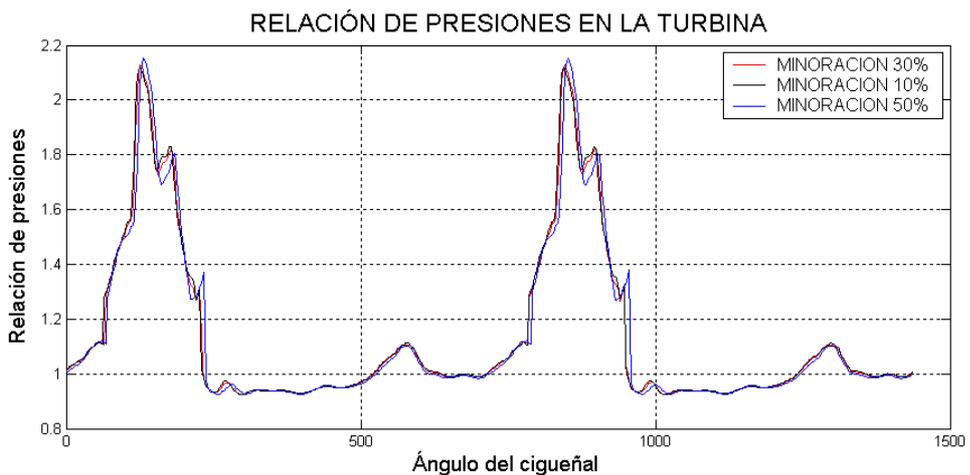
En la figura anterior se puede apreciar como una mayor apertura de la válvula, que en términos del modelo se traduce en una mayor relación de áreas en el estrangulamiento se consigue que circule un mayor gasto con lo que se incrementa la capacidad de bypass de la turbina.

En aquellas configuraciones que poseen una mayor capacidad de descarga mediante la válvula de waste gate el grado de sobrealimentación será ligeramente inferior debido a que bajo las mismas características de funcionamiento hay una mayor

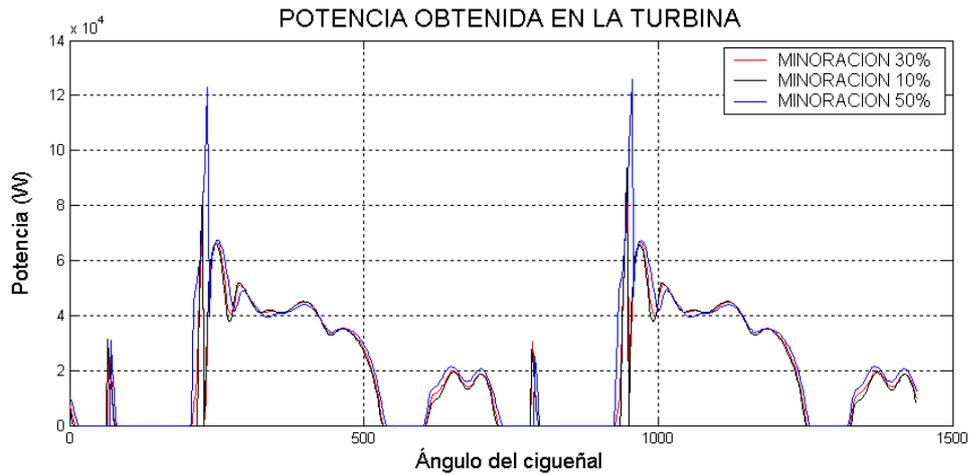
fracción de flujo que no cede energía en la turbina de escape. No obstante, las diferencias son escasas entre los tres frente a la modificación de otros parámetros tal y como se aprecia al contemplar la evolución de la masa en los cilindros para los tres casos.



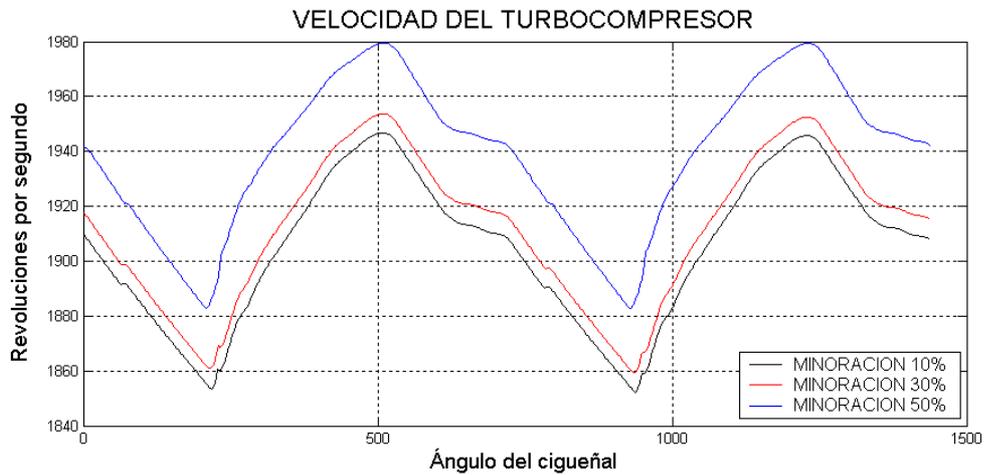
La relación de presiones entre la entrada y salida de la turbina tampoco se ve modificada significativamente.



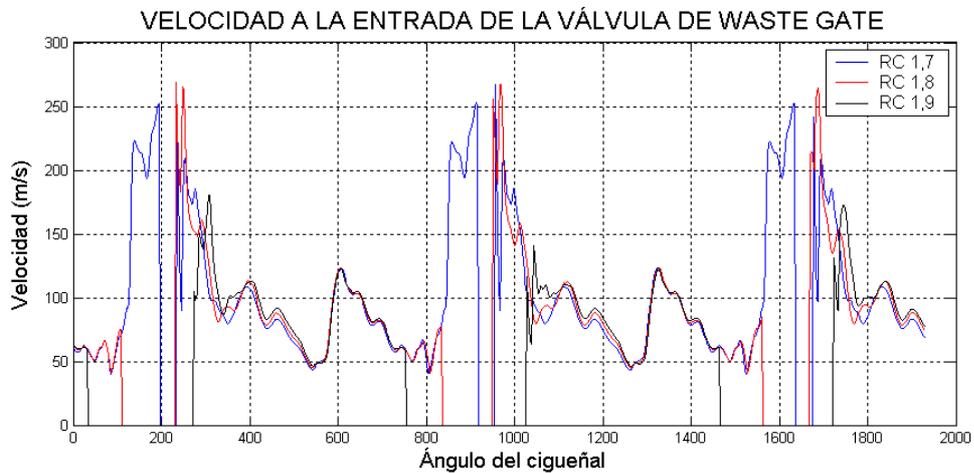
En cambio la potencia si que se ve afectada lo suficientemente como para dar lugar a un comportamiento diferente del turbocompresor. Básicamente en los tres casos la potencia que se desarrolla en la turbina resulta similar pero en el modelo de menor capacidad de descarga que presenta una minoración de la relación de áreas del 50 % los valores máximos de la potencia son muy superiores.



Como consecuencia directa de esto las velocidades alcanzadas por el turbocompresor son menores conforme mayor es la relación de áreas disponibles en la válvula de waste gate tal y como se aprecia en la figura.

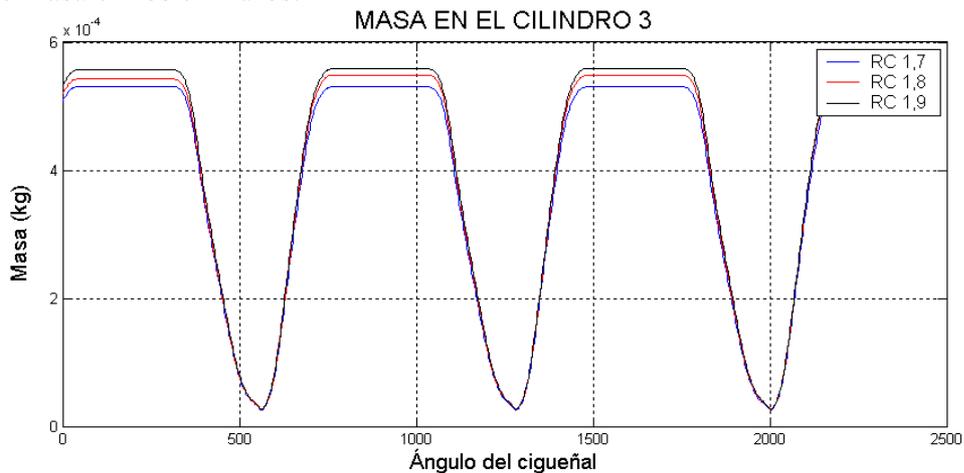


La elección de un determinado valor de referencia para la apertura de la válvula también tiene su importancia en el funcionamiento del sistema. Las siguientes figuras muestran la modificación en el comportamiento del turbocompresor en función de distintos valores de referencia.

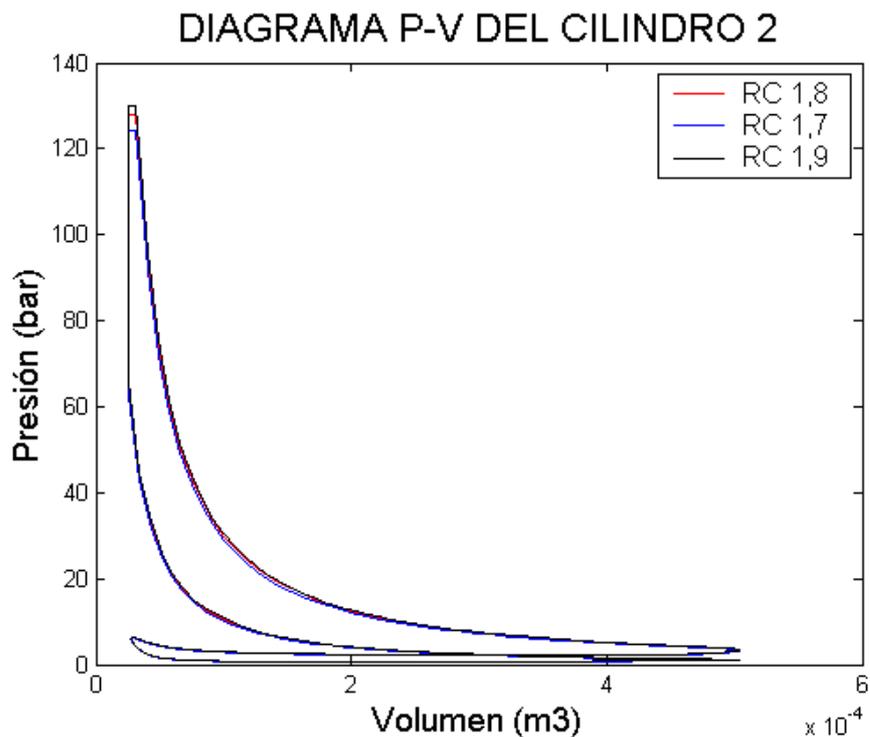


A diferencia de los resultados obtenidos para una ley de apertura de la válvula distinta que se representaron anteriormente, en esta figura se puede apreciar como la apertura y cierre de la válvula de waste gate ya no se producen por igual en las tres situaciones. Se puede observar que la apertura para valores de la relación de compresión bajos se da con mucha mayor frecuencia que para valores altos. En los valores mayores la válvula permanece cerrada durante un mayor número de grados de giro del cigüeñal.

Si el punto de consigna para la apertura de la válvula de waste gate es mayor, la apertura de la válvula se producirá con menor frecuencia permitiendo que la turbina desarrolle más potencia y el régimen de giro sea mayor. Una mayor velocidad del turbocompresor permite elevar más la densidad del fluido y confinar una mayor cantidad de masa en los cilindros.



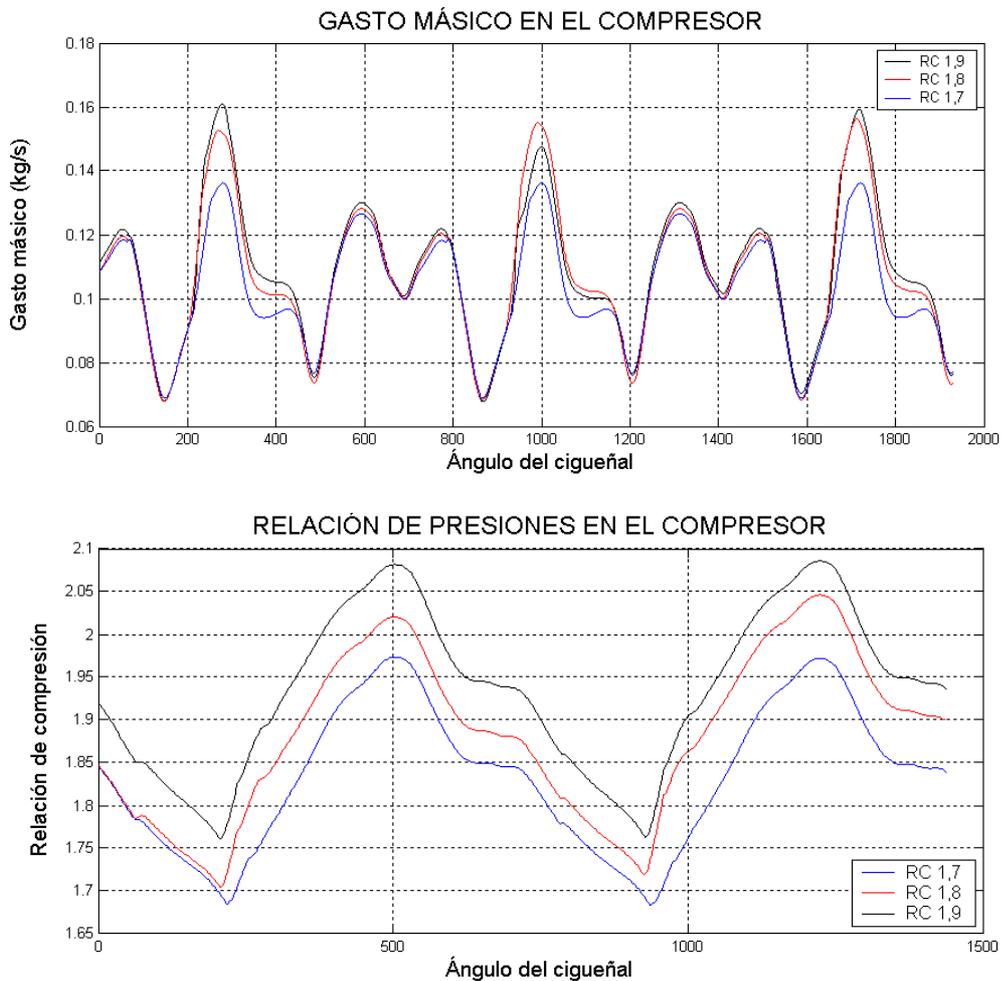
Esta regulación del turbocompresor tiene una incidencia directa en el funcionamiento del motor tal y como se aprecia en el diagrama *p-v* que se muestra a continuación.



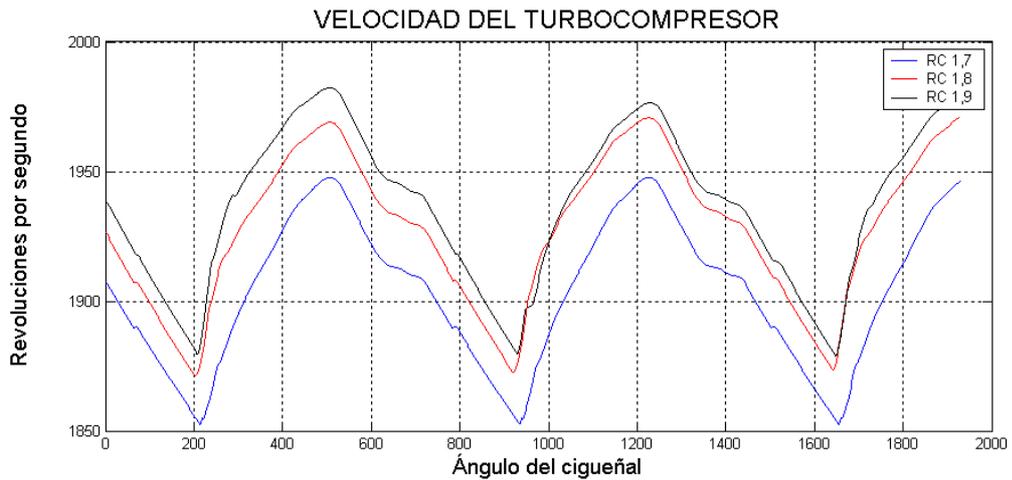
Aunque las diferencias no son demasiado importantes suponen una cierta modificación de las prestaciones del motor.

La presión media efectiva en el caso de tarar la apertura de la válvula de waste gate a una relación de compresión de 1,7 es de 10,70 bar. En el caso de que la válvula se abra al registrarse una relación de compresión de 1,8 la presión media efectiva asciende a 11,02 mientras que si fijamos un valor de 1,9 se llega a 11,21 bar.

Pese a que esta la válvula de waste gate se dispone en la zona del escape cualquier modificación se propaga a la zona de admisión a través del eje de acoplamiento tanto en cuanto al gasto como a la relación de compresión del compresor.

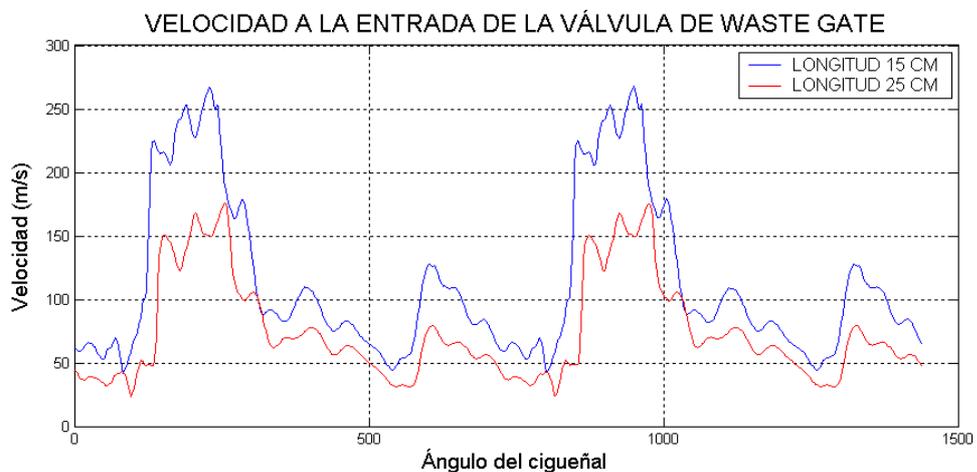


La razón es que las modificaciones en la obtención de potencia de la turbina se traducen en alteraciones de la velocidad de giro del turbocompresor y por tanto de a relación de compresión y del gasto que suministra el compresor.

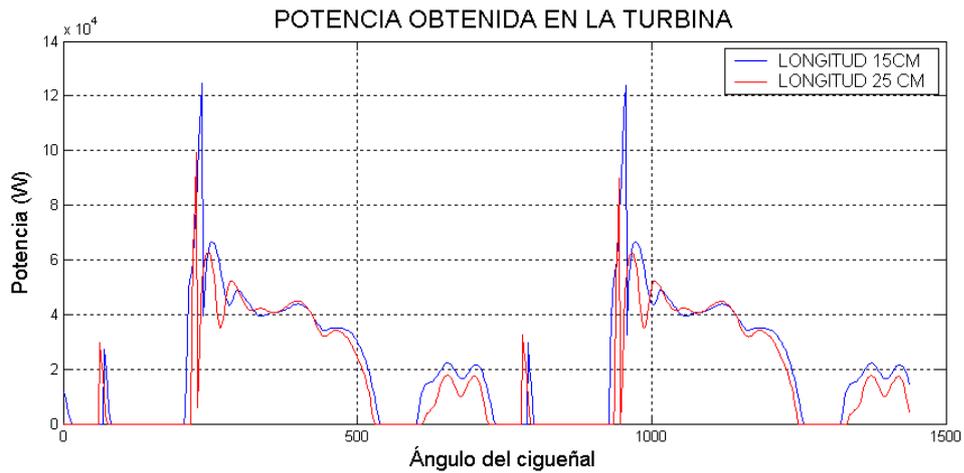


Por último se va a analizar la influencia en la geometría de los conductos en los que se sitúa la válvula de waste gate en cuanto al diámetro y longitud de los mismos. La modificación de estos parámetros no sólo afecta al proceso de descarga en si sino también deben considerarse como una modificación de diseño que puede ocasionar alteraciones en la propagación de las ondas en los conductos.

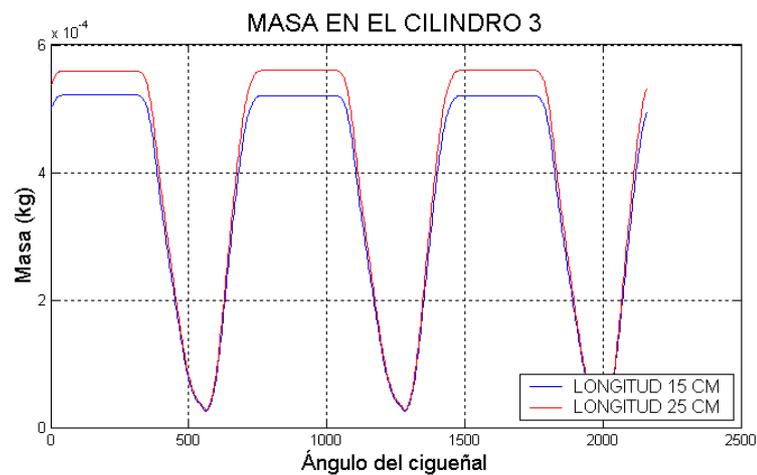
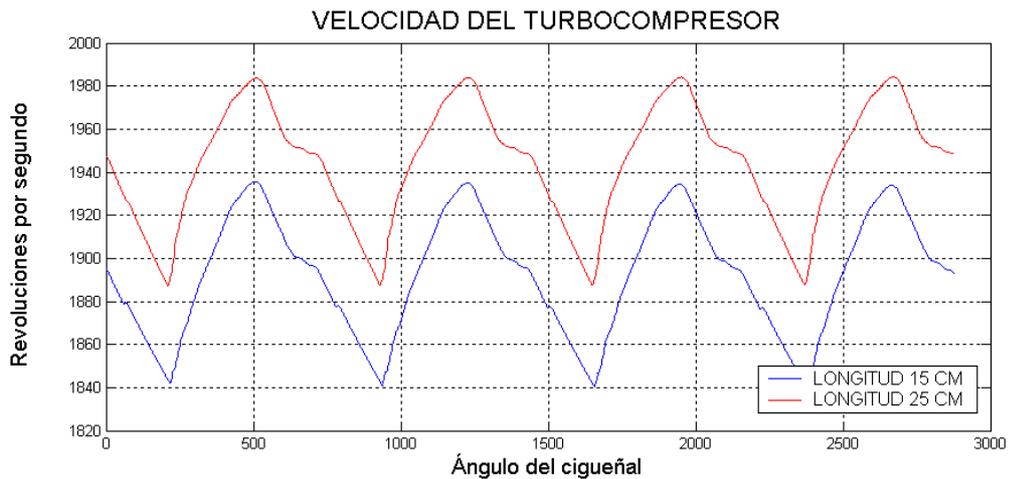
Aparentemente, la mayor longitud del conducto implica una menor capacidad de descarga de la válvula. Un factor que podría explicar este comportamiento es la mayor fricción debido a la mayor longitud del conducto que deriva en una menor velocidad del fluido en el bypass o bien una mayor inercia del fluido viéndose menos afectado por las ondas incidentes, tal y como se aprecia en la figura siguiente que representa la velocidad a la entrada de la válvula en para cada una de las longitudes



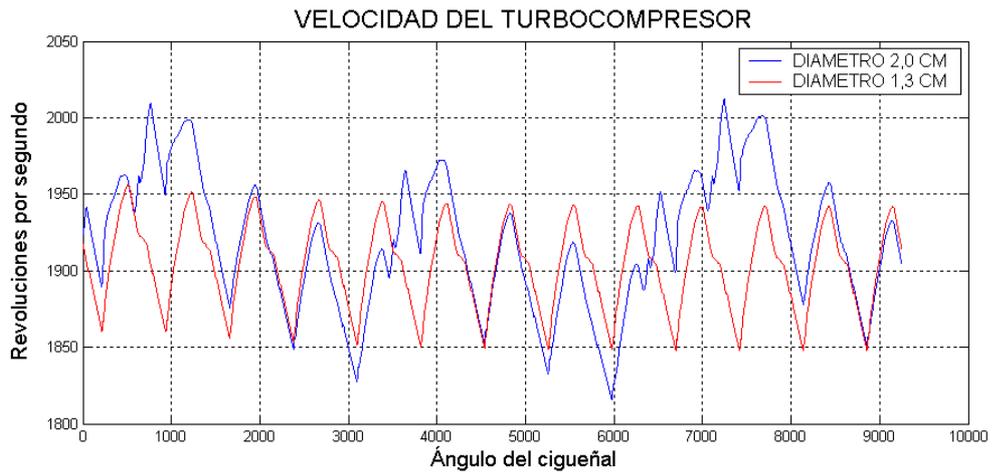
Se aprecia como las velocidades resultan ligeramente superiores para el modelo con conductos más cortos si bien la apertura y cierre de la válvula es bastante similar. Debido a ello se modifica también la obtención de energía en la turbina. La siguiente figura muestra como la potencia resulta mayor cuando acortamos la longitud del conducto donde se sitúa la válvula de waste gate, principalmente por la modificación del gasto que se expande en la turbina.



Esto conduce a que el turbocompresor pueda girar a una mayor velocidad puesto que se aprovecha una mayor cantidad de energía en el escape y el equilibrio con la potencia consumida en el compresor se verifica para regímenes de giro mayores lo que permite insuflar una mayor cantidad de aire en los cilindros con independencia de que el resto de los parámetros del motor sean idénticos en uno y otro modelo.

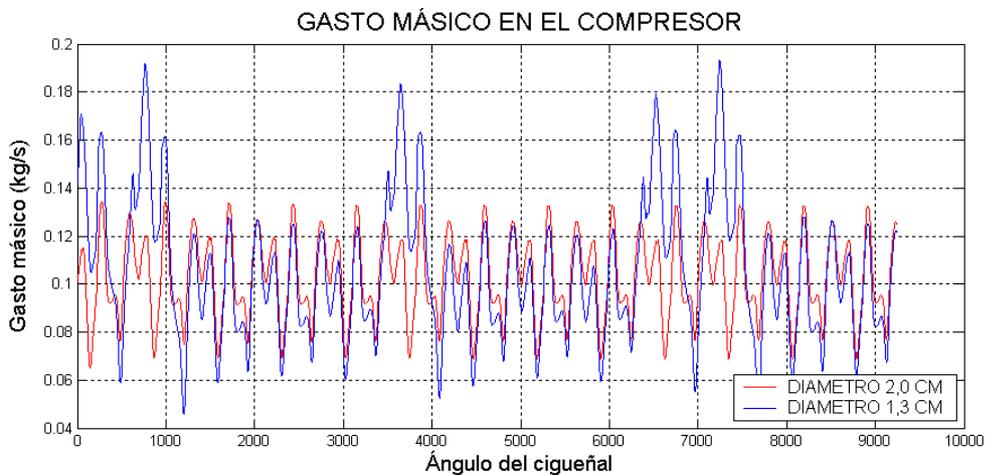


La modificación del diámetro de los conductos de la válvula también modifica el funcionamiento de la válvula.



Un menor diámetro implica una menor capacidad de descarga por lo que la velocidad alcanzada por el grupo de sobrealimentación es mayor.

Al expresarse la ley de la válvula como una relación de áreas en un estrangulamiento está claro que la modificación de las áreas de los conductos es un parámetro con una influencia significativa en la regulación de la sobrealimentación. Una mayor área de la válvula unido al comportamiento oscilante que presenta (apertura-cierre) puede introducir notables perturbaciones sobre la evolución normal de las magnitudes asociadas a la velocidad de giro del turbocompresor. Un claro ejemplo puede ser el gasto que evoluciones por el compresor.

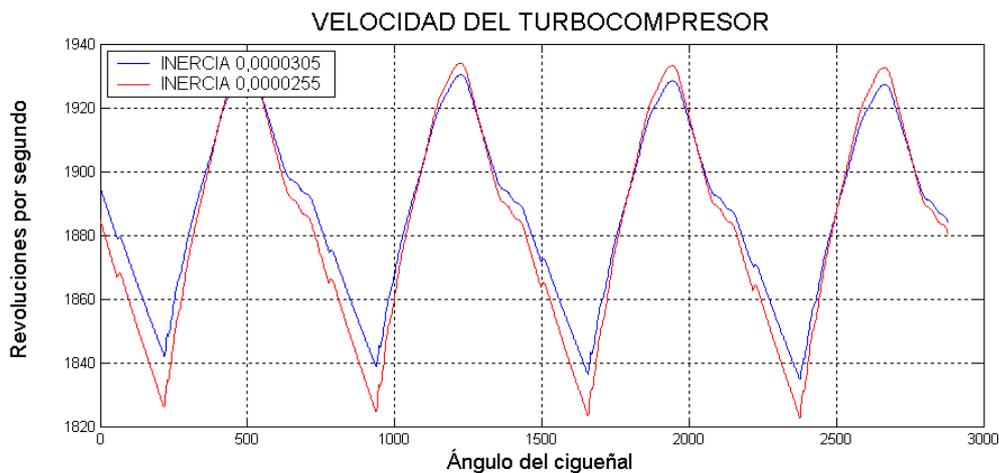


4.2.2. Sensibilidad de la sobrealimentación a la inercia del turbocompresor

La inercia del turbocompresor es un parámetro de diseño muy importante. Los fabricantes demandan turbocompresores con una respuesta rápida a las condiciones variables de funcionamiento existentes por ejemplo en el sector del automóvil, tanto respecto al régimen de funcionamiento del motor como al grado de carga. Este hecho a supuesto una disminución progresiva de la inercia de los turbocompresores mediante la optimización del peso y el diseño por lo que han dejado de considerarse en la actualidad como “lentos” y faltos de reprise.

El modelo no obstante, no trabaja con condiciones variables de funcionamiento en el motor, sino que en el estado actual del mismo analiza la evolución de las magnitudes para una velocidad de giro del motor y un grado de carga determinados, por lo que la importancia de la inercia para la adaptación a situaciones variables de funcionamiento no son objeto de este trabajo. No obstante, si que se puede apreciar el efecto de la acción de ondas sobre la velocidad de giro del grupo para distintos valores de la inercia tal y como se muestra a continuación.

Los valores de inercia que se han adoptado para la caracterización de la mayoría de los modelos que se ha visualizado se han elegido conforme a referencias bibliográficas. En concreto en este trabajo se ha hecho uso con frecuencia de un valor para la inercia del turbocompresor de $2,55 \cdot 10^{-5} \text{ kgm}^2$ para un turbocompresor desarrollado por Mitsubishi [3].

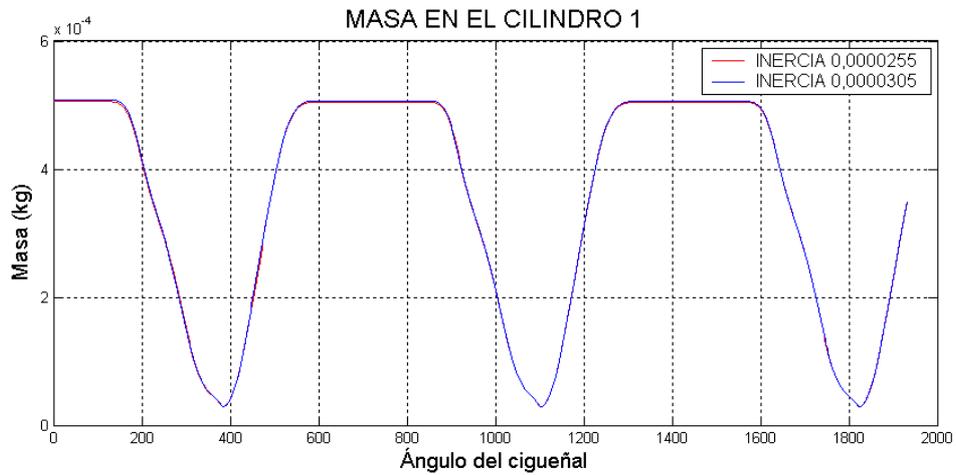


Se puede apreciar como la curva correspondiente al turbocompresor de mayor inercia resulta presenta una menor oscilación mientras que en el otro caso para un mismo balance de potencias los valores de velocidad máxima y mínima del turbocompresor son mayores.

Las pendientes características de la evolución de la velocidad también resultan más acentuadas en el caso del turbocompresor de menor inercia.

Dado que una vez que se alcanzan condiciones periódicas en el funcionamiento del turbocompresor los valores medios de la velocidad de giro resultan similares en ambas situaciones, las magnitudes para una situación de funcionamiento constante apenas difieren tal y como se aprecia en la evolución de la masa confinada en los

cilindros. En el caso de transiciones entre distintas situaciones de funcionamiento la cosa sería distinta por ejemplo al acelerar situación que no se contempla en este trabajo.



Los resultados que se han mostrado para analizar la influencia de la inercia se han obtenido empleando el modelo de tres cilindros del Capítulo 3 como modelo de referencia.

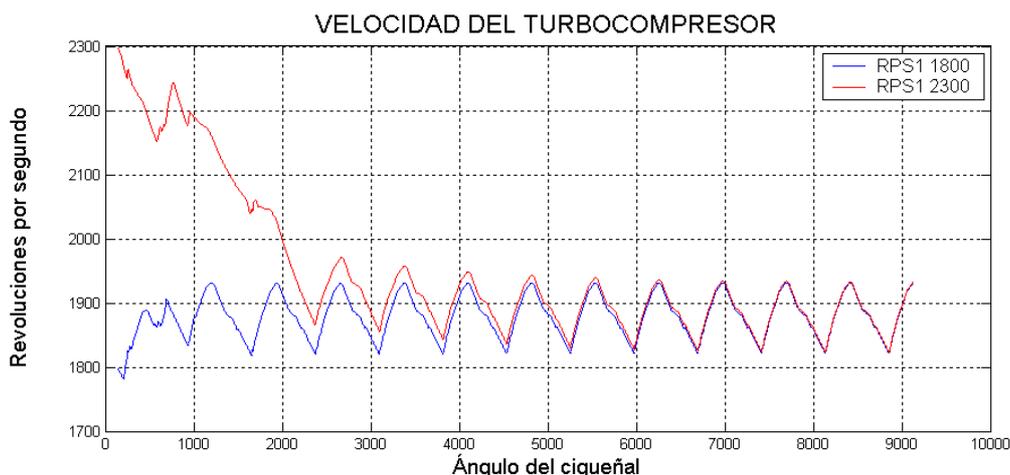
4.2.3. Sensibilidad de la sobrealimentación a la velocidad inicial de giro del turbocompresor

El acoplamiento de la turbina y el compresor se realiza mediante el planteamiento de una ecuación dinámica que evalúa en cada instante la potencia desarrollada en la turbina y la requerida por el compresor, invirtiéndose la diferencia en decelerar o acelerar el turbocompresor. En el modelo que se ha considerado en este proyecto esta ecuación parte de una velocidad inicial de giro que impone unas condiciones iniciales de funcionamiento al motor, por lo que es un parámetro muy significativo a la hora de evaluar los resultados.

Una velocidad inicial distinta puede dar lugar a resultados bastante divergentes debido a que todas las interpolaciones en las curvas que se generan en el modelo pasan inexorablemente por la interpolación del parámetro de velocidad del rotor íntimamente ligado al régimen de giro del turbocompresor. Como ya se ha comentado con anterioridad, todo el desarrollo matemático es bastante dependiente de las condiciones iniciales. Si la velocidad inicial difiere lo suficiente para que la iteración se realice sobre curvas características distintas los resultados pueden ser bastante diferentes.

Realmente no se han desarrollado herramientas que permitan establecer algún tipo de criterio que permita conocer si la velocidad inicial de giro del turbocompresor que se está empleando es la adecuada y permite la convergencia del problema. En el caso de que la velocidad sea la apropiada se ha de dar suficiente tiempo de cálculo para que las magnitudes evolucionen hasta un régimen adecuado de modo que si se interrumpe el cálculo antes de tal situación los resultados obtenidos pueden diferir notablemente.

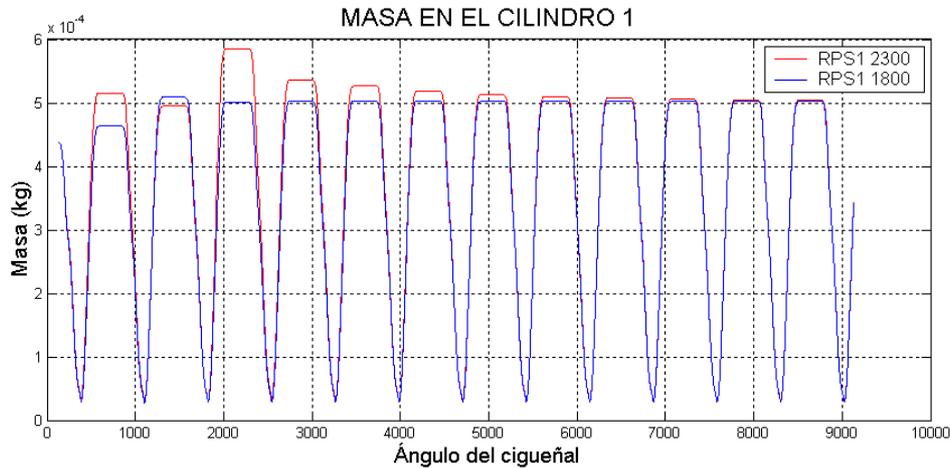
En la figura adyacente se muestra como tras un extenso periodo durante el cual las magnitudes difieren notablemente se llega a una situación absolutamente independiente de la velocidad inicial de giro. Se observa como dicha convergencia se alcanza tanto por el valor en exceso como por el valor en defecto.



En este caso concreto se observa como existe convergencia con independencia de que los valores iniciales sean superiores o inferiores al valor estacionario. También se muestra como resulta necesario que se verifiquen unos 7000° de giro del cigüeñal

para que la influencia de los valores iniciales de la velocidad del turbocompresor sea mínima.

La evolución de la velocidad de giro del turbocompresor es consistente con la evolución que presentan otras magnitudes como se observa para el caso de la masa que se almacena en los cilindros.



Al igual que en los casos precedentes se han mostrado los resultados obtenidos al variar el régimen inicial de giro sobre un modelo de tres cilindros sobrealimentado.

Esta situación no acontece siempre sino que puede darse perfectamente el caso de que en virtud de los parámetros del motor y la geometría y condiciones de la sobrealimentación la velocidad inicial de giro que se evalúe resulte inapropiada dando lugar a que el programa falle.

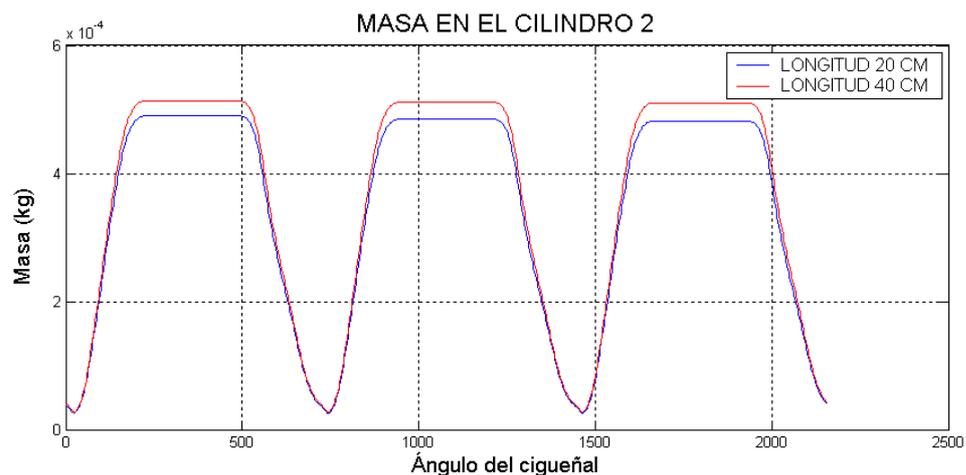
4.2.4. Sensibilidad de la sobrealimentación a la geometría de los conductos

En este punto se van a analizar como cambios en la geometría de los conductos se traducen en modificaciones significativas del funcionamiento del grupo de sobrealimentación. En el desarrollo teórico que se planteó en el Capítulo 2 se puede apreciar que parámetros geométricos de los conductos (en concreto las secciones de entrada y salida a la turbina y el compresor) tienen una incidencia directa en la transformación de las curvas características, por lo que se prevé una modificación sustancial del funcionamiento de las máquinas al cambiar estos parámetros.

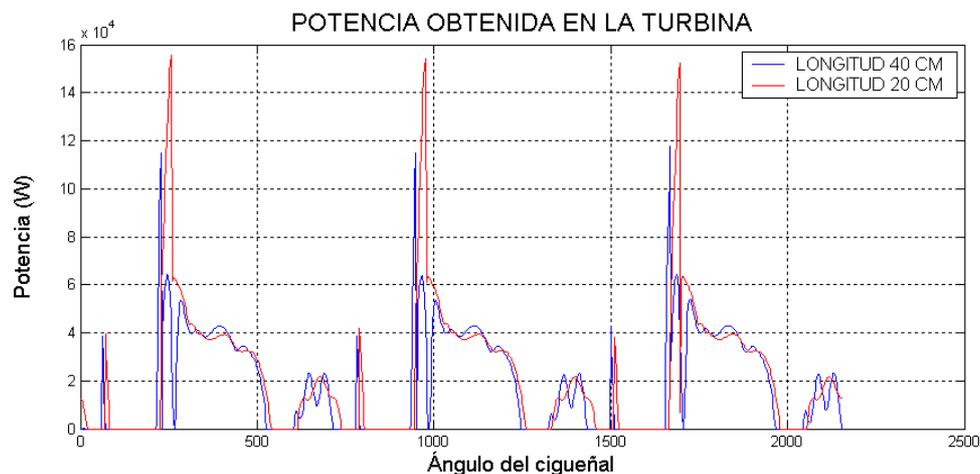
Todos los resultados que se muestran en este apartado se han obtenido de la modificación de los distintos parámetros geométricos de los conductos de entrada y salida a la turbina y el compresor sobre un modelo de tres cilindros sobrealimentado.

Geometría de admisión a la turbina

A continuación se representan algunos resultados del grupo de sobrealimentación que manifiestan la sensibilidad del turbocompresor a la longitud del conducto de admisión a la turbina.

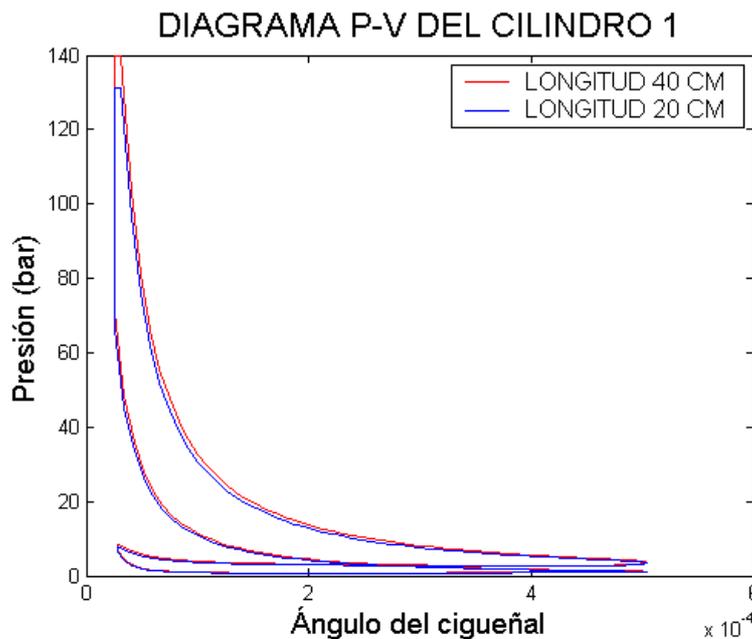


Se aprecia una evolución bastante pareja para los dos casos representados. El modelo que presenta una mayor longitud en el conducto de entrada a la turbina es capaz de hacer que el régimen de giro del turbocompresor resulte ligeramente superior.

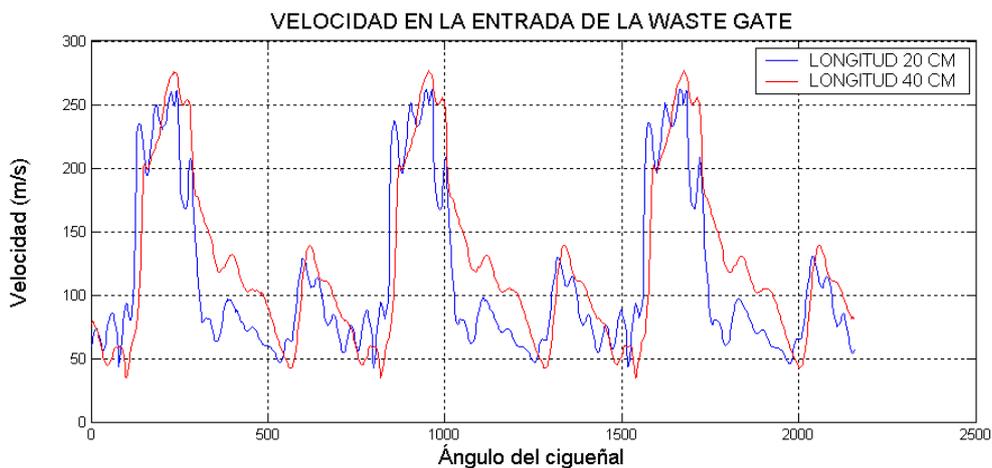


Este hecho se observa claramente en la gráfica anterior. Si bien las evoluciones no resultan significativamente distintas si que se aprecia que los valores de los picos son notablemente superiores y la curva gana en cuanto a continuidad.

Pese a que las tanto la variabilidad del gasto como de la potencia es bastante pequeña se producen modificaciones en las variables que afectan al motor apreciándose también esta modificación en el diagrama $p-v$. El cambio no es especialmente alarmante pero resulta significativo.

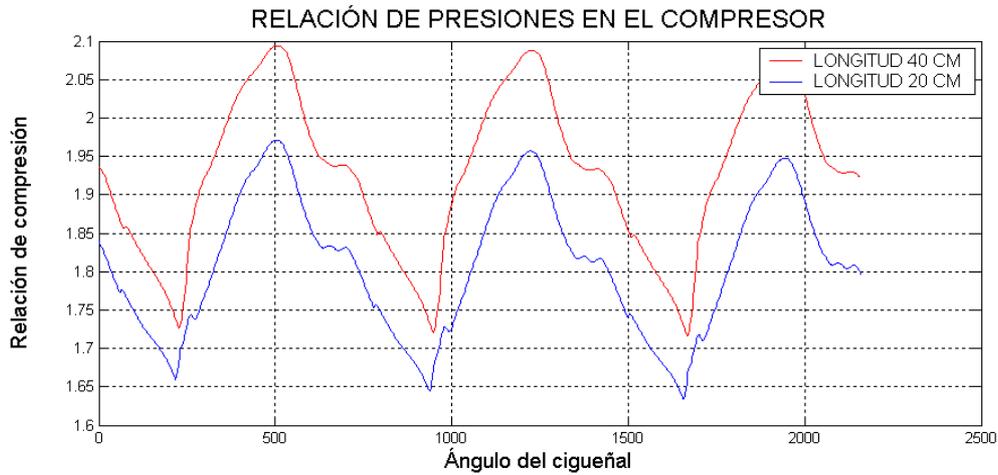


La modificación de las condiciones del fluido en la zona del escape se ven afectadas por la variación de la longitud del conducto de modo importante tal y como muestran los siguientes resultados.

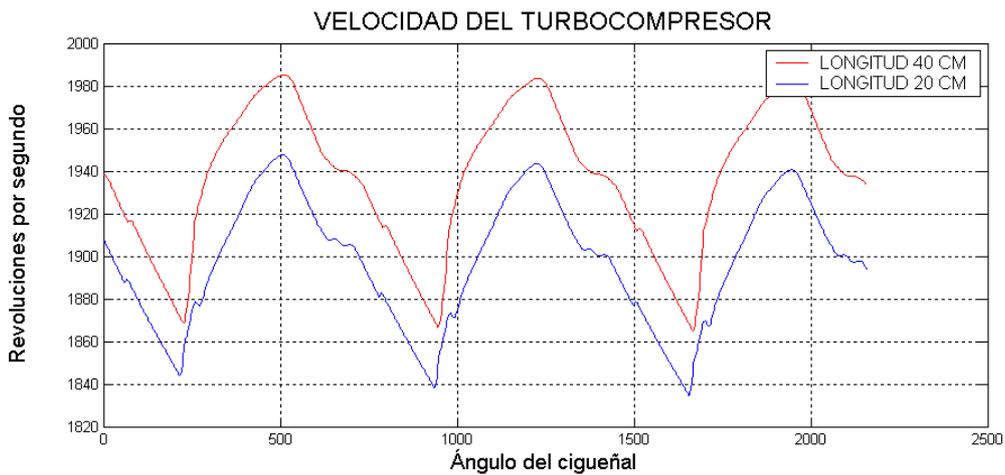


Dado que el grado de sobrealimentación que alcanza el modelo con la conducción de 40 cm resulta ligeramente superior se entiende que las velocidades y presiones en el motor sean mayores con lo que la descarga de energía en la válvula de waste gate resulta ligeramente superior.

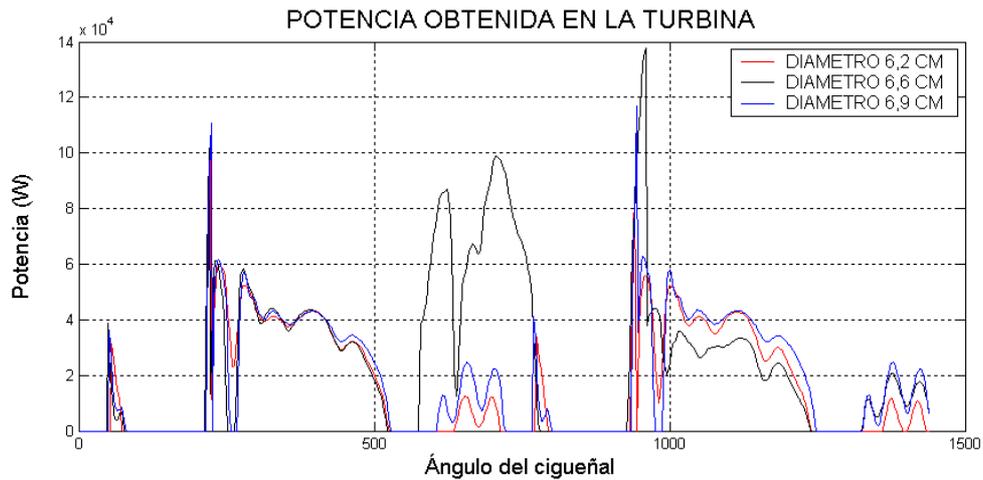
Estas modificaciones se transmiten también a la zona de admisión mediante el acoplamiento existente entre turbina y compresor.



El balance de potencias se verifica a una mayor velocidad de giro del turbocompresor para el modelo de mayor longitud del conducto de admisión lo que supone una mayor sobrealimentación.

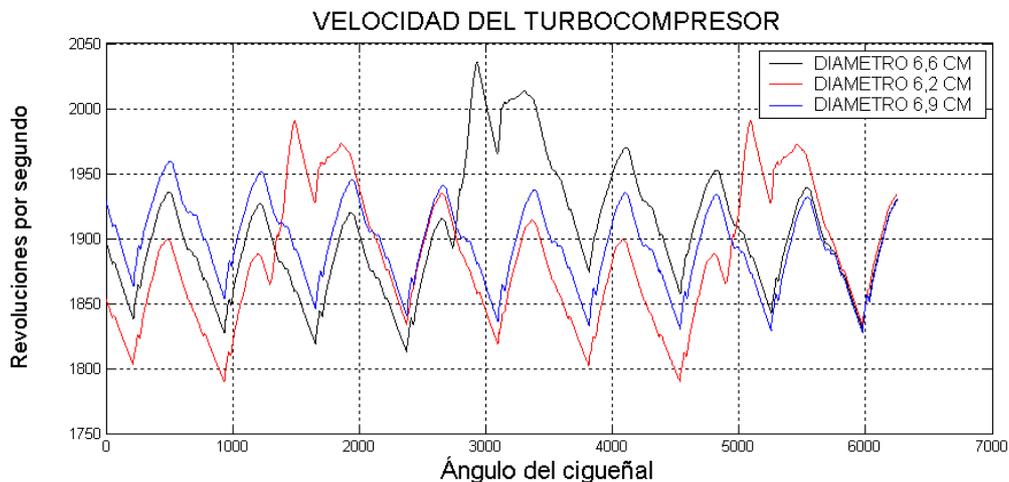


Se puede constatar que aunque existente, la sensibilidad de los resultados a la modificación de la longitud de entrada a la turbina no resulta especialmente significativa en especial si lo comparamos con los resultados obtenidos en función de la variación de la sección de entrada a la turbina que se muestran a continuación.



La modificación del diámetro del conducto de admisión de la turbina da lugar a tal modificación de las magnitudes que parece que se este ensayando otro modelo.

No sólo se aprecia una notable variación en cuanto a los valores de potencia generada en la turbina sino que se modifica de forma muy importante los ángulos en los cuáles la turbina está cediendo energía al eje de acoplamiento. Esto modifica de forma notable al conjunto de todas las variables, tanto aquellas que están íntimamente relacionadas con el grupo de sobrealimentación como las del propio cilindro de modo que todas las magnitudes quedan afectadas por el régimen de giro del compresor.

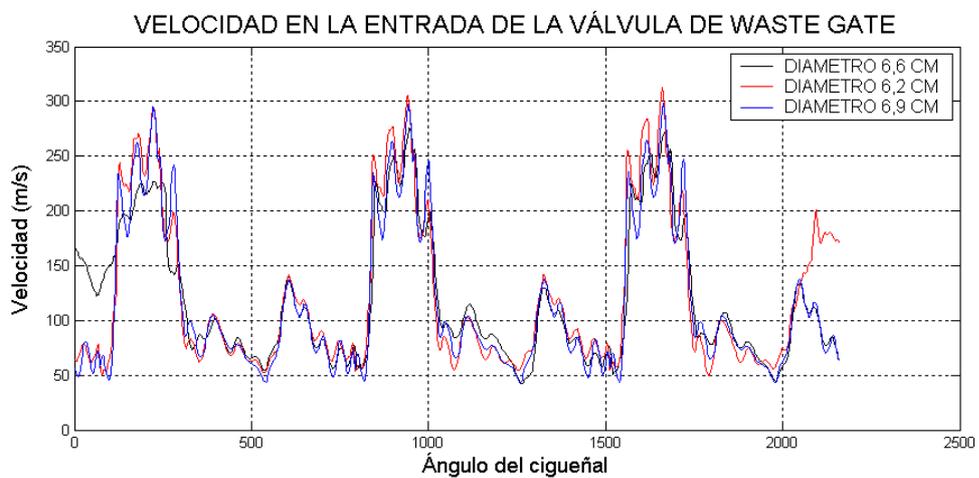


La figura anterior muestra como el decremento poco significativo de la sección del conducto de admisión de la turbina altera la evolución del fluido en el motor. En primer lugar se observa como los modelos de 6,2 y 6,6 cm de diámetro a la entrada dejan de tener ese marcado carácter oscilatorio asociado a unos 715° de giro del cigüeñal que correspondería aproximadamente a un ciclo completo (combustión y renovación de la carga) de un cilindro. El modelo que se caracteriza en rojo en la figura presenta un periodo característico para la velocidad de giro del cigüeñal notablemente superior del orden de los 4000° de giro del cigüeñal. En virtud de la representación anterior las magnitudes variarán conforme a la situación de velocidad que presente un modelo respecto a otro dificultando notablemente la comparación entre los mismos. Lo que se pone de manifiesto es que la reducción de la sección de entrada puede dar lugar a

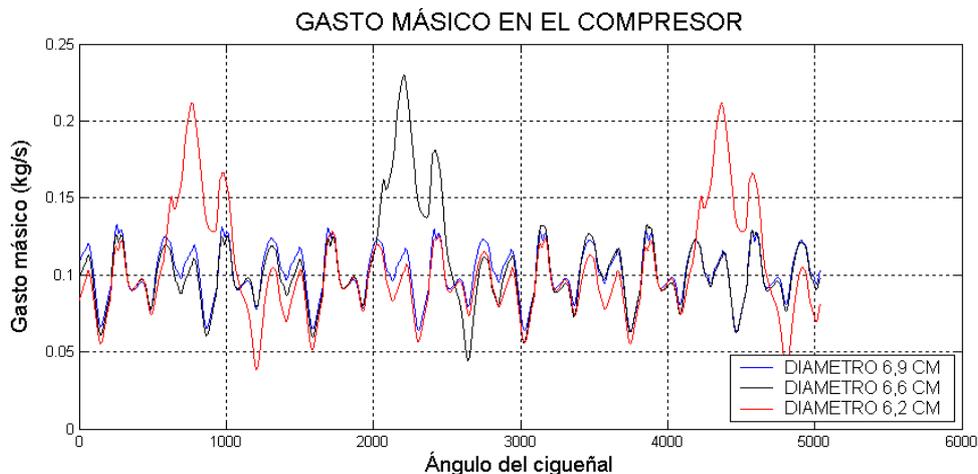
perturbaciones importantes. De hecho en la obtención de estos resultados se probó una configuración de diámetro aún menor que dio lugar al fallo del programa.

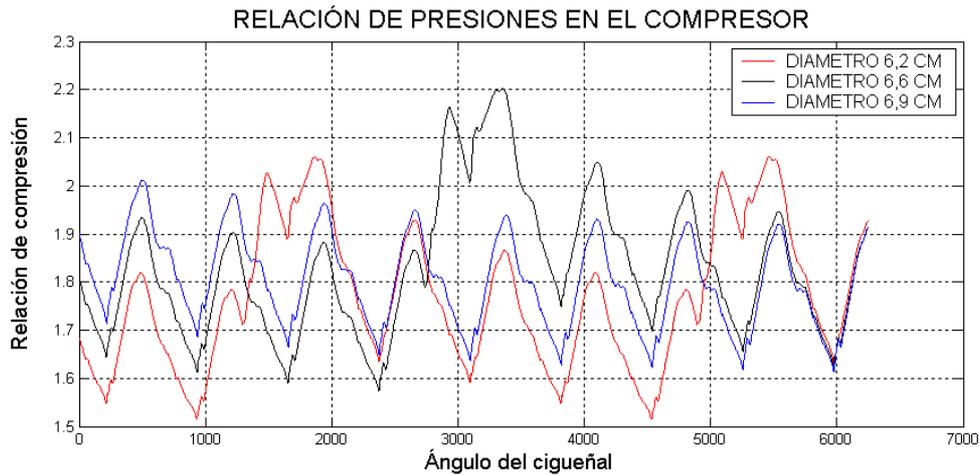
Las variaciones que se observan son realmente significativas para aquellos instantes en los cuales la potencia obtenida en la turbina se modifica y dispara la velocidad de giro del compresor mientras que para el resto del cálculo, aunque existentes, la sensibilidad de las magnitudes a los diferentes diámetros es bastante menor. De hecho se aprecia también la existencia de una cierta convergencia en los últimos ciclos (a excepción de los incrementos periódicos) de las magnitudes en los tres modelos considerados.

En esta línea se muestra la evolución de la velocidad del fluido a la entrada de la válvula de waste gate. Se observa como en la mayor parte de la representación la evolución resulta idéntica para los tres modelos considerados, ahora bien tanto al inicio como al final de la representación se aprecia como existe una divergencia importante coincidente con los picos de velocidad del turbocompresor anteriormente representados.

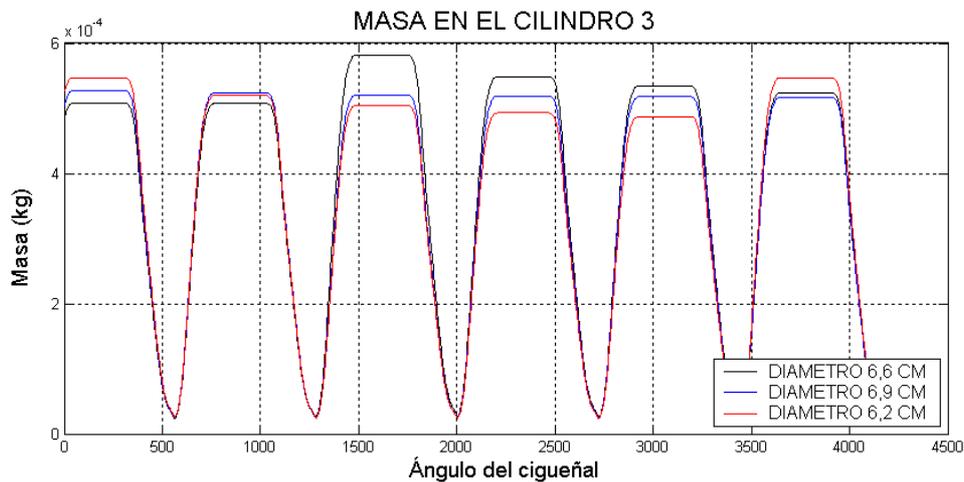


La evolución del fluido en la zona de admisión también se ve afectada por este régimen cambiante ya que mayores velocidades de giro del compresor suponen mayores grados de sobrealimentación en los cilindros tanto para el gasto que evoluciona por el compresor como para la relación de compresión.





La cantidad de fluido que se confina en los cilindros se hace sensible a esta variación del grado de sobrealimentación que proporciona el compresor mientras que en el modelo de mayor diámetro permanece constante.



Si se tiene en cuenta que estas representaciones se han obtenido para variaciones del diámetro de entrada con una variación menor de un centímetro entre los tres casos se puede afirmar que la relación de compresión y el régimen de giro del turbo resultan bastante más sensibles a este parámetro que a la longitud del conducto ya que en desarrollo teórico tiene una influencia directa en las ecuaciones empleadas para transformar las curvas y el cálculo del nº de Mach.

Eso no quita que también se aprecie una cierta periodicidad o evolución similar entre los tres casos representados subyacente a las variaciones puestas de manifiesto en estos resultados que se puede apreciar en la representación de la velocidad de giro del compresor y en la relación de compresión.

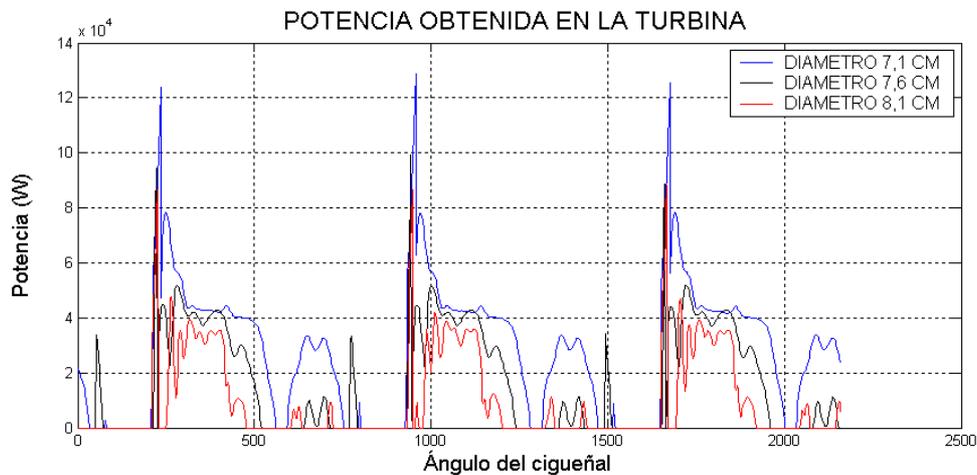
Dado el alto grado de integración de todas las variables implicadas es difícil establecer algún patrón de comportamiento. El gasto que evoluciona tiene una influencia directa en la potencia obtenida y este a su vez en la relación de compresión y la velocidad de giro que nuevamente realimentan la variabilidad del gasto por lo que parece aventurado dar un criterio general relativo a la influencia de este parámetro. Lo que resulta indudable es que el tratamiento de esta situación empeora con la

disminución del diámetro frente al carácter estable y oscilatorio que reflejan las magnitudes características del modelo de 69 cm de entrada en la turbina

Geometría de escape de la turbina

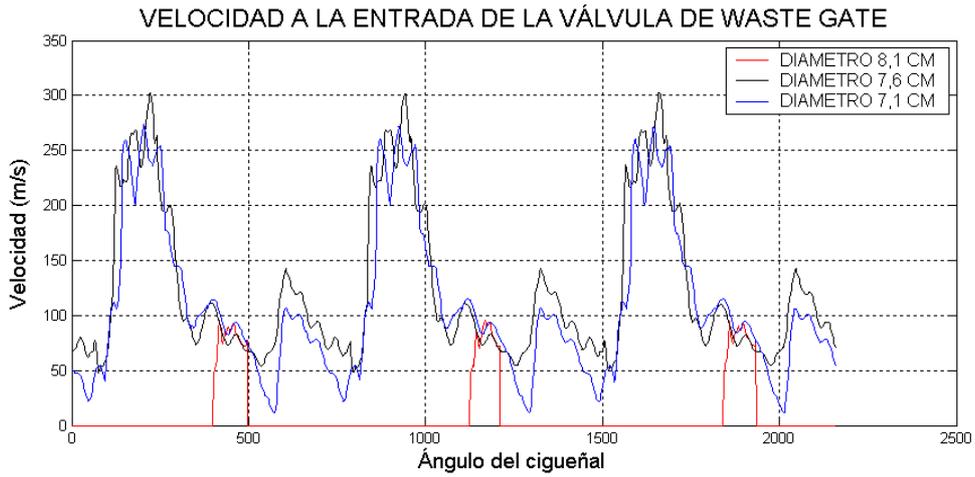
Inicialmente se muestran los valores obtenidos al variar el diámetro de salida.

De nuevo se aprecia como ligeras modificaciones del diámetro dan lugar a variaciones importantes en la masa que evoluciona por los cilindros y por tanto con la potencia desarrollada por el motor. Estas alteraciones tienen su origen en como se obtiene la energía en la turbina al cambiar el diámetro de salida del escape. A diferencia de lo que sucedía en el caso anterior no se observan alteraciones significativas en cuanto a los periodos característicos de variación de las magnitudes fluidas, sino más bien se modifican los valores absolutos de las mismas lo cual permite identificar de forma mucho más sencilla cualquier tipo de tendencia.

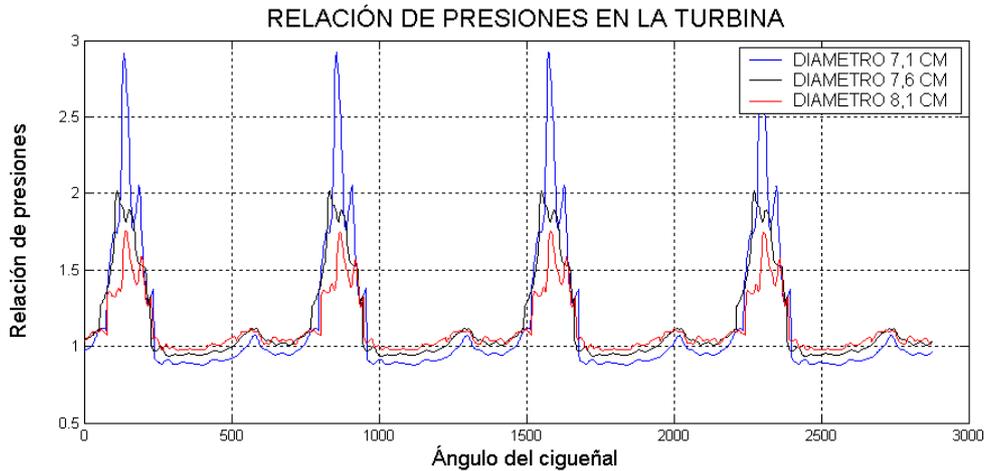


En este sentido la figura anterior resulta absolutamente reveladora. La potencia desarrollada por la turbina resulta superior conforme decrece en diámetro la conducción de descarga de la misma.

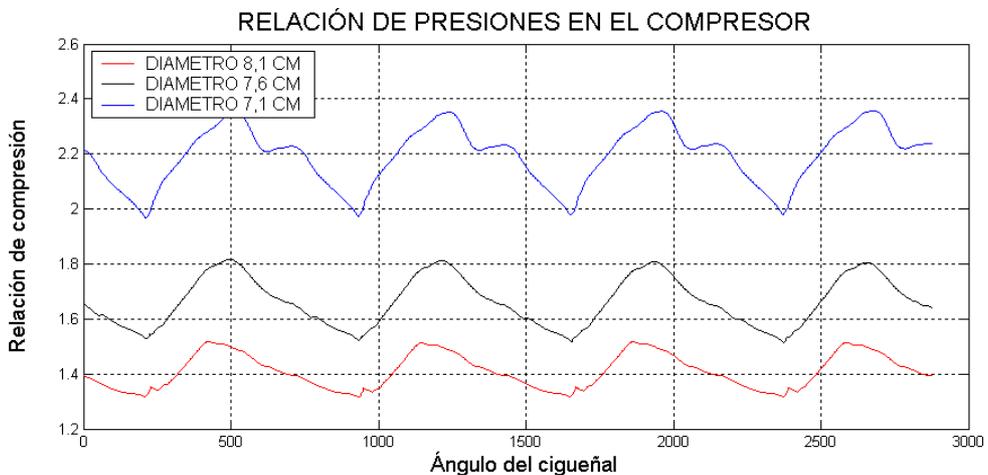
La evolución del fluido en la válvula de waste gate resulta también muy dispar entre los tres casos considerados. Al efecto de que los grados de sobrealimentación sean muy distintos en uno y otro caso se une el hecho de que la conducción de escape de la turbina se encuentra conectada mediante una unión a la conducción de descarga de la válvula de waste gate.



Debido a que la relación de compresión existente en el caso del diámetro de 8,1 cm oscila en el entorno del valor de 1,5 elegido para la apertura de la válvula se produce el flujo pulsante que se muestra en la figura. Otra de las magnitudes que se ven afectadas directamente es la relación de presiones entre las secciones de entrada y salida de la turbina.

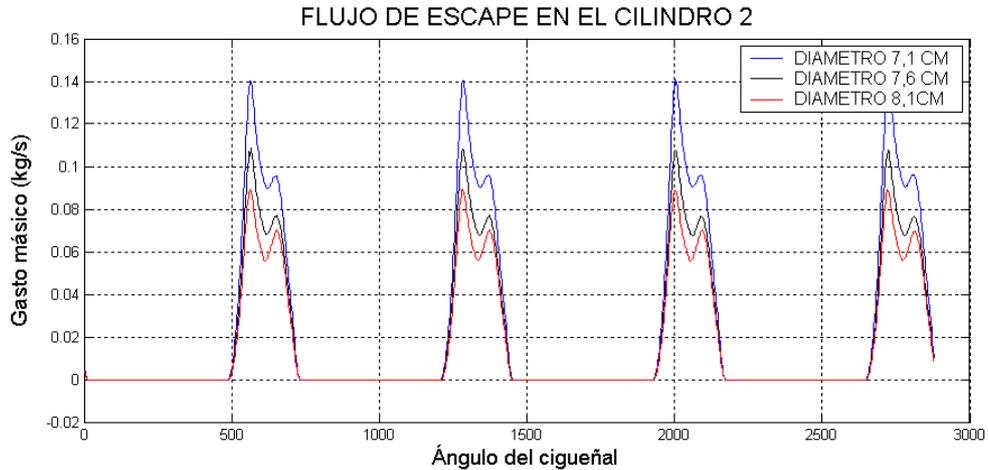


Los parámetros representativos de la zona de admisión también se ven afectados tal y como se aprecia a continuación.

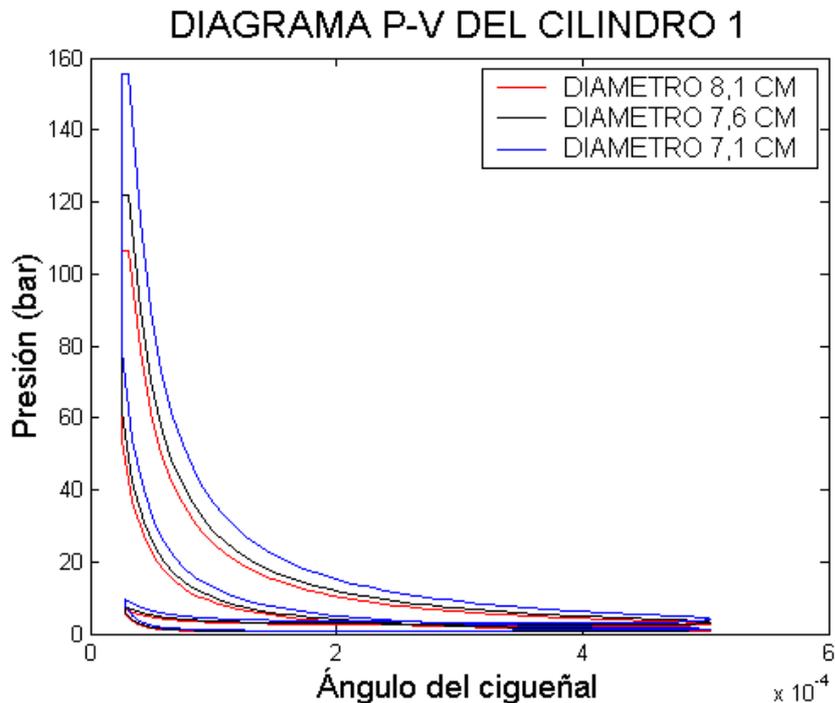


El incremento de 5 milímetros en la sección de la conducción de descarga puede suponer variaciones en la relación de compresión dada por el compresor del orden 40%.

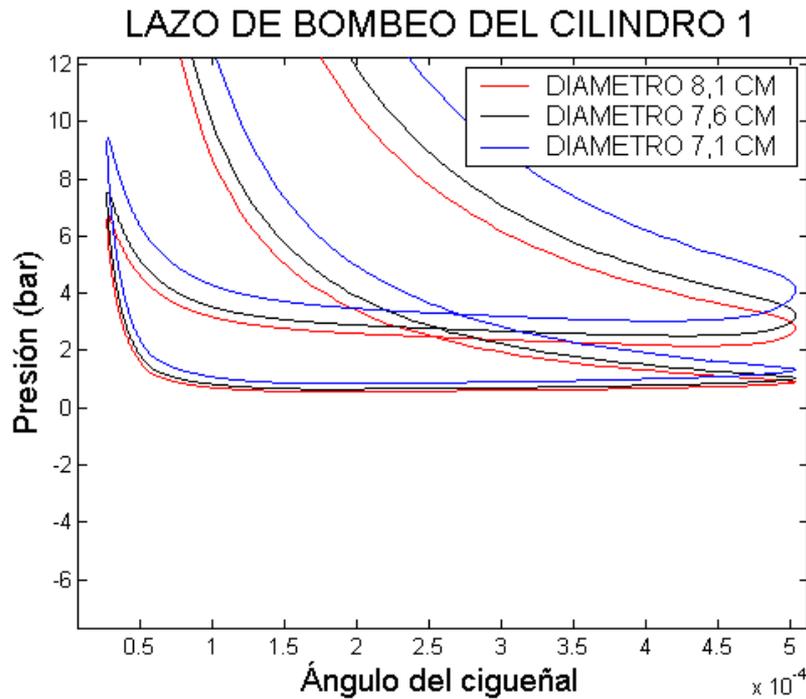
La renovación de la carga y el llenado de los cilindros no resultan insensibles a estas fuerte variaciones entre los modelos considerados.



Las prestaciones y el ciclo de combustión del cilindro se ven también muy afectadas por el diámetro de la conducción de escape de la turbina como se aprecia en el diagrama $p-v$ y en el lazo de bombeo correspondiente.



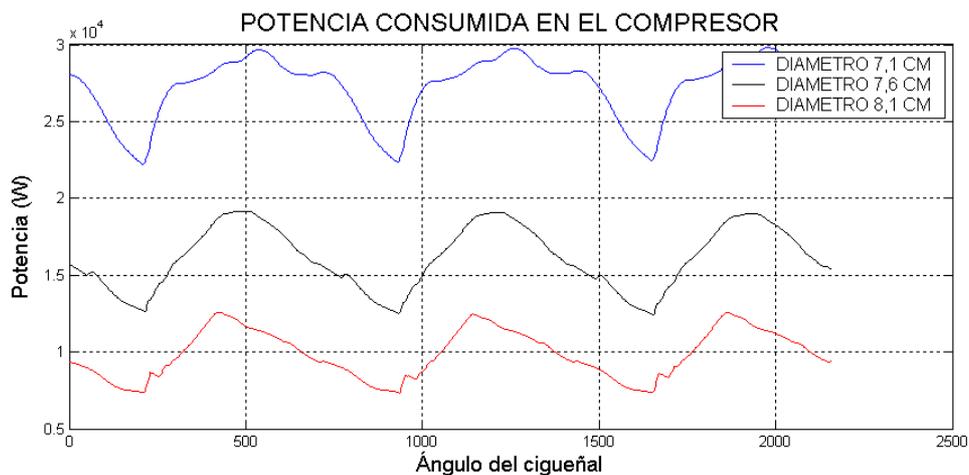
La Tabla 4.1 cuantifica las variaciones en las presiones medias y por lo tanto en las prestaciones del motor que se observan al modificar la sección de descarga de la turbina

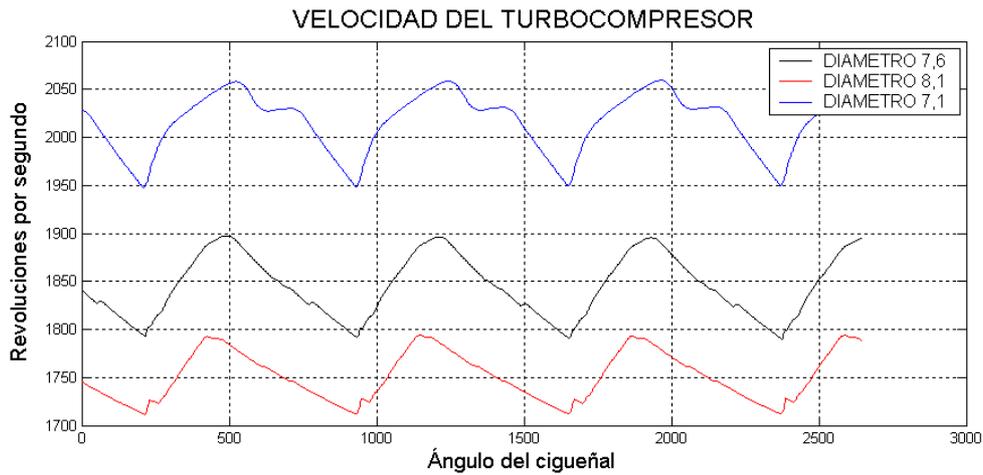


Diámetro escape turbina	Pres. med. indic.	Pres. med. perd. mec.	Pres. med. efect.
8,1 cm	10,25 bar	1,58 bar	8,67 bar
7,6 cm	11,75 bar	1,76 bar	9,99 bar
7,1 cm	14,97 bar	2,06 bar	12,91 bar

TABLA 4.1
PRESIONES MEDIAS ASOCIADAS AL DIAGRAMA P-V PARA DISTINTOS DIÁMETROS DEL CONDUCTO DE DESCARGA DE LA TURBINA

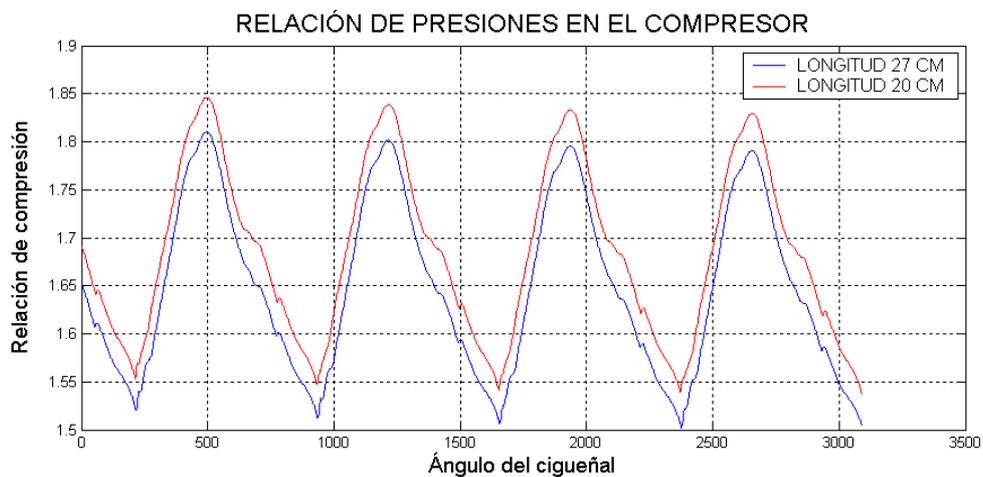
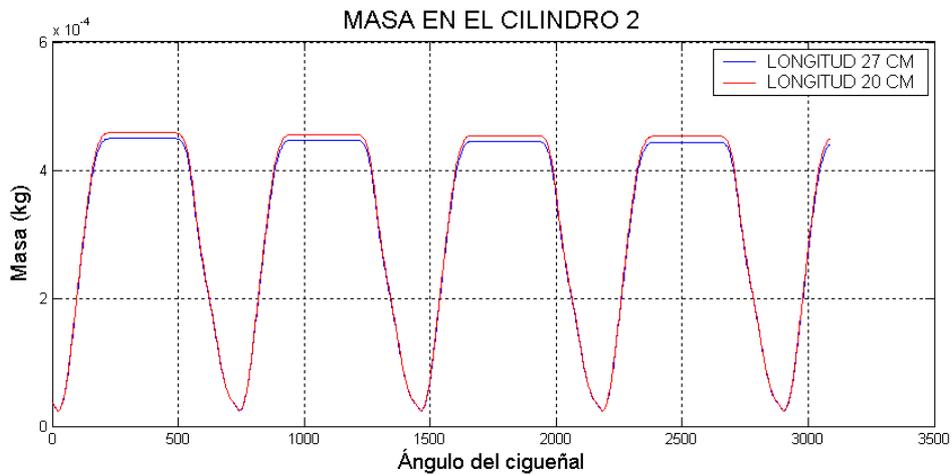
La velocidad de giro del turbocompresor resulta del balance entre las potencias desarrollada por la turbina y consumida en el compresor. La mayor potencia desarrollada en la turbina da lugar a que la potencia consumida en el compresor sea mayor conforme disminuye el diámetro de la sección de salida de la turbina tal y como manifiestan las siguientes representaciones.

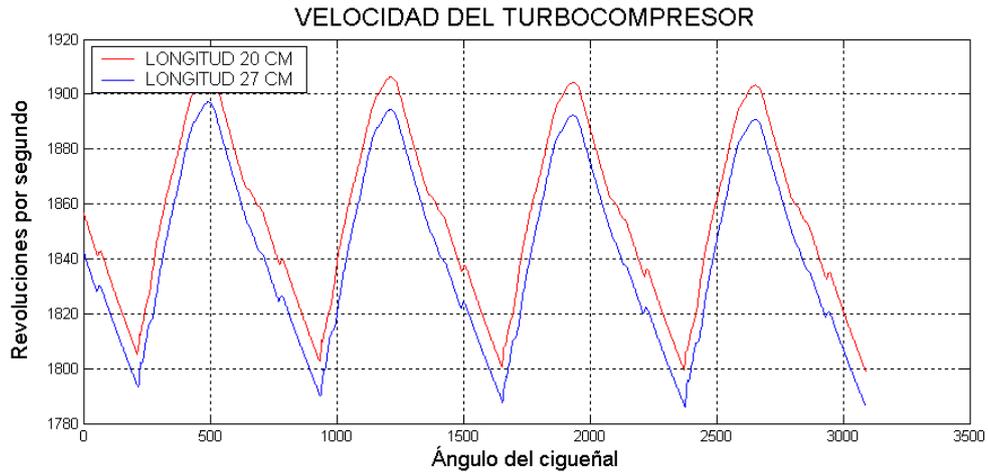




Se aprecia una variación de más 250 revoluciones por segundo entre los dos casos extremos representados. Esta sensibilidad al diámetro de salida de la turbina es la más significativa entre las que se han analizado correspondientes al diseño o geometría del modelo.

Al igual que sucedía con la admisión a la turbina, la sensibilidad a la longitud del conducto de escape es bastante menor como ponen de manifiesto las representaciones siguientes.



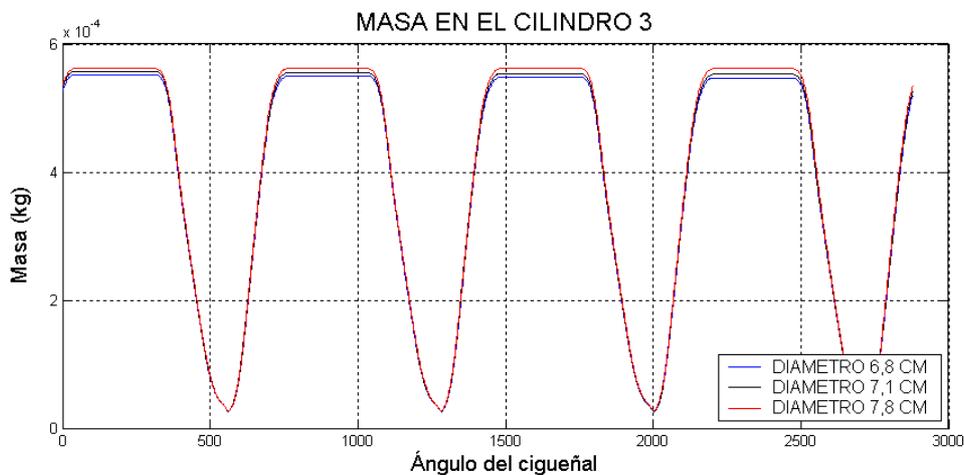


El grado de sobrealimentación resulta ligeramente superior al disminuir la longitud del conducto de escape de la turbina sin que se aprecie que la modificación de este parámetro introduzca variaciones significativas en la evolución de las magnitudes registradas.

Los resultados ponen de manifiesto la influencia que tienen los diámetros de entrada y salida en el funcionamiento del modelo. Esto enlaza con el hecho de que el modelo hace uso directo de estos valores en el procedimiento de transformación de las curvas características de la turbina en términos compatibles con las ecuaciones de ondas. Este comportamiento despierta ciertas dudas respecto al comportamiento real de una turbina puesto que las variaciones de los diámetros consideradas no resultaban especialmente significativas.

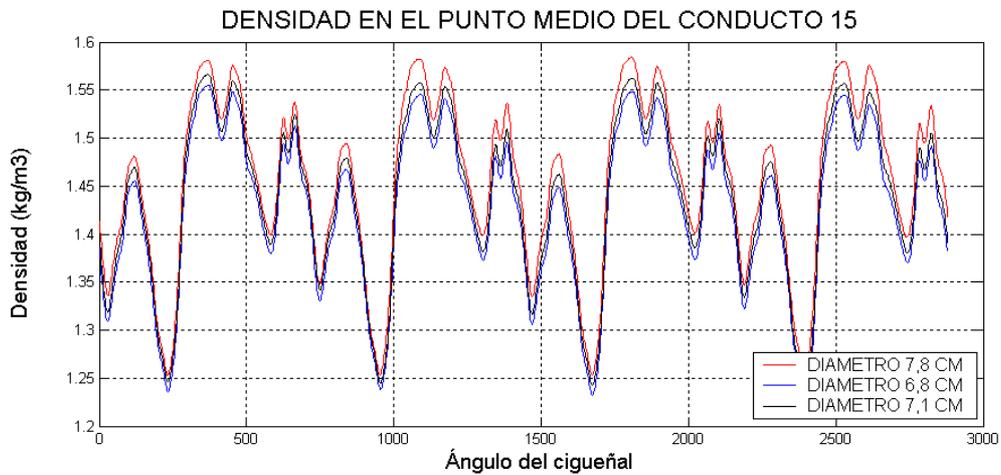
Geometría de admisión del compresor

A continuación se realiza un estudio análogo de la geometría de admisión del compresor. En primer lugar se analizan las consecuencias de modificar el diámetro de entrada al compresor y luego se estudia la variación de la longitud del conducto.

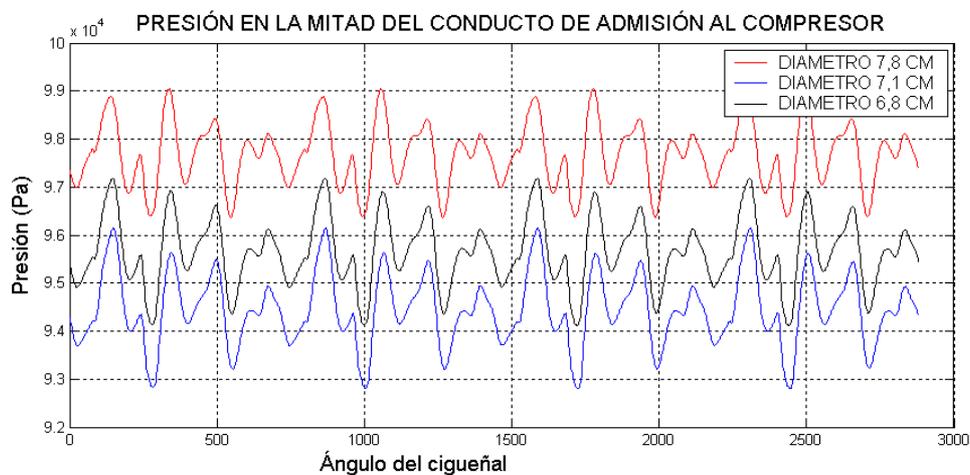
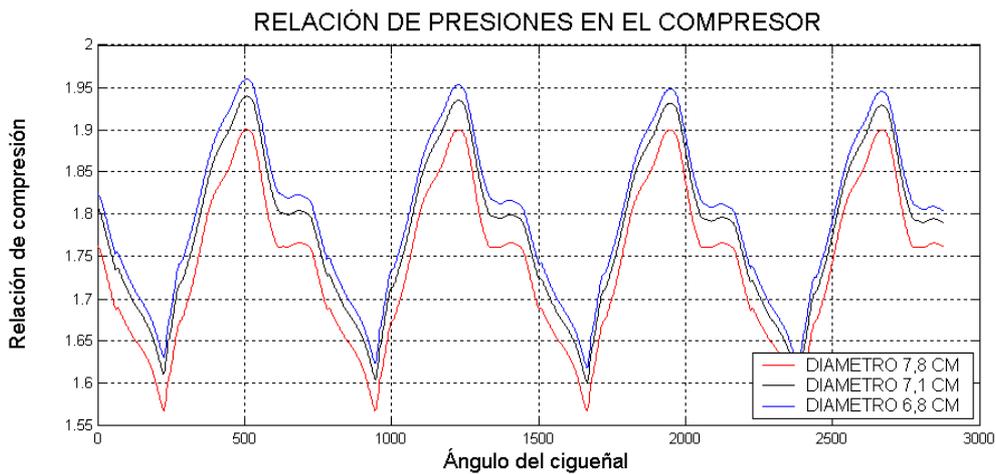


La masa que se confina en el cilindro no resulta especialmente afectada por la modificación del diámetro del conducto de admisión del compresor. Se aprecia un ligero incremento conforme aumenta la sección de dicho conducto.

La densidad del fluido tras su paso por el compresor también se ve afectada levemente de modo que el aire se comprime más en el modelo de mayor sección de entrada.

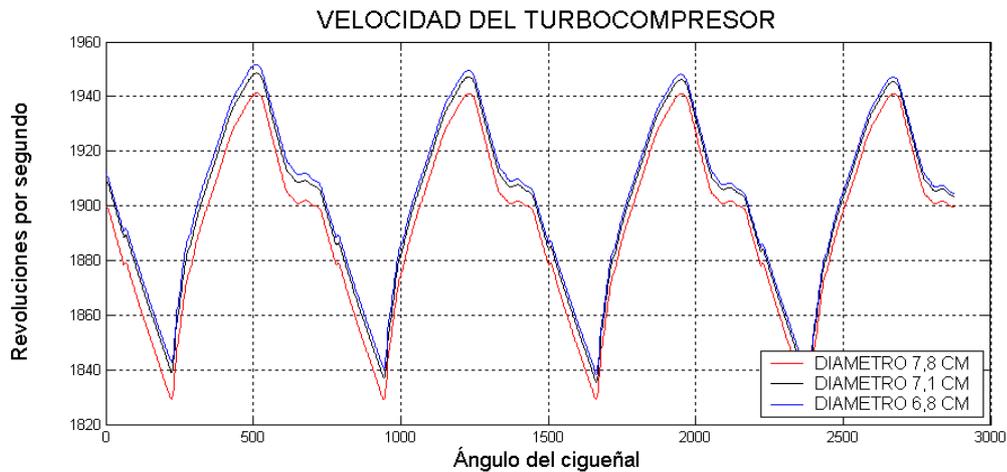


La relación de compresión resulta decreciente al aumentar el diámetro de la conducción de admisión del compresor.



El aumento del diámetro en la admisión del compresor da lugar a que la presión aumente como se observa en la figura anterior. La presión tras el compresor aumenta

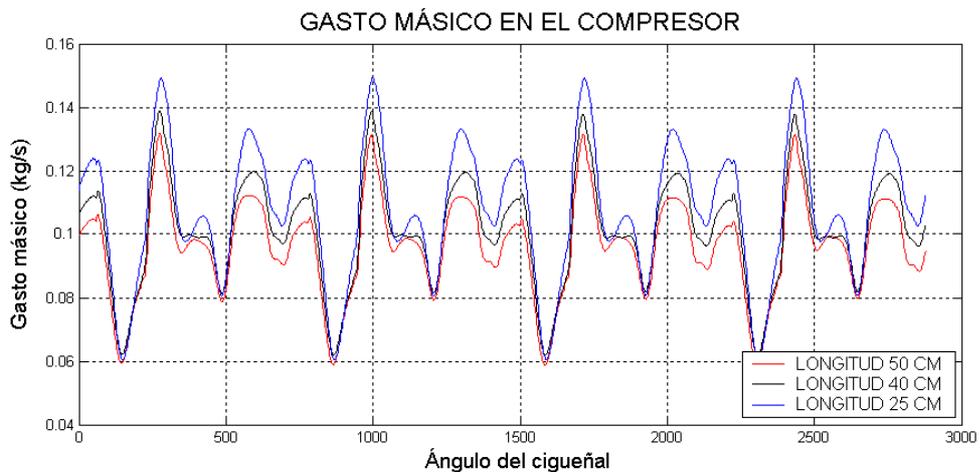
más para los modelos de menor diámetro de modo que tras el compresor resulta que los niveles de presión son similares entre los tres modelos y con ello la evolución de la masa que circula por los cilindros.



La evolución de la velocidad de giro del turbocompresor se hace prácticamente independiente de la variación del diámetro del conducto de admisión. De todos modos se debe mencionar aquí que el modelo no da plena libertad a la alteración de los diámetros de entrada y salida de las turbomáquinas puesto que deben ser mayor que un cierto valor que provoca que el programa de error.

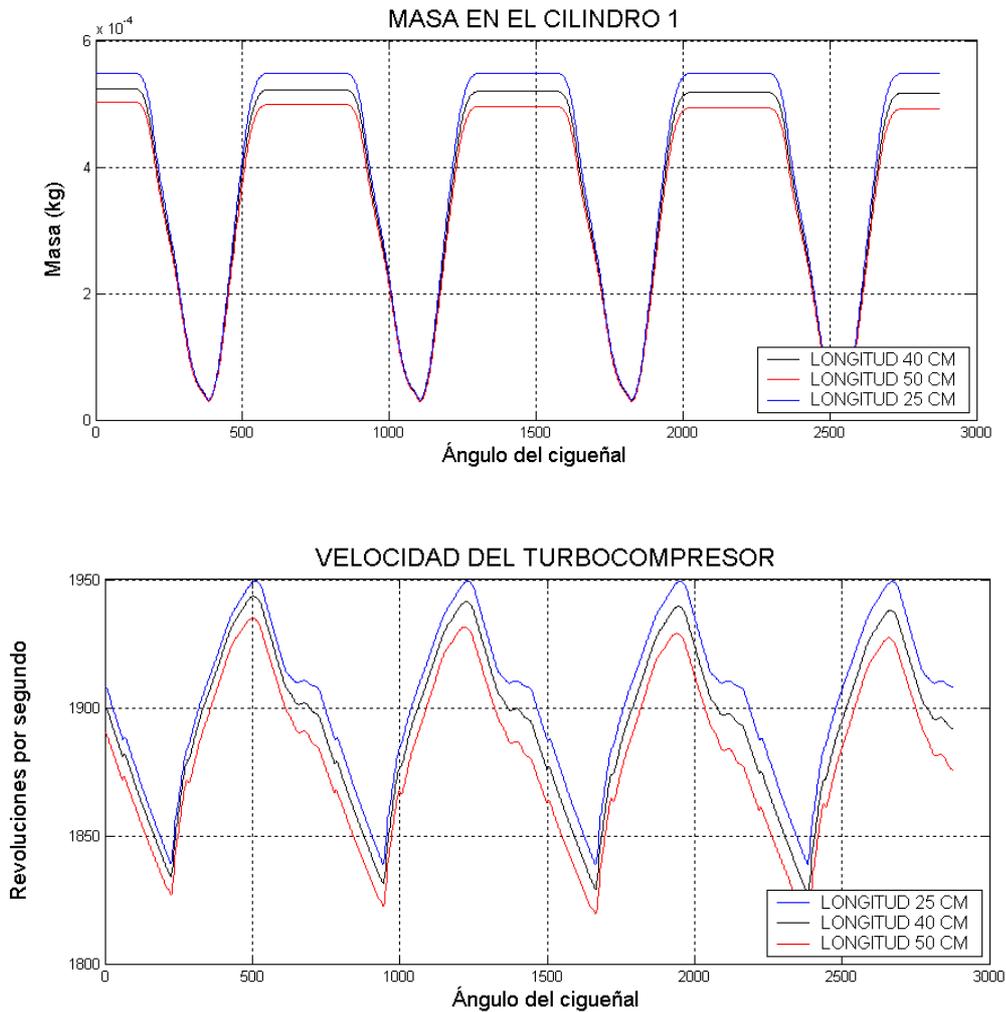
A diferencia de lo observado en el análisis geométrico de la turbina, el compresor se ve afectado con mayor profundidad al modificar la longitud de los conductos anexos.

La modificación de la longitud del conducto de admisión al compresor tiene un efecto global bastante significativo. Sin embargo se puede apreciar como las diferencias al reducirse la longitud del conducto son mayores sobre todo en el gasto que evoluciona por el compresor. Esta mayor variación acentúa las diferencias en velocidad de giro del compresor, masa que evoluciona por los cilindros, etc.



Debido al mayor gasto se aprecia como se modifica ligeramente el gasto de admisión al cilindro y la masa confinada en él. La reducción de la longitud del conducto de admisión tampoco debería considerarse con plena libertad puesto que se obviaría el

sistema de admisión del aire desde el exterior y los dispositivos de acondicionamiento del mismo.



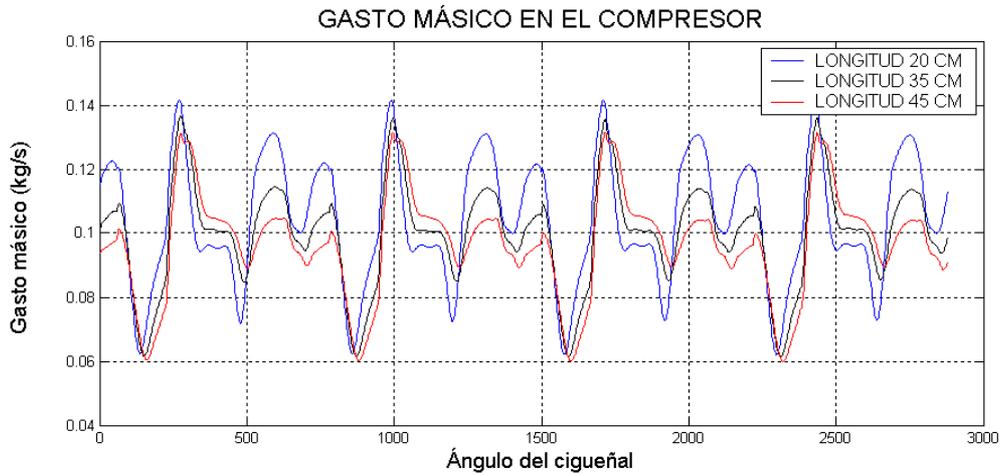
La velocidad de giro del turbocompresor resulta acorde a la existencia de una mayor gasto al reducir el conducto de admisión y a que se confine más cantidad de aire en los cilindros. Esto permite que se inyecte más combustible en los cilindros y que el estado térmico del fluido permita que la turbina extraiga una mayor cantidad de energía.

Geometría de escape del compresor

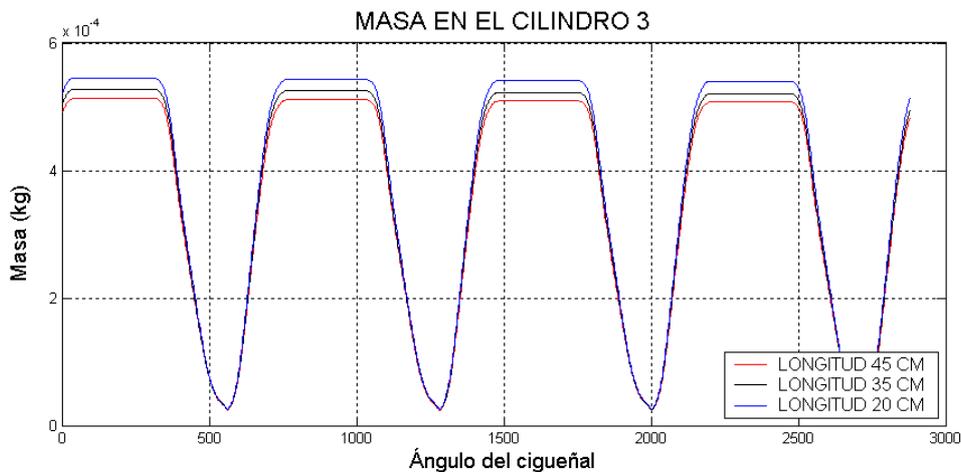
Los siguientes resultados muestran como se ven afectadas las distintas magnitudes al modificarse la longitud ó el diámetro del conducto a la salida del compresor. La variación de estos parámetros es más importante que en el caso de lo observados para la sección de admisión al encontrarse variaciones importantes tanto para la modificación de la longitud como del diámetro.

En primer lugar se analiza la influencia de modificar la longitud de salida del conducto de descarga del compresor. La principal variación puede venir del hecho de que a mayor longitud mayor fricción y pérdidas. Mayores pérdidas en la admisión implica un peor llenado del cilindro y por tanto menor nivel energético del fluido en el escape. Aunque de poca significación se puede apreciar como el turbocompresor tiene

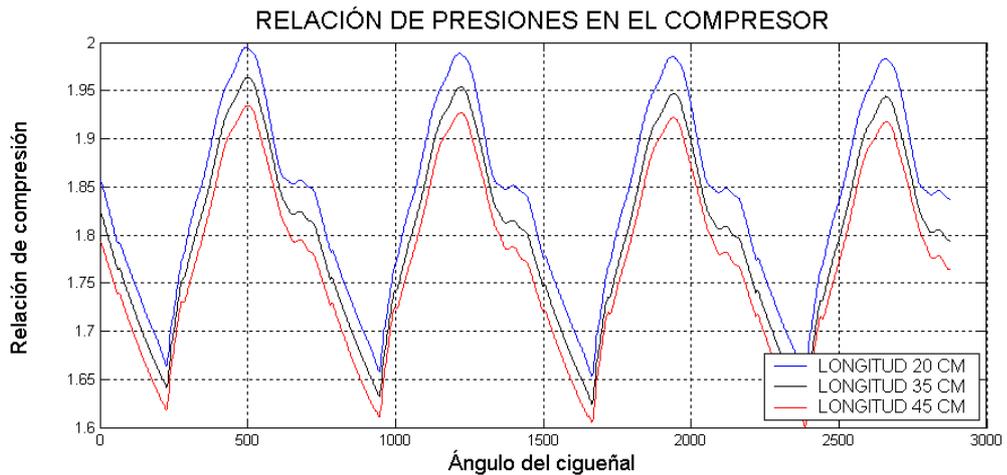
una velocidad ligeramente inferior. Esto hace que se modifiquen ligeramente todas las magnitudes afectadas.



Una menor longitud del conducto se traduce en un ligero incremento del gasto que evoluciona por el compresor lo cual se puede atribuir a que disminuyen las pérdidas asociadas a la fricción del fluido a lo largo del tubo al tener este una menor longitud. Además se pueden producir fenómenos de sintonización de colectores que modifican fuertemente la evolución de los fluidos.

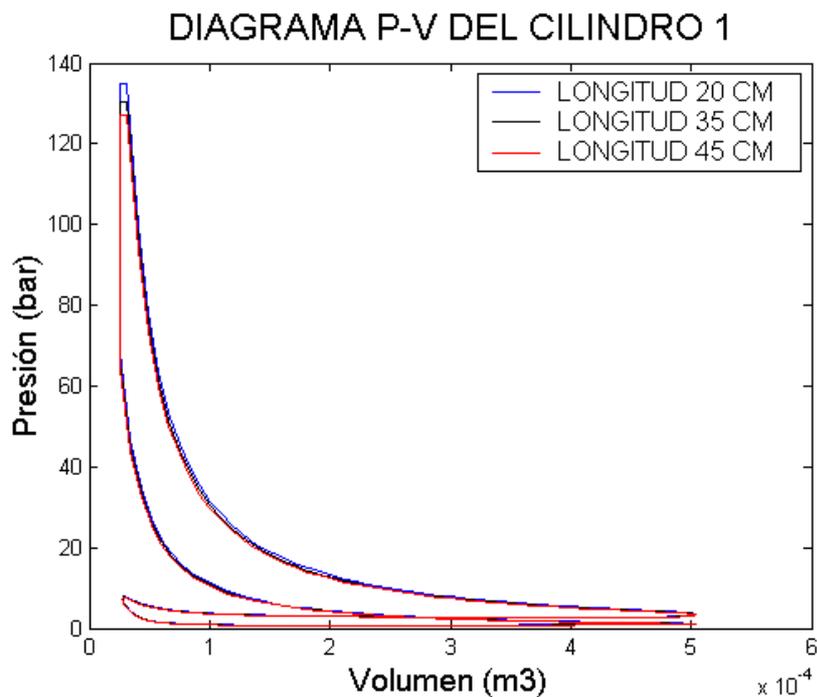


Se puede apreciar como se modifica levemente la cantidad de aire introducido en los cilindros. Aunque similares hay un ligero incremento en la relación de compresión y en la masa de aire que llega al cilindro conforme se reduce la longitud del conducto de escape.

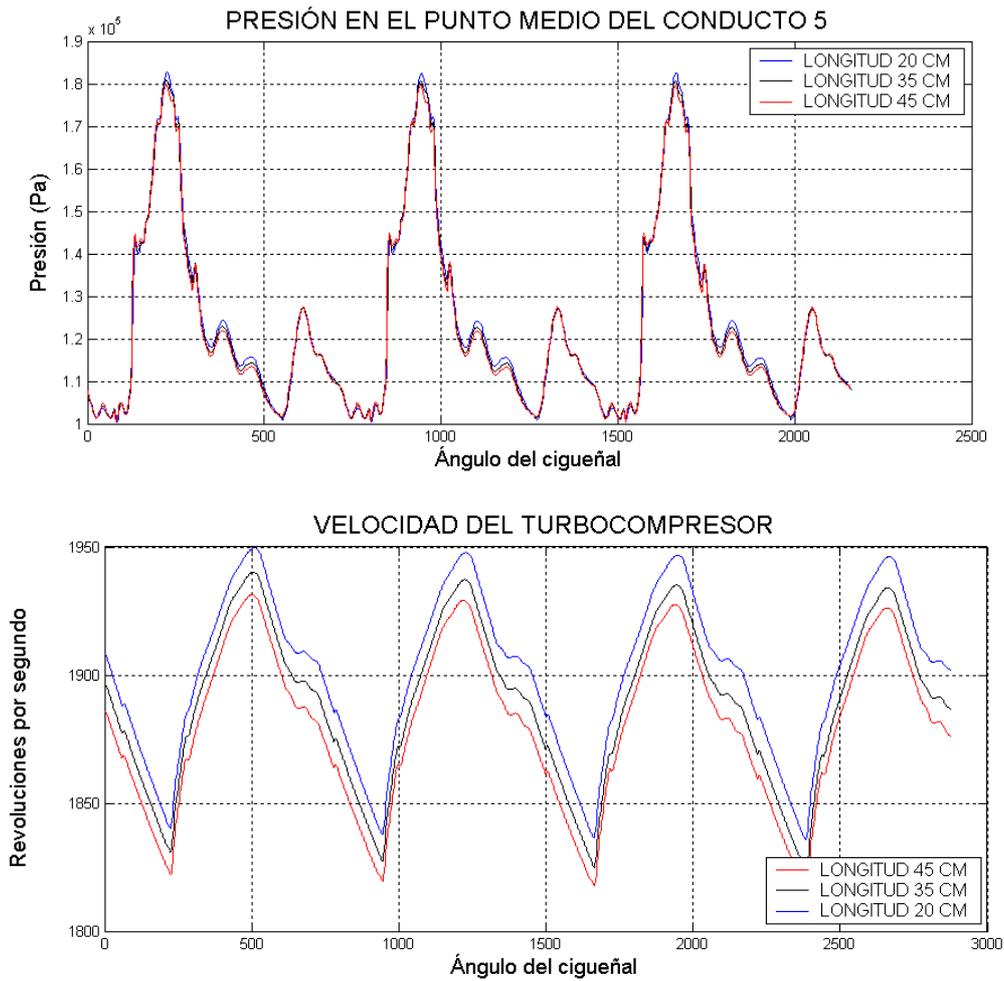


El hecho de que la masa en el cilindro sea muy similar se puede deber a que aumenta la velocidad en el conducto de descarga al disminuir el diámetro del conducto de escape pero este efecto se compensa al ser mayor la densidad del fluido al aumentar el diámetro.

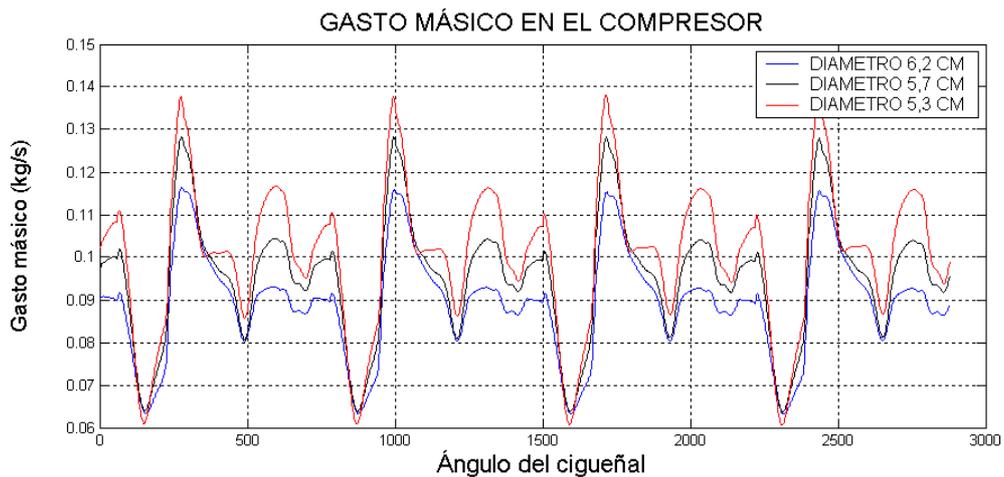
Tampoco se aprecian diferencias excesivas a la hora de analizar como se está realizando el ciclo de combustión en el cilindro. En esta línea se observan las mismas diferencias pero los valores no resultan excesivamente diferentes.



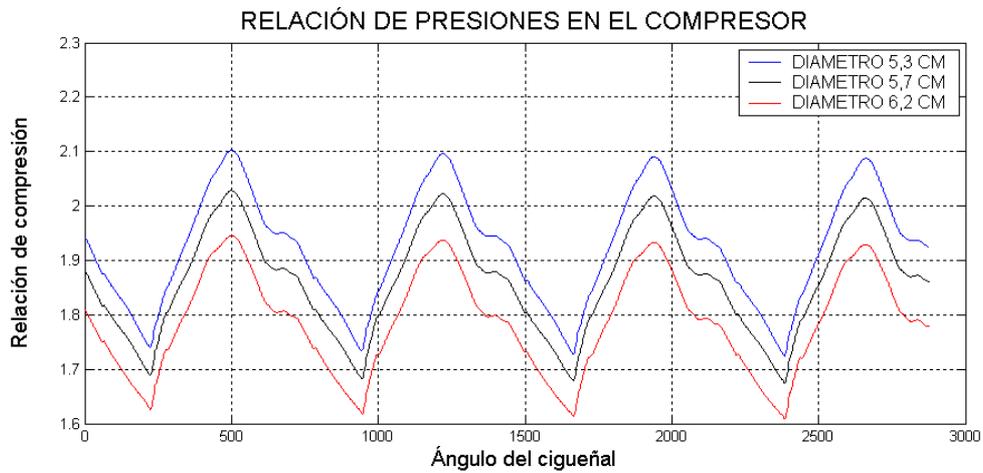
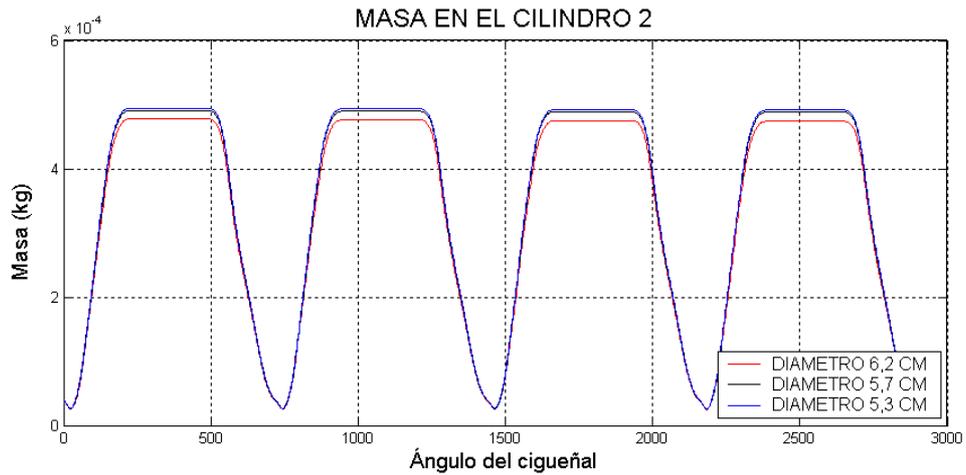
En la zona del escape las diferencias resultan casi inapreciables por lo que la evolución del turbocompresor resulta bastante similar en los tres casos.



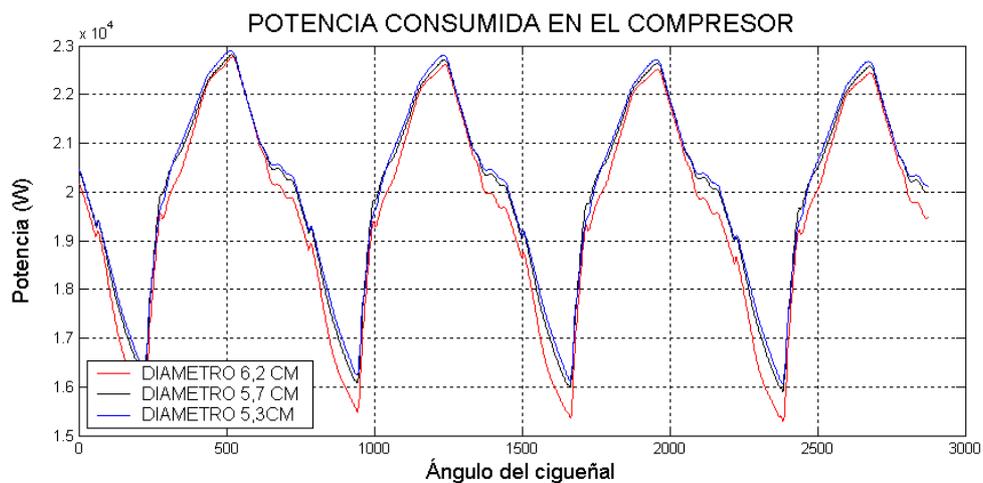
A continuación se muestran algunos de los resultados obtenidos al modificar el diámetro de la sección de salida del compresor.

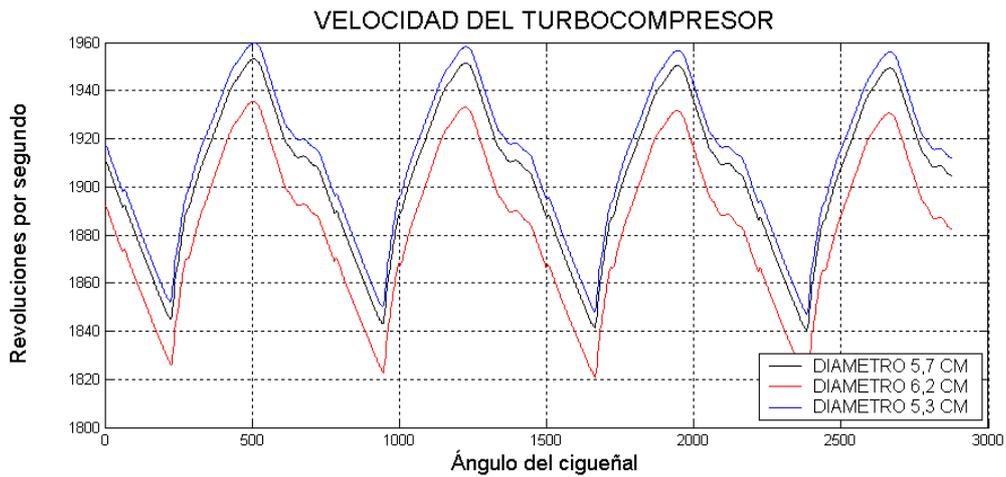


El gasto aumenta al disminuir la sección del conducto de escape del compresor. A pesar de ello, la cantidad de fluido que evoluciona por los cilindros se hace relativamente insensible a tal variación.



La masa permanece más o menos constante debido a que la relación de compresión y por tanto la densidad del fluido es mayor conforme menor es el diámetro del conducto de escape. La compensación de un mayor velocidad de circulación del fluido con una menor densidad del mismo hace que la masa sea prácticamente la misma.





La sensibilidad que presentaba el modelo de la turbina a la variación de los diámetros de los conductos de entrada o salida resultaba bastante más acentuada. En el caso de la turbina, las secciones de entrada y salida se ven íntimamente implicadas en el cálculo del número de Mach incidente. Este número se hace necesario para poder expresar las curvas características en términos de variables estáticas en lugar de las variables de remanso que es como se suelen suministrar por lo que la sensibilidad es bastante importante. El mapa de funcionamiento del compresor se suele dar en términos de variables estáticas por lo que la sensibilidad al diámetro resulta menor que en el caso de la turbina al no ser tan importante el cálculo del Mach incidente.

4.2.5. Sensibilidad de la sobrealimentación al régimen de giro del motor

Tras el análisis de la influencia de los principales elementos que constituyen el propio grupo de sobrealimentación, hay que indicar que el comportamiento del grupo también está profundamente relacionado con las condiciones de funcionamiento del motor.

En este sentido se pretende mostrar que variación presentan algunas de las magnitudes al modificar algunos de los parámetros clásicos del motor como el régimen de giro, la relación de compresión o el grado de carga.

En primer lugar se presenta en este apartado la evolución de las magnitudes de un mismo grupo de turbocompresión acoplado a un motor que se hace funcionar a tres regímenes de giro distintos. El régimen de giro del motor es indicativo de la capacidad de gasto que puede desplazarse desde la zona de admisión hasta el escape, de modo que mayores velocidades de giro implican mayores gastos de fluido. Las turbomáquinas están directamente afectadas por el gasto que evoluciona por las mismas siendo un parámetro fundamental a la hora de elegir el grupo de sobrealimentación adecuado. De hecho, la información básica de las turbomáquinas que este modelo requiere hace referencia expresa a la necesidad de suministrar las curvas características de la turbina y el compresor o lo que es lo mismo, relaciones de presiones y gastos máxicos corregidos.

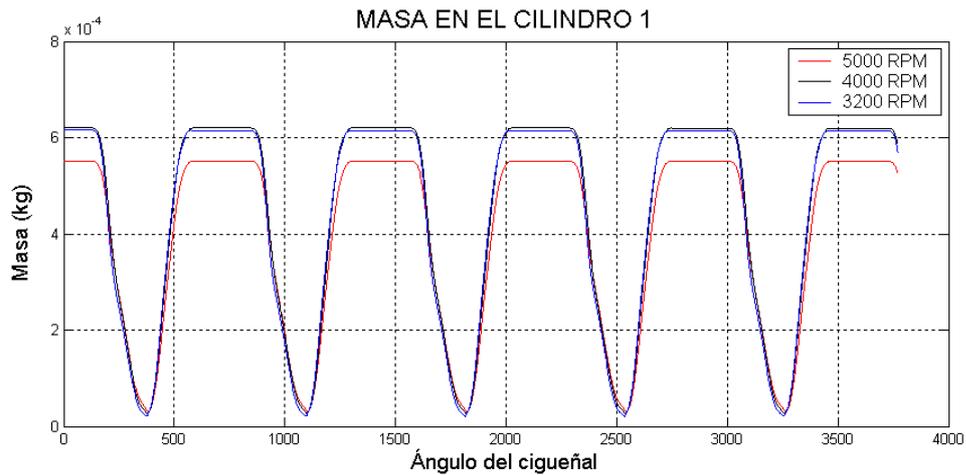
En esta ocasión los resultados presentados en este apartado se han obtenido sobre un motor de cuatro cilindros similar al presentado anteriormente en el apartado 3.2.1. variando el régimen de giro del motor.

Con independencia del acoplamiento del turbocompresor, un incremento de la velocidad de funcionamiento del motor implica unas mayores velocidades de circulación de los fluidos en los conductos y por lo tanto, un incremento de las pérdidas. Además, el proceso de renovación de la carga se fuerza considerablemente lo que supone un decremento constante del rendimiento volumétrico del motor al incrementarse el régimen. Por todo ello, se reduce el trabajo que se puede extraer por cada ciclo en comparación al funcionamiento a menores regímenes pero al incrementarse el número de ciclos por unidad de tiempo se obtiene una potencia notablemente mayor.

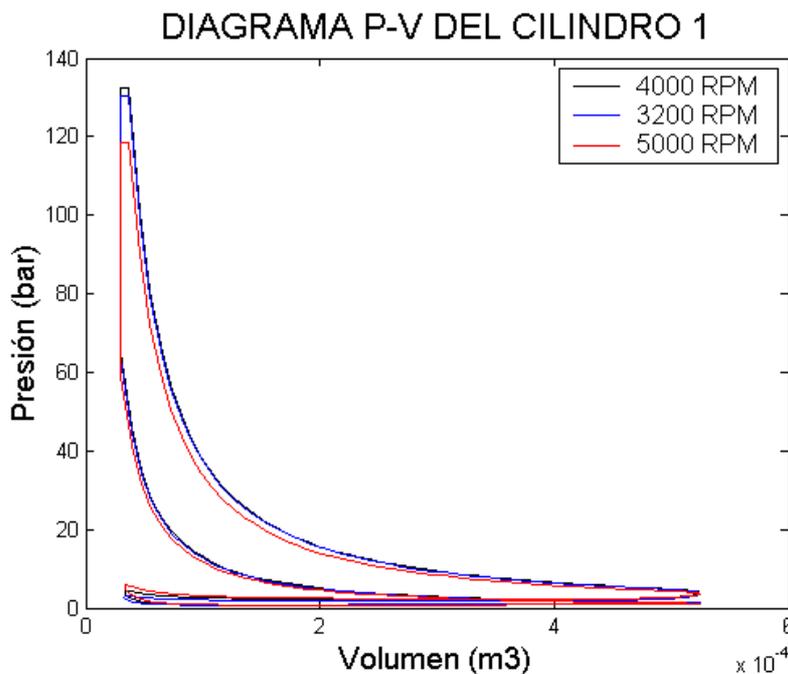
El hecho de sobrealimentar el motor trae consigo que se introduzca un elemento compensatorio de los efectos negativos derivados de incrementar la velocidad del motor. Si tenemos en cuenta que un mayor gasto y por lo tanto una mayor velocidad de giro del compresor permite desarrollar un mayor grado de sobrealimentación, queda claro que en aquellos regímenes elevados, el aporte de aire por ciclo no se ve tan reducido debido a las pérdidas y al llenado deficiente ya que se compensa en parte por el mayor grado de sobrealimentación obtenido a mayores regímenes.

A continuación se muestran los resultados obtenidos para un motor de tres cilindros sobrealimentado operando a 3.200, 4.000 y 5.000 rpm.

En primer lugar se representa la masa que evoluciona por el cilindro 1. Los resultados ratifican las consideraciones anteriormente expuestas. Inicialmente se puede apreciar como existe una gran diferencia entre el llenado bajas velocidades y a velocidad máxima. Se observa como al irse acelerando el turbocompresor e ir aumentando el grado de sobrealimentación del motor las diferencias, aunque existentes, se reducen notablemente. De hecho la compensación introducida por el turbocompresor en a 4.000 y 3.200 rpm hace que el llenado del cilindro sea prácticamente idéntico. En el modelo que opera a 5.000 rpm no es suficiente el incremento en la densidad debido al mayor grado de sobrealimentación para compensar el proceso menos eficiente de llenado pero aún así mejora la situación respecto a un motor atmosférico.

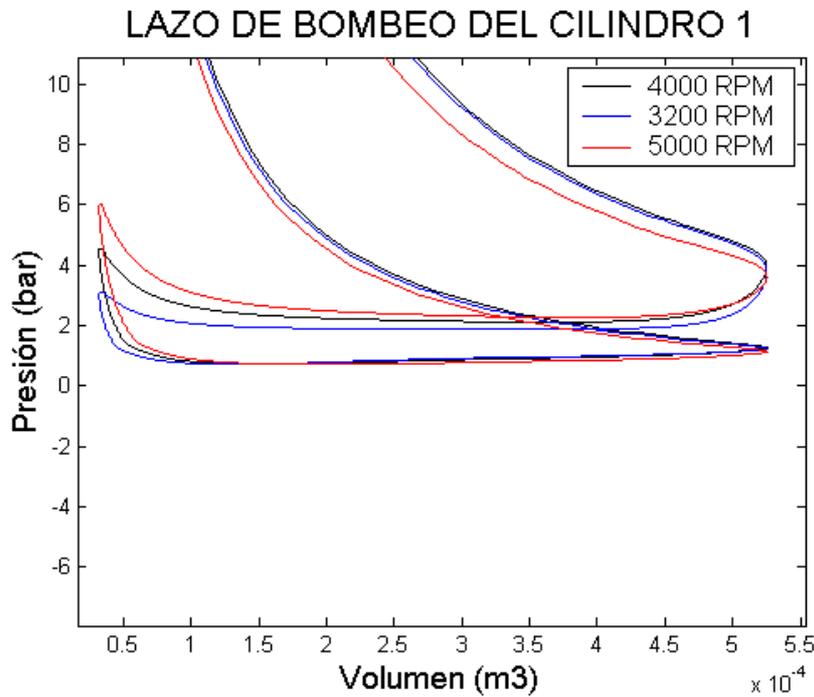


En el diagrama $p-v$ correspondiente a uno de los ciclos se aprecia el efecto descrito desde otro punto de vista.



Por un lado se observa como a menores regímenes de funcionamiento el trabajo indicado representado en la figura es mayor que a regímenes superiores. Si bien esto es verdad, gracias al incremento del grado de sobrealimentación a mayores velocidades las

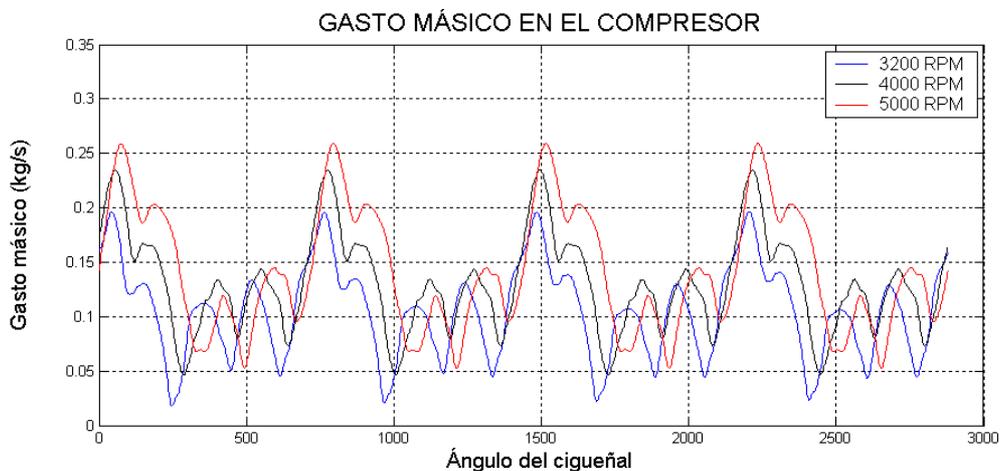
diferencias son escasas mientras que se verifican un 50% más de ciclos de trabajo a 5.000 rpm que a 3.200 rpm. Es cierto que no se llega a anular totalmente el efecto de las pérdidas y el peor llenado de los cilindros pero la compensación es más que suficiente para mejorar las prestaciones.



La representación del lazo de bombeo del cilindro es absolutamente elocuente a la hora de mostrar el incremento sustancial de las pérdidas debido a la mayor velocidad de tránsito del fluido. El área del lazo de bombeo con el motor funcionando a 5.000 rpm es mucho mayor que en los otros dos casos.

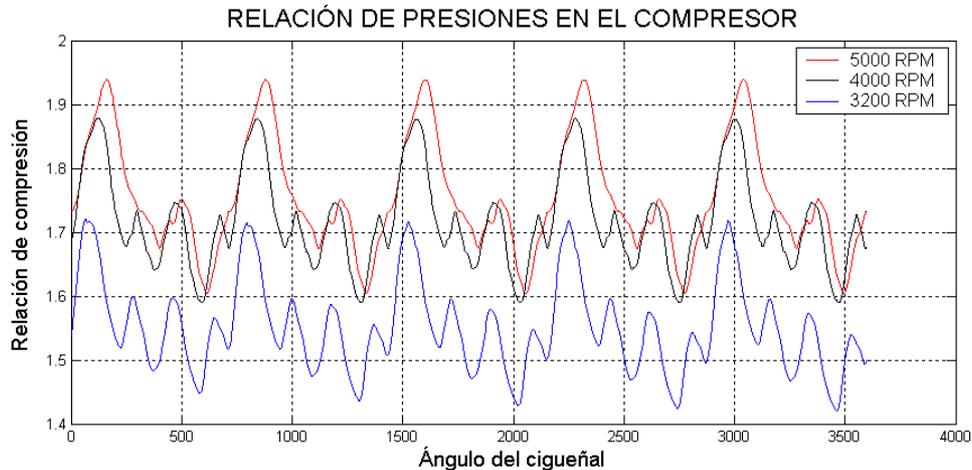
Los restantes resultados muestran como el grado de sobrealimentación es creciente con el incremento del régimen del motor.

En primer lugar se aprecia como se incrementa el gasto que evoluciona por el compresor y por tanto que se introduce en los cilindros.



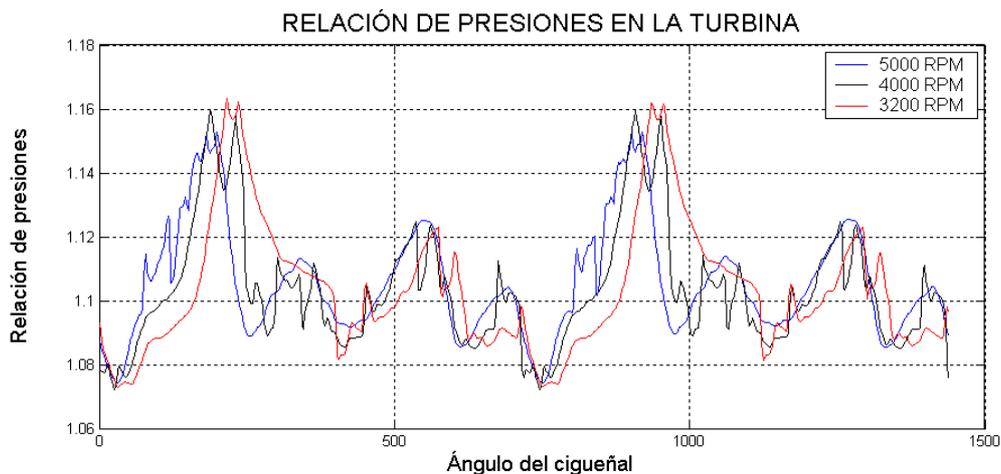
En término medio se aprecia como el gasto es mayor a mayores revoluciones y además la variabilidad de dicho gasto se reduce considerablemente entre las tres situaciones.

La siguiente figura muestra como realmente al incrementarse el régimen del motor y con ello el régimen del giro del turbocompresor, la relación de compresión suministrada por el compresor es creciente.



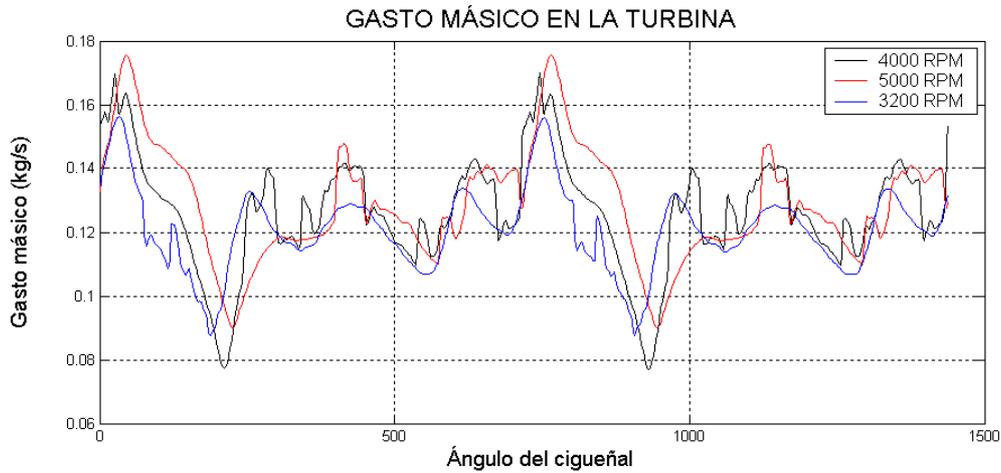
La gráfica muestra también como la tendencia a aumentar el grado de sobrealimentación suministrado por el compresor es decreciente conforme aumenta el régimen de funcionamiento del motor. El incremento de la velocidad del motor de 3.200 rpm a 4.000 rpm aumenta claramente los valores de la relación de compresión mientras que pese a que se incrementan en 1.000 rpm entre los modelos a 4.000 rpm y 5.000 rpm la variación en términos absolutos que se observa es mucho menor.

En cambio la evolución de la relación de presiones a lo largo de la turbina es menos sensible a este parámetro apreciándose principalmente un desplazamiento de las curvas obtenidas.

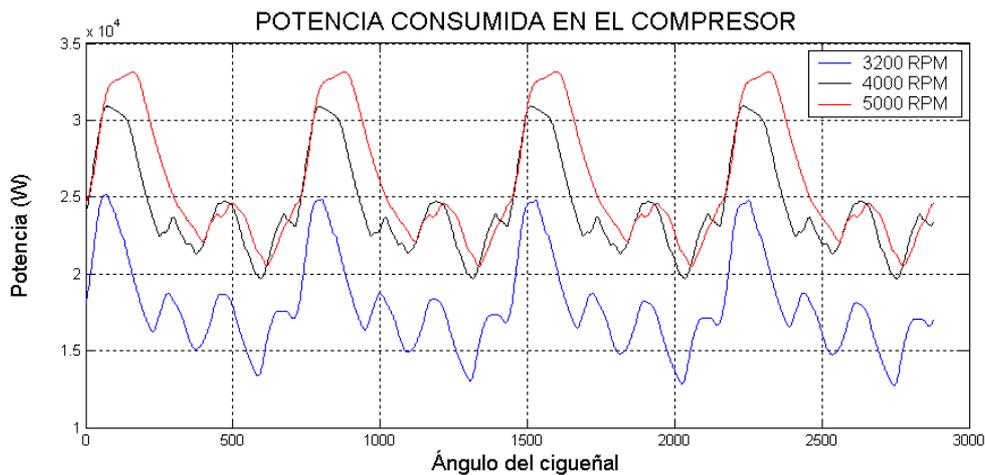


Si nos fijamos con atención se puede observar que si bien los valores obtenidos en magnitud no resultan superiores, se producen durante más ángulos del cigüeñal. La menor sensibilidad puede estar asociada a que en la mayor parte de las curvas

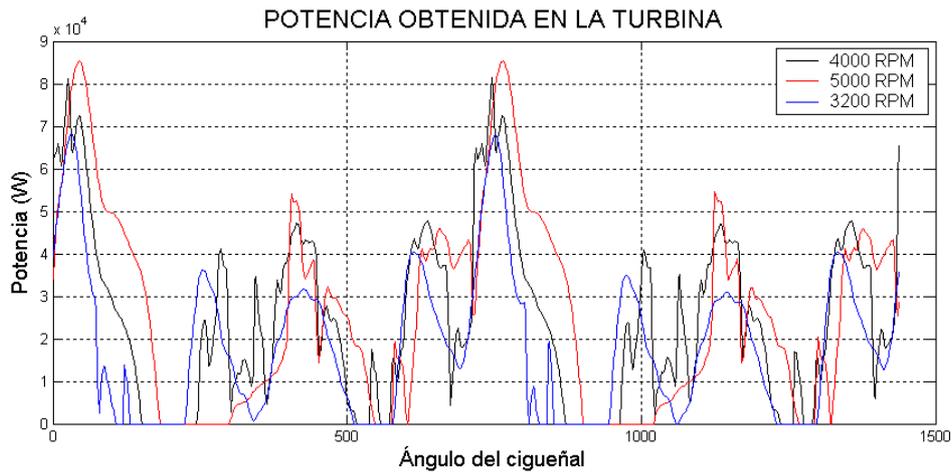
características de la turbina son relativamente planas por lo que grandes variaciones en el gasto se corresponden con variaciones pequeñas de la relación de compresión.



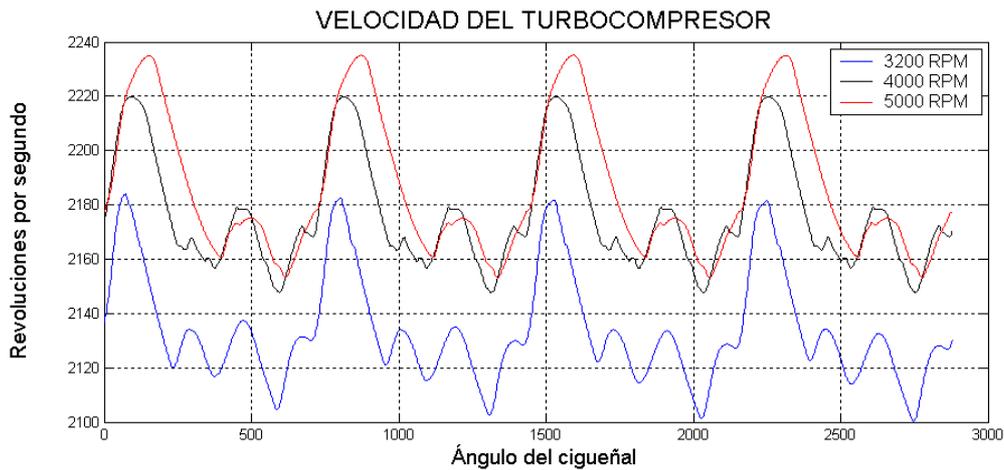
La potencia consumida en el compresor tiene también un carácter bastante similar al resto de magnitudes representadas.



La variación de la potencia desarrollada por la turbina es radicalmente distinta al caso del compresor. Se puede observar dos tendencias. Por un lado, a excepción de los picos puntuales, en general la potencia que se desarrolla es mayor a mayores regímenes de giro. Por otro lado, la obtención de potencia se hace menos oscilatoria y más continua. El tiempo durante el cuál la turbina está cediendo potencia el turbocompresor es bastante superior en cuando el régimen de giro del motor aumenta.



Balaceando ambas potencias se observa lo que se ha venido afirmando a los largo de todo el apartado. Pese a que los tres modelos se han parametrizado con la misma velocidad inicial de giro del turbocompresor, la distinta velocidad de funcionamiento del motor ha impuesto que cada uno de los casos se alcance un régimen más o menos oscilatorio y estable alrededor de un determinado valor que resulta mayor para regímenes crecientes del motor.



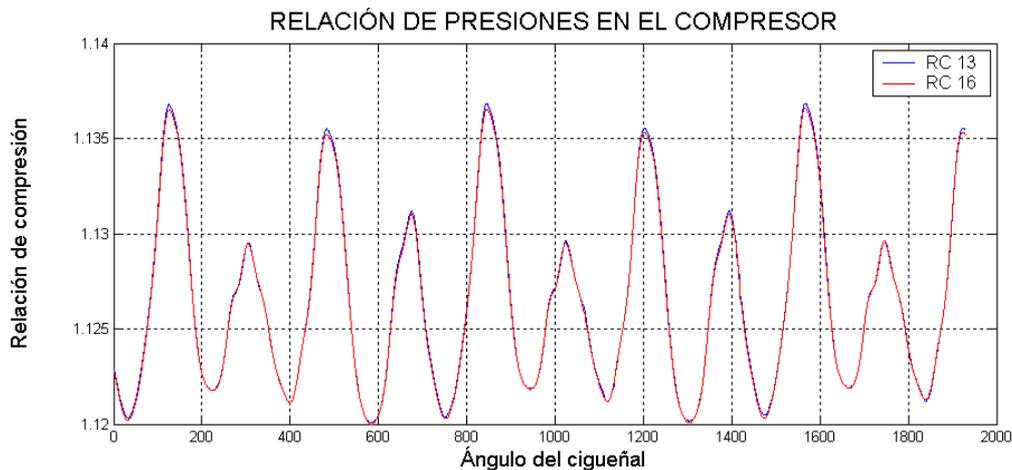
4.2.6. Sensibilidad de la sobrealimentación a la relación de compresión del motor

Continuando con la línea abierta en el apartado anterior para evaluar como influyen los reglajes del motor se presentan los resultados obtenidos al modificar la relación de compresión de un determinado motor permaneciendo constantes el resto de parámetros tanto del turbocompresor como de la configuración del motor. Los resultados presentados se han obtenido partiendo del modelo 1 de cuatro cilindros que aparece en el Capítulo 3.

A diferencia del caso anterior que analizaba la influencia de la variación del régimen de funcionamiento del motor, la alteración de la relación de compresión no ha supuesto una modificación significativa en la evolución del turbocompresor.

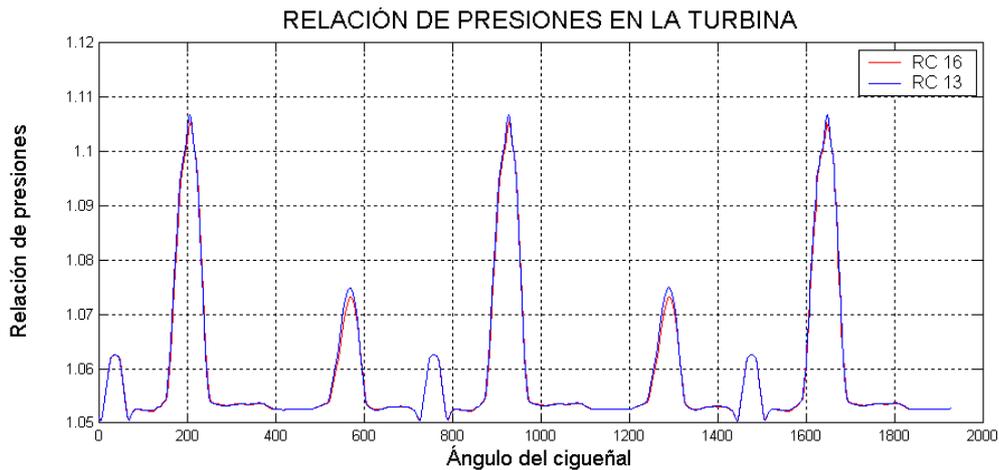
La relación de compresión no supone un parámetro que influya en gran medida en la evolución del gasto que circula que es uno de los aspectos fundamentales que definen la evolución de las turbomáquinas implicadas en la sobrealimentación. Pese a lo anterior, dado que se modifica en cierta medida el proceso de llenado y el estado energético del fluido que abandona el cilindro, por lo que alguna modificación si que se introduce.

Donde se aprecia una mayor diferencia es en el diagrama $p-v$ donde se aprecia el aumento de la potencia que se obtiene al aumentar la relación de compresión. Como ya se ha comentado en este documento, las limitaciones derivadas del actual modelo de combustión impiden que se visualicen aspectos relacionados como la aparición de combustión detonante en los MEP que obligan a reducir la relación de compresión si se pretende sobrealimentar estos motores. Tampoco es posible analizar la dependencia estrecha entre el octanaje del combustible empleado y la relación de compresión del motor.

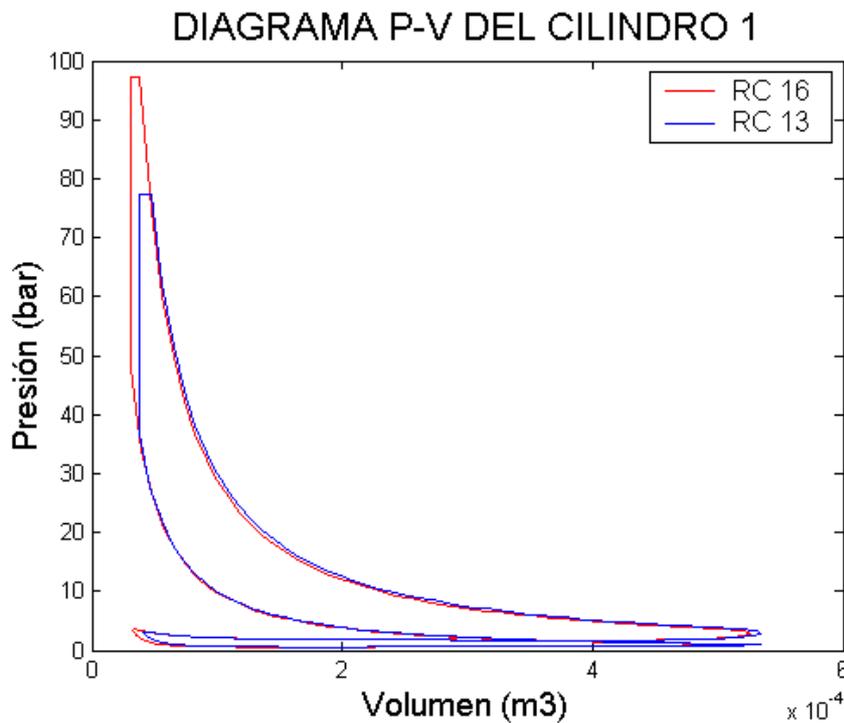


Se observa como el grado de sobrealimentación que proporciona el compresor es relativamente independiente de la relación de compresión en el cilindro.

La siguiente figura muestra como este comportamiento se acentúa aún más en el caso de la turbina ya que se observa como la evolución seguida por la relación de presiones entre la entrada y la salida es prácticamente coincidente en los dos modelos evaluados.



En el diagrama $p-v$ si que se pueden observar diferencias significativas entre los dos modelos analizados. Ahora bien, dada la poca variabilidad asociada a las magnitudes en los conductos y en las turbomáquinas, el comportamiento es distinto únicamente debido a las diferentes relaciones de compresión de los modelos.



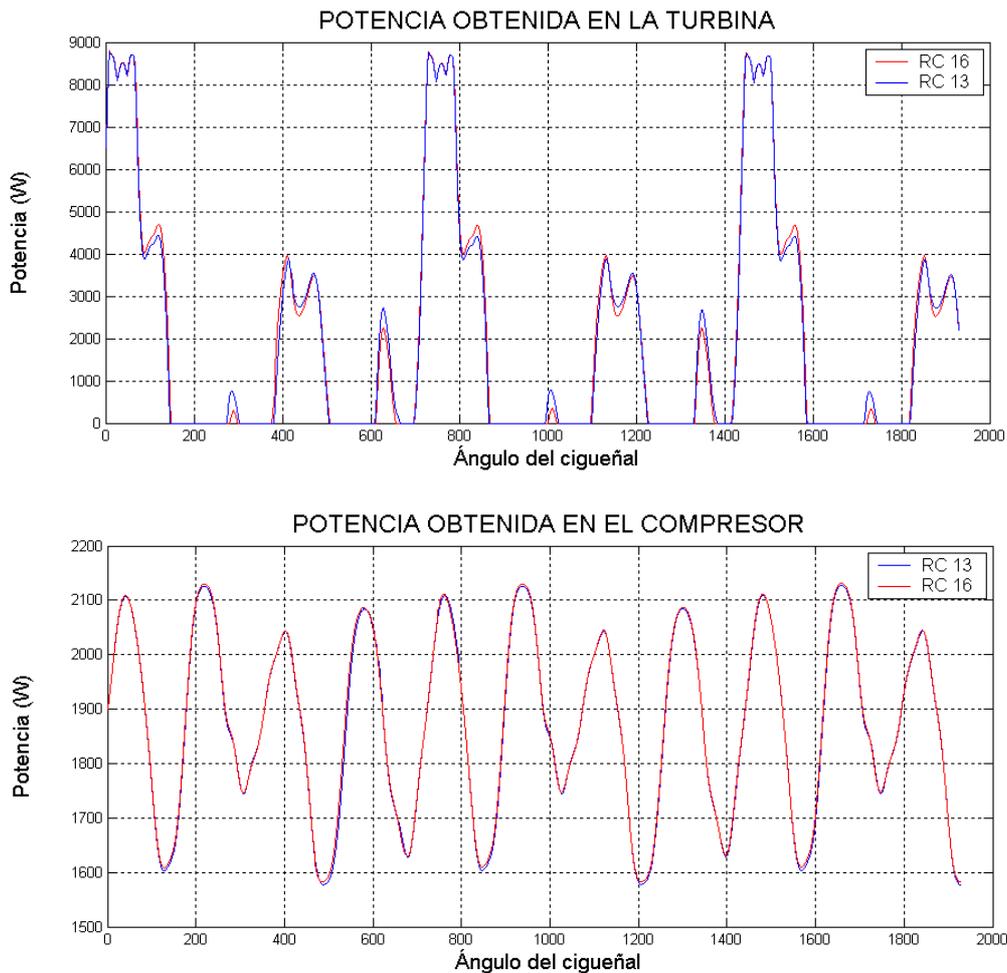
Los valores obtenidos para las presiones medias representativas del trabajo medio indicado, efectivo y de las pérdidas mecánicas se muestran en la Tabla 4.2.

Relación de compresión	Pres. med. indic.	Pres. med. perd. mec.	Pres. med. efect.
13	10,66 bar	0,87 bar	9,79 bar
16	9,97 bar	0,81 bar	9,16 bar

TABLA 4.2
PRESIONES MEDIAS ASOCIADAS AL DIAGRAMA P-V
PARA DISTINTAS RELACIONES DE COMPRESIÓN EN EL MOTOR

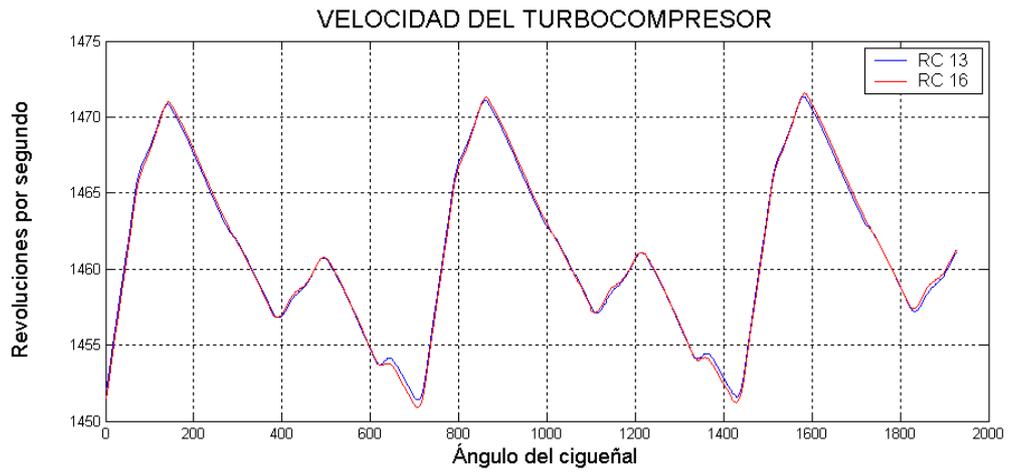
La modificación de la relación de compresión con la que opera el motor no sólo incrementa notablemente el trabajo obtenido debido a la mayor presión que se alcanza en el ciclo sino que además se incrementa el área del lazo de trabajo indicado tal y como se aprecia en la figura.

El lazo de bombeo no aumenta apenas pese al incremento de la potencia obtenida ya que como se ha señalado este incremento no incurre en un aumento de la velocidad de tránsito del fluido por los conductos.



Pese a que el motor desarrolla una mayor potencia esto no se ve reflejado significativamente en la evolución del grupo de sobrealimentación. Se observa como las potencias en turbina y compresor están escasamente condicionadas por la relación de compresión del motor.

En definitiva se debe ir a una relación de compresión lo más alta posible que sea compatible con una elevada fiabilidad del motor y que no introduzca esfuerzos térmicos o mecánicos que puedan poner en peligro la integridad de los componentes del motor.



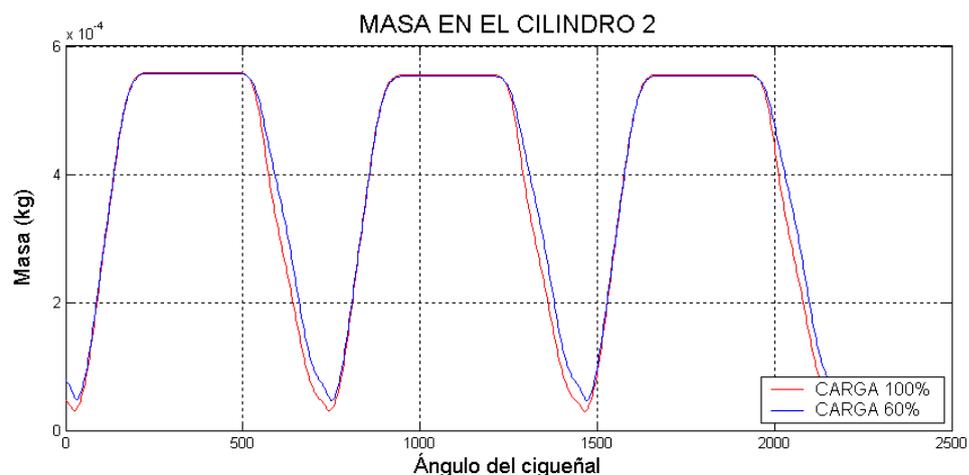
4.2.7. Sensibilidad de la sobrealimentación al grado de carga

Tras el análisis de la influencia en la sobrealimentación del régimen del motor y de la relación de compresión se va a abordar como influye el grado de carga. Dado que este trabajo se ha centrado en motores de encendido por compresión se ha planteado una regulación de la carga basada en la modificación de la cantidad de combustible que se inyecta en los cilindros. Esto no es obstáculo para aplicar una regulación de carga mediante un dispositivo de estrangulación en la admisión tal y como se ha concebido en este trabajo para el modelo 6 del Capítulo 3.

Los resultados presentados se han obtenido para un motor de encendido por compresión análogo al motor de cuatro cilindros representado en el Capítulo 3.

En este caso se puede observar que no existe una gran diferencia en la cantidad de aire que se aporta a los cilindros. Las diferencias están motivadas por el mayor grado de sobrealimentación alcanzado en el compresor a plena carga. Esto es debido a que a plena carga el fluido abandona los cilindros a un mayor nivel energético y es por lo tanto susceptible de suministrar más potencia en la turbina.

En primer lugar se muestra la evolución de las magnitudes en los cilindros al modificarse el grado de carga

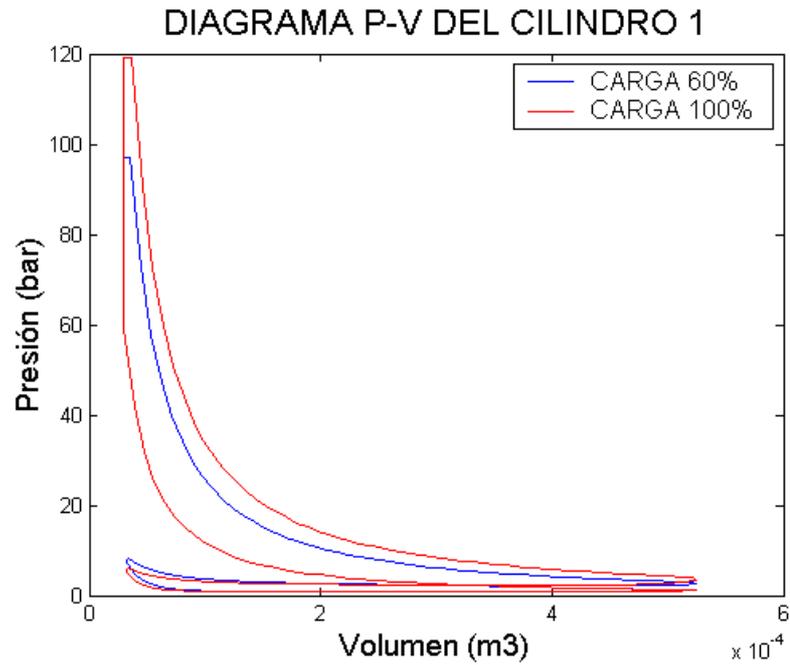


La masa encerrada en el cilindro es muy similar en los dos casos. La cantidad de aire es muy similar mientras que lo que se modifica es la masa que se inyecta en el cilindro. Esta variación no resulta significativa frente al total de aire y combustible confinado.

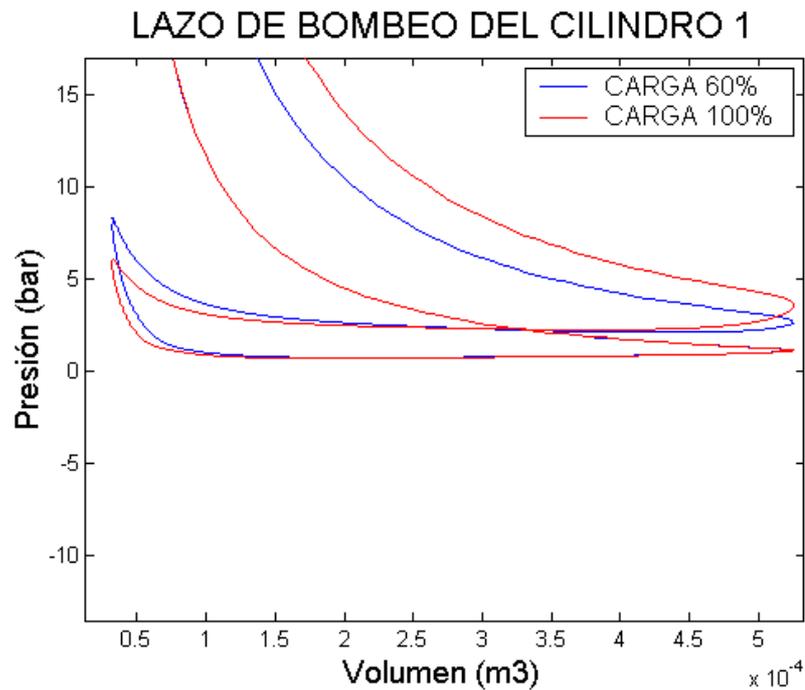
Como consecuencia de introducir menos combustible tanto la temperatura que se alcanza en el cilindro como la presión se ven reducidas al disminuir el grado de carga.

En el diagrama $p-v$ se aprecia perfectamente como se modifica la potencia desarrollada por el motor en función del grado de carga.

De la observación del diagrama se concluye que la potencia desarrollada por el motor está íntimamente ligada al aporte de combustible.



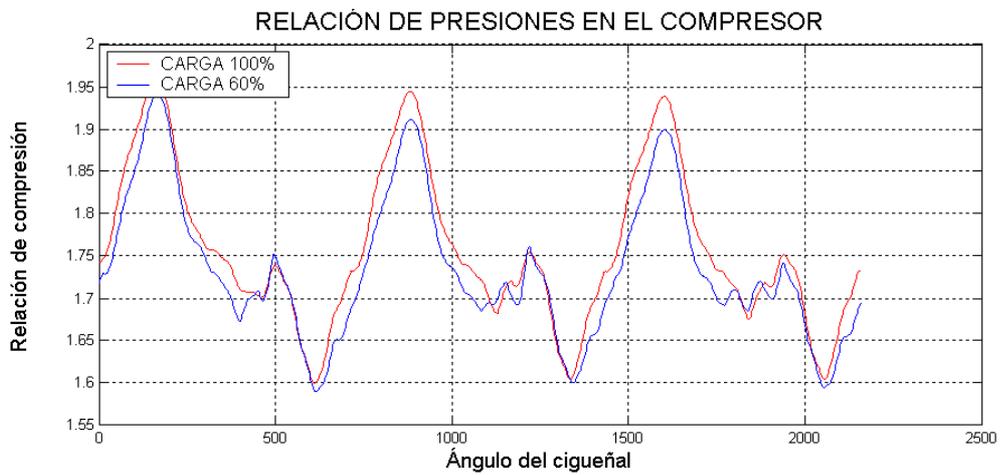
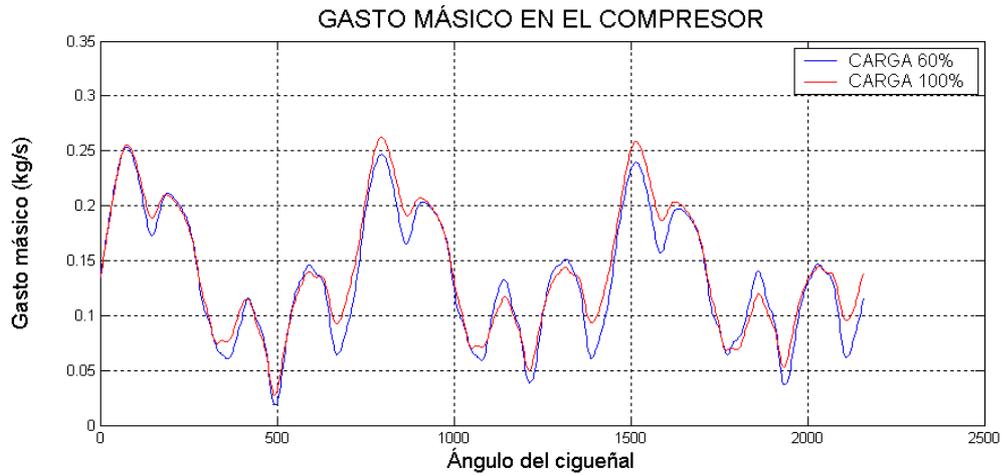
A continuación se muestra el lazo de bombeo del diagrama.



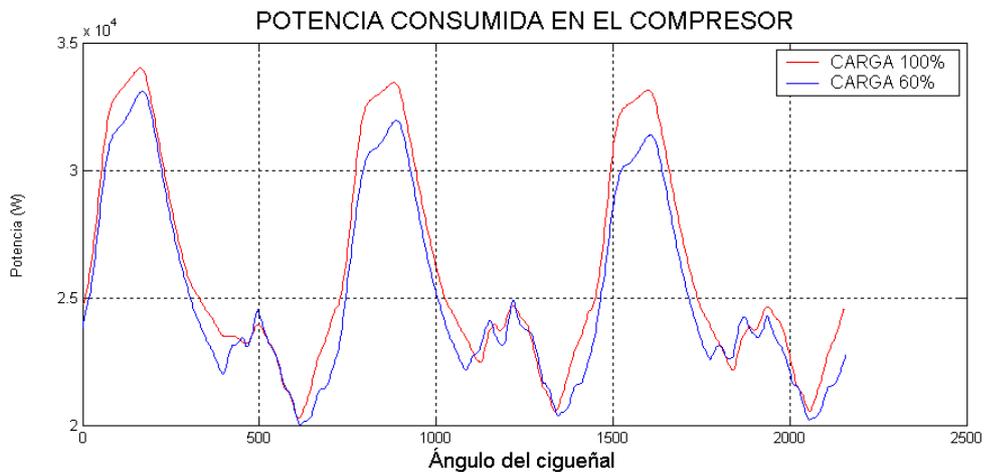
Esta representación pone de manifiesto una tendencia a la reducción de las pérdidas derivadas del lazo de bombeo conforme aumenta la carga.

El gasto que circula por el compresor está también afectado por el grado de carga y se incrementa al aumentar este. Este aumento se debe a que el régimen de giro

del turbocompresor aumenta ligeramente pero el incremento es menor que el que presenta la relación de compresión.

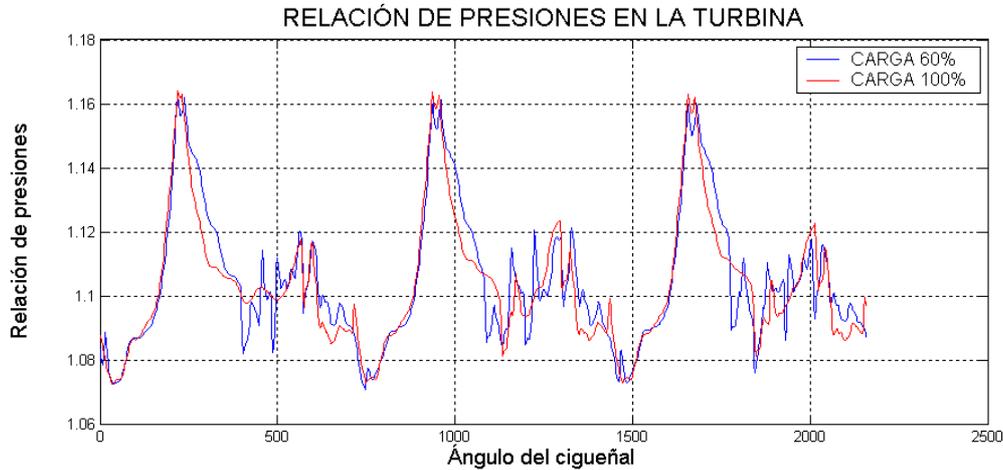


Ambas gráficas ponen de manifiesto que tanto el gasto como la relación de compresión se incrementan como consecuencia del aumento de la carga. Ahora bien, la mayor energía disponible en el escape se emplea preferiblemente en incrementar la relación de compresión en lugar del gasto. El gasto resulta mucho más sensible a la velocidad de giro del motor.

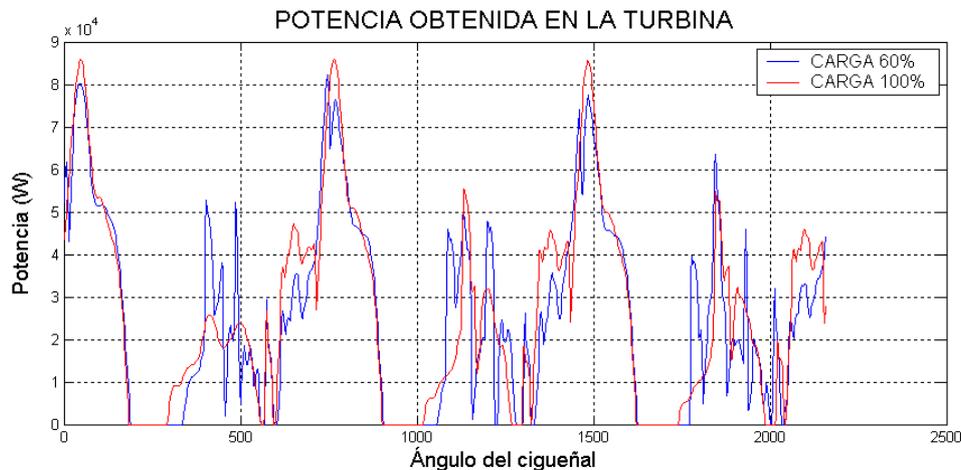


Un mayor gasto de circulación del fluido junto con una mayor relación de compresión exigen que el compresor consuma una mayor potencia conforme aumenta el grado de carga.

Aunque la turbina es también sensible a la velocidad de giro del turbocompresor, al estar las curvas más juntas la sensibilidad es menor y los valores de la relación de presiones en la turbina son similares.



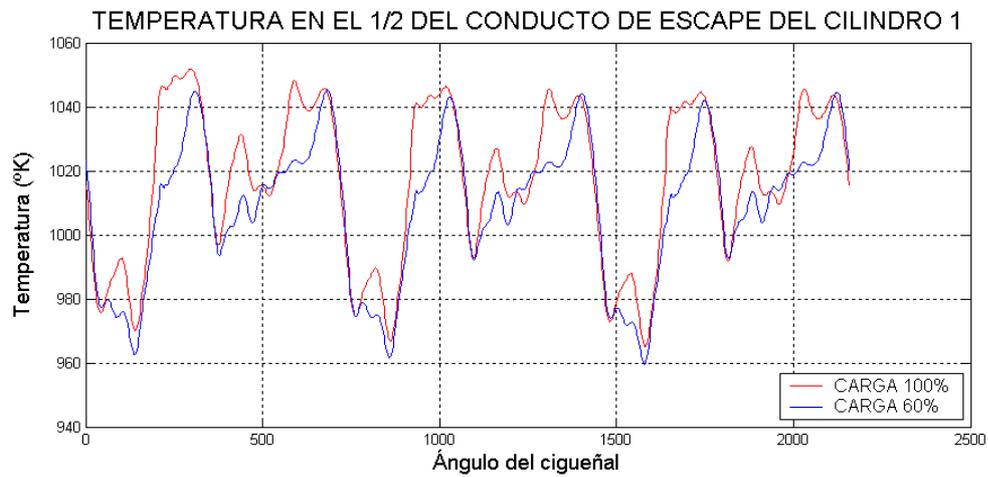
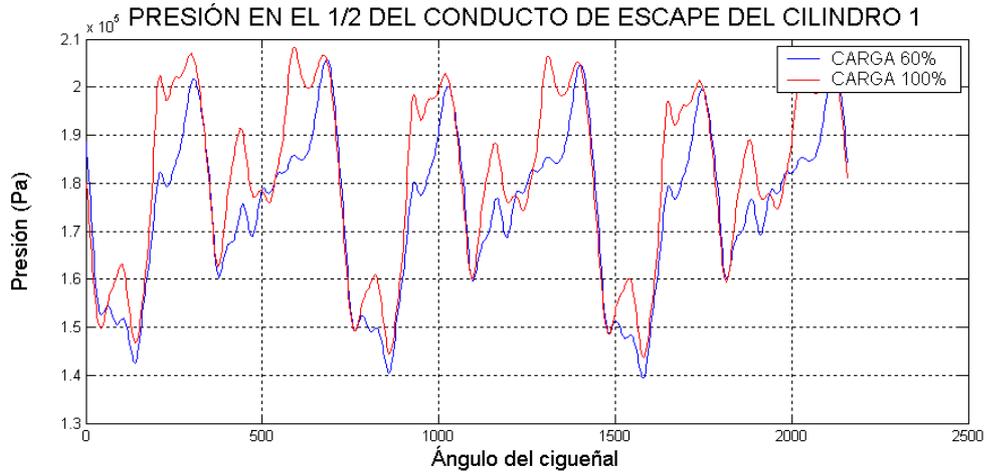
La potencia desarrollada para el caso de plena carga es superior lo que permite acelerar más el compresor y proporcionar un grado de sobrealimentación



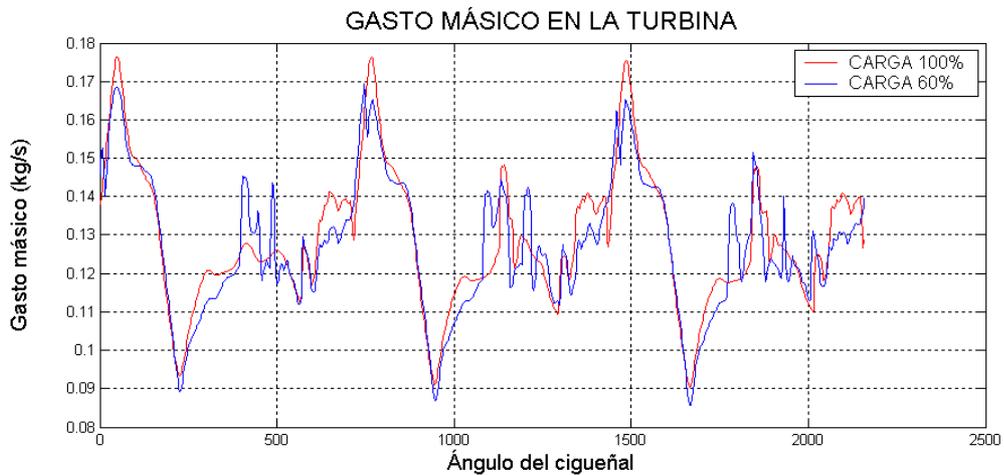
Los valores resultan superiores en especial en la potencia máxima instantánea que desarrolla la turbina. Además se aprecia una mayor continuidad en dicha generación frente al caso de menor carga. Esta potencia extra está directamente relacionada con el estado energético del fluido en uno y otro caso.

Para analizar esta situación se han representado las presiones y temperaturas del fluido a la salida de uno de los cilindros en uno y otro caso. En función de los resultados observados se observa que el fluido presenta un estado energético mayor (presión y temperatura) conforme mayor es el grado de carga si bien las diferencias observadas son menos significativas de los esperado comportamiento que puede estar debido al actual modelo de combustión. La mejora del modelo de combustión podría agudizar estas diferencias y por lo tanto mostrar con mayor claridad como afecta la variación de la carga al funcionamiento del turbocompresor.

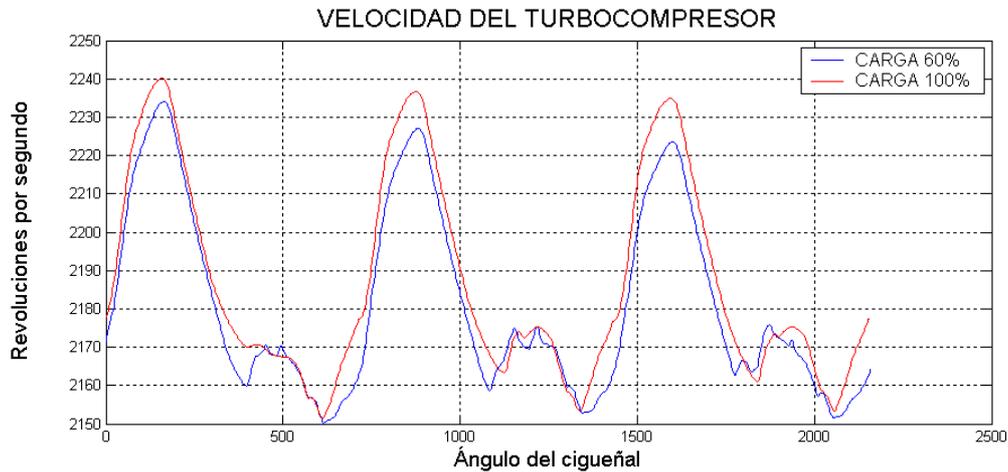
La presión y la temperatura de salida en el escape del cilindro 1 reflejan esta situación.



La cantidad de fluido que evoluciona por la turbina también se incrementa conforme aumenta el grado de carga aunque al igual que en el caso del compresor, el incremento resulta modesto y asociado principalmente a los valores máximos.



Por último se presenta la evolución de la velocidad de giro del grupo de sobrealimentación donde se observa como el turbocompresor se acelera para mayores grados de carga en motor. Como se ha observado con anterioridad el hecho de que circulen mayores gastos y con un mayor grado de sobrealimentación impone una potencia de consumo mayor en el compresor y más trabajo obtenido en la turbina de modo que el balance de potencias se verifica para una mayor velocidad de giro del turbocompresor.



4.2.8 Sensibilidad de la sobrealimentación a la incorporación de un plenum en la admisión

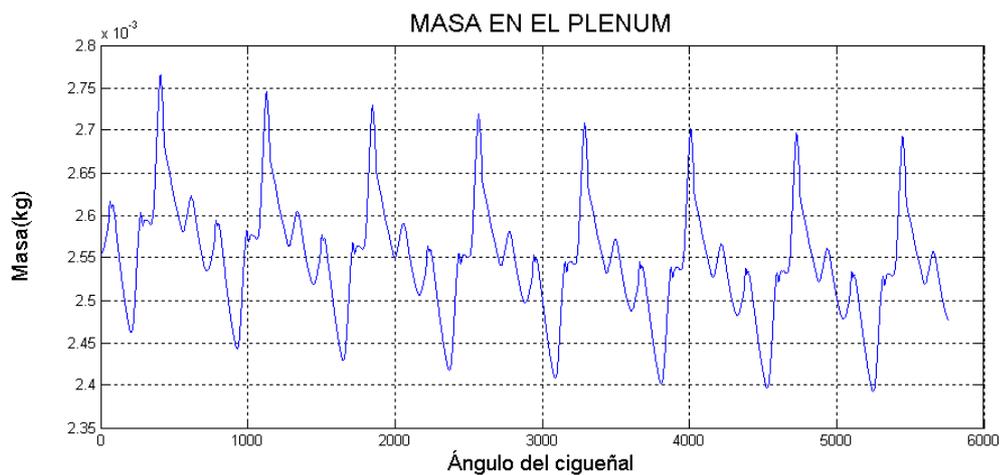
Para finalizar esta serie de análisis paramétricos se va a considerar la posible existencia de un plenum en la admisión del motor. Por ello se van a comparar los resultados obtenidos en un modelo que dispone de un plenum en el conducto de escape del compresor y otro en el que dicho plenum ha sido sustituido por una unión entre los mismos conductos.

Las características del plenum que se ha modelado son:

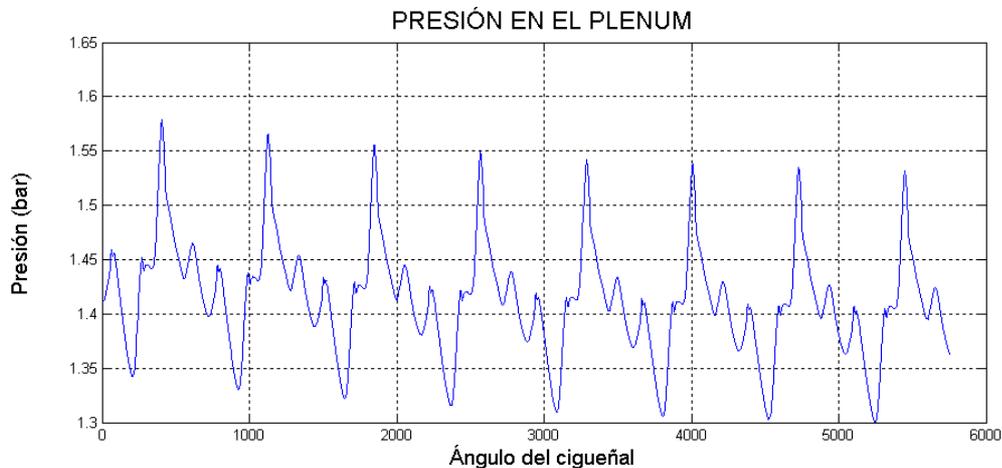
Volumen:	1,8 litros
Presión:	0,985 bar
Temperatura:	330 °K

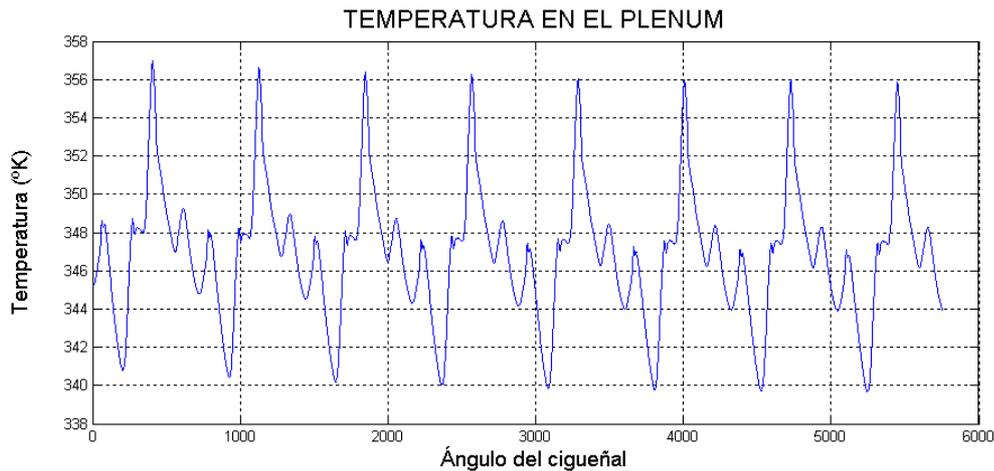
Dicho plenum se acopla al conducto de salida del compresor. El resto del motor es idéntico al modelo de tres cilindros que se recoge en el Capítulo 3.

En primer lugar se muestran como evolucionan las magnitudes en el plenum.



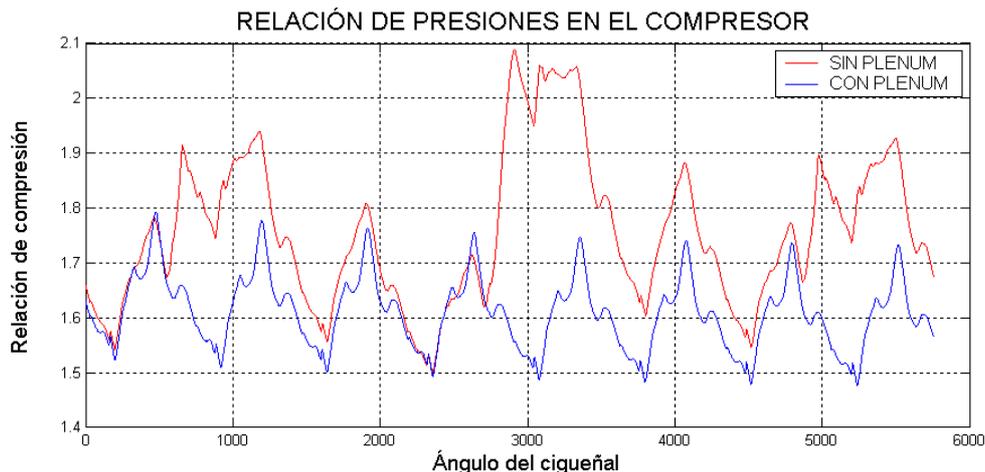
La evolución de la masa que hay en el plenum, la temperatura y la presión resulta similar.





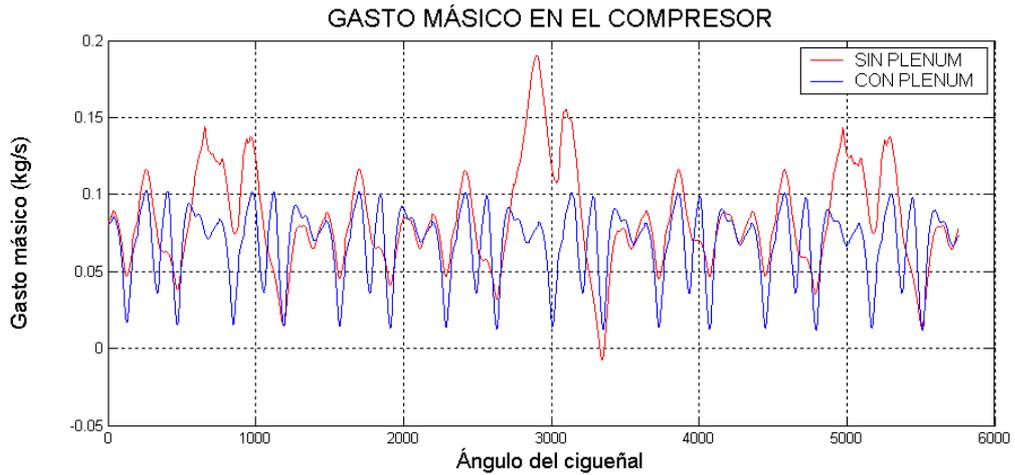
Los siguientes resultados comparan las magnitudes en el caso de que se disponga el plenum o sea sustituido por una unión.

La evolución de las magnitudes difiere notablemente entre un caso y otro. Sirva como ejemplo la evolución de la relación de compresión que suministra el compresor

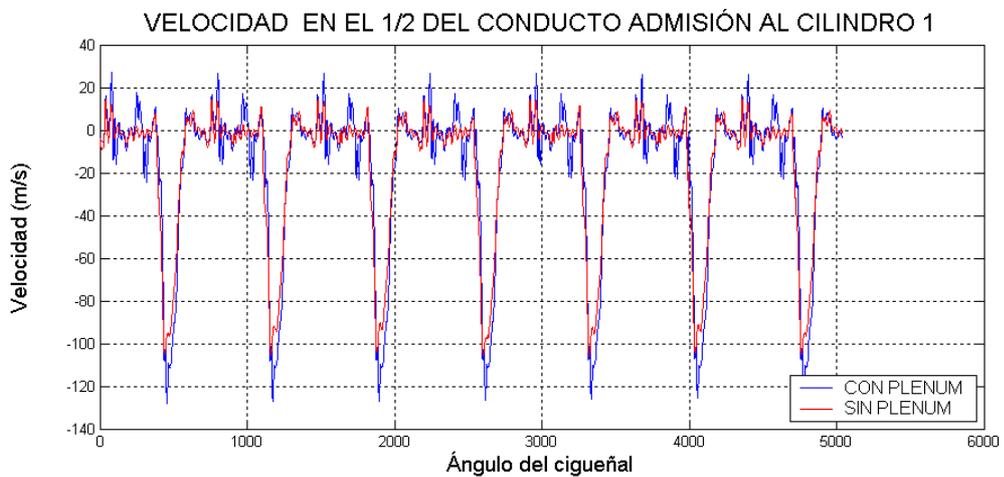


Se observa como además de modificarse los valores el comportamiento oscilatorio cambia de forma sustancial. El modelo que emplea el plenum presenta una menor amplitud en sus oscilaciones y presenta una periodicidad típica asociada a un ciclo completo en un cilindro (720°). En cambio las magnitudes representativas del modelo sin plenum presentan una variabilidad notablemente superior lo que implica que el compresor está funcionando en una zona más amplia que en caso anterior.

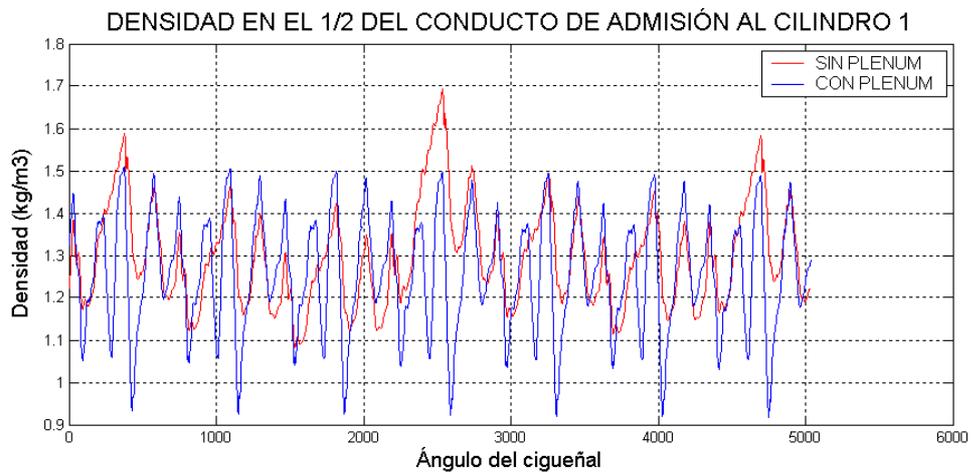
El gasto que evoluciona por el compresor también está condicionado por la existencia o no de un plenum. El modelo que no incorpora el plenum en la admisión presenta una variación en el gasto que evoluciona por el compresor mucho mayor, con valores que llegan prácticamente a valores nulos y picos muy acusados, por lo que con seguridad se están produciendo transiciones entre las zonas de flujo directo y en la zona donde se produce el fenómeno de bombeo.

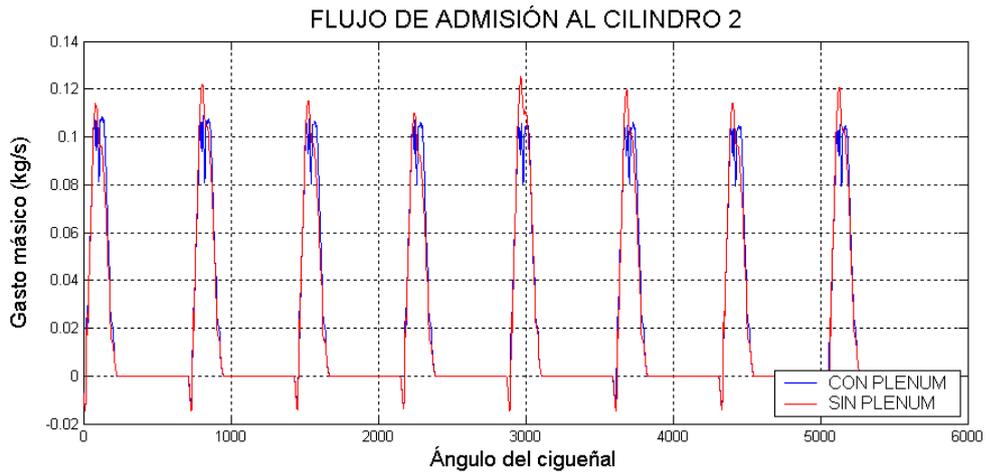


Otras magnitudes como la velocidad resultan menos sensibles a estas modificaciones aunque se observa como la velocidad resulta mayor con la incorporación del plenum.

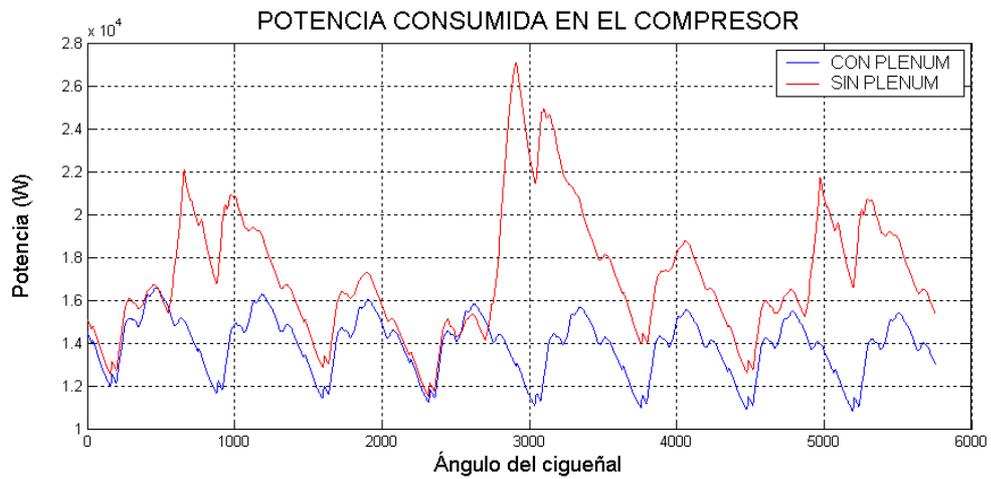


Sin embargo debido al hecho de la mayor velocidad de giro del compresor en ausencia del plenum lo que da lugar a que la densidad del fluido se incremente el flujo de admisión a los cilindros es ligeramente superior sin plenum.

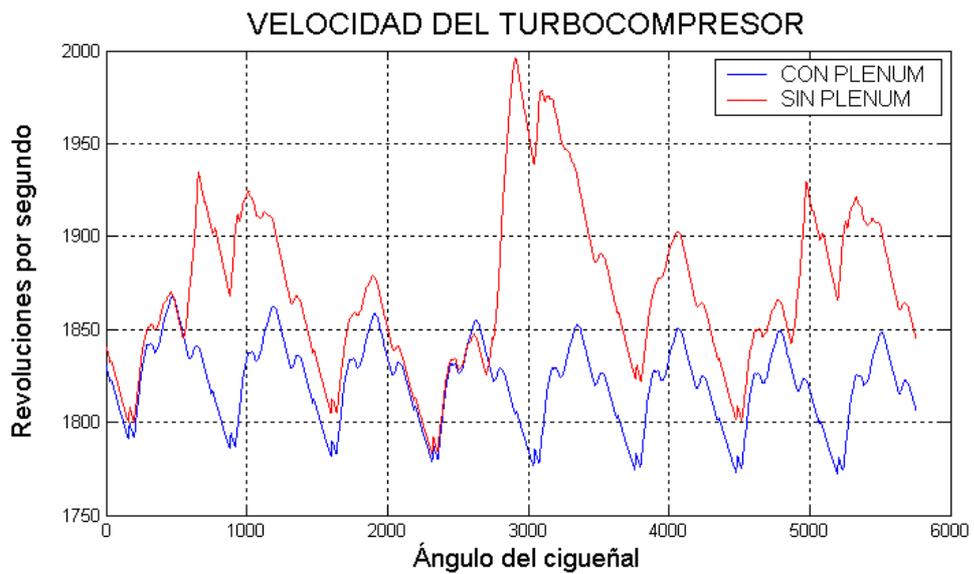




Estas evoluciones implican una mayor potencia consumida en el compresor y también una mayor velocidad de giro del turbocompresor.



El balance de potencias en el eje da lugar a que el grupo gire con esta velocidad.



4.3 *Valoración de los resultados*

En este capítulo se ha pretendido realizar un barrido sobre los distintos factores influyentes de forma directa en el grado de sobrealimentación que esta suministrando el compresor.

Como resultado del conjunto de experiencias que se han planteado y representado se puede afirmar que la influencia de la inmensa mayoría de estos parámetros es difícil de determinar dado que existe un elevado grado de interconexión entre unos y otros. No obstante se han identificado tendencias y se han confirmado ciertos comportamientos que intuitivamente se preveían mediante la visualización de los resultados obtenidos.

Al margen de esta labor, el desarrollo de este capítulo pretendía poner de manifiesto la versatilidad del modelo y su capacidad de representación de múltiples motores y casos prácticos. Para la obtención de los resultados presentados en este apartado se han modelado más de cuarenta ejemplos lo que da una idea de la aplicabilidad del programa y su robustez ante variaciones de la configuración reglajes del motor pese a las debilidades ya mencionadas a lo largo de este trabajo.