



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA


Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño


motores térmicos

Mejora de un modelo de extrapolación de mapa de compresor

TRABAJO DE FIN DE GRADO
INGENIERÍA AEROSPACIAL



AUTOR:

Raúl Arco Hierves

TUTOR:

Roberto Navarro García

TUTOR EXPERIMENTAL:

Daniel Tarí de Paco

Universidad Politécnica de Valencia

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Departamento de Máquinas y Motores Térmicos

Valencia, julio de 2016.

Resumen:

En la actualidad los códigos 0D-1D son herramientas esenciales en el conocimiento del comportamiento de los motores de combustión interna alternativos y resultan especialmente útiles en las labores de diseño. Estos emplean modelos que predicen el comportamiento de cada uno de los elementos del motor. Uno de esos elementos es el compresor centrífugo, que forma parte del turbogrupo de un motor.

Con el fin de conocer con mayor precisión y profundidad el comportamiento de los compresores centrífugos, se ha desarrollado el presente trabajo de fin de grado basado en la mejora de un modelo de extrapolación de mapa de compresor. Al inicio de este trabajo se hará una breve introducción y puesta en contexto sobre los turbocompresores además de explicar los objetivos perseguidos con la realización del presente trabajo. Se explicarán las bases de los mapas de compresores así como el funcionamiento del modelo propuesto sobre el que se ha trabajado y después se detallarán las tareas llevadas a cabo con el objetivo de mejorar el modelo propuesto. Entre estas tareas realizadas se encuentran la mejora de la robustez del modelo, enfrentando sus resultados a bases de datos experimentales de un amplio número de compresores, analizando y discutiendo las extrapolaciones obtenidas y la modificación de parte del código del modelo para mejorar la extrapolación en aquellas zonas en las que el algoritmo fallaba u obtenía resultados insatisfactorios. Se mostrarán los resultados finales tras la mejora del modelo acompañados de unas conclusiones sobre el trabajo realizado.

Palabras clave: compresor centrífugo, extrapolación, algoritmo, mapa de compresor, curvas características.

Índice general:

Documento I: Memoria

1.	Introducción.....	13
1.1	Introducción y contexto del turbocompresor.....	13
1.2	Justificación.....	15
1.3	Objetivos.....	17
2.	Modelo de extrapolación de mapa de compresor.	19
2.1	Introducción al mapa de compresor.....	19
2.2	Tipos de modelos.....	21
2.3	Bases del modelo.	21
2.4	Preprocesado.	23
2.5	Extrapolación a relaciones de compresión menores.	25
2.6	Extrapolación a regímenes de giro más bajos.	29
2.7	Extrapolación a régimen de giro mayor.....	30
2.8	Extrapolación de la eficiencia.....	31
3.	Validación del modelo de extrapolación	35
3.1	Mapas previos validados	35
3.2	Validación del modelo con nuevos mapas.	40
3.3	Análisis y discusión de la validación.	49
4.	Mejoras implementadas en el modelo de extrapolación.	57
4.1	Mejora de la extrapolación a regímenes de giro menores.	57
4.2	Mejora de la extrapolación de la eficiencia.	61
4.3	Mejora de extrapolación a régimen de giro superior.....	63
5.	Resultados extrapolación final.	65
6.	Conclusiones.	77
6.1	Acerca del trabajo realizado.	77
6.2	Pasos futuros en la mejora del modelo.....	78

Documento II: Pliego de condiciones

1. Ordenanza general de seguridad e higiene en el trabajo.....81

Documento III: Presupuesto

1. Introducción.....93
 2. Presupuestos parciales.....93
 3. Presupuesto final.....95
- Bibliografía:.....97**

Índice de figuras y tablas:

Figuras:

Figura 1. Ejemplo zonas mapa de compresor.	16
Figura 2. Ejemplo parámetros representados en mapa de compresor	20
Figura 3. Diagrama de cajas con pasos sintetizados del modelo.....	23
Figura 4. Ajuste de un isorégimen a elipse.....	25
Figura 5. Ajuste \dot{m}_{zsl}^* en función de N^*	27
Figura 6. Ajuste \dot{m}_{max}^* en función de N^*	27
Figura 7. Ajuste Π_{zsl} en función de N^*	28
Figura 8. Ajuste c_1 en función de N^*	28
Figura 9. Ajuste c_2 en función de N^*	29
Figura 10. Extrapolación inicial GT0632Z.....	36
Figura 11. Extrapolación inicial GT2056, T#1BW(Man) y GT4294R.....	37
Figura 12. Extrapolación inicial GT5533, GTX3576R y T#3MHI.....	38
Figura 13. Extrapolación inicial GT5533, GTX3576R y T#3MHI.....	39
Figura 14. Extrapolación inicial eSC.....	40
Figura 15. Extrapolación inicial TD04-09B, GT28RS y T50.....	43
Figura 16. Extrapolación inicial 1212D, CT-14-1000 y CT-15-150.....	44
Figura 17. Extrapolación inicial CT-17-1000, GT3582R y V5F.....	45
Figura 18. Extrapolación inicial V3Si, V7JT y V4X	46
Figura 19. Extrapolación inicial V1Si, V7YSi y K04.....	47
Figura 20. Extrapolación inicial T04e, TD0620g y TD0415g	48
Figura 21. Errores en extrapolación inicial de V3Si, V7YSi y V1Si.....	50
Figura 22. Errores en extrapolación inicial de V4X, V7JT y TD0415g.....	51
Figura 23. Errores en extrapolación inicial de 1212D y GT28RS en eficiencia.....	53
Figura 24. Error en extrapolación inicial de T04e a régimen de giro superior.	54
Figura 25. Error en extrapolación inicial a régimen de giro superior (varios).....	55
Figura 26. Transición a baja relación de compresión forzada.....	56
Figura 27. Comparativa ψ real vs ϕ real y ψ ajuste vs ϕ real.....	58
Figura 28. Comparativa ψ real vs ϕ real y ajuste vs ϕ real normalizados.	59
Figura 29. Comparación de la extrapolación tras la mejora a Π menores.	60
Figura 30. Ajuste η a función parabólica modificando β o α	62
Figura 31. Extrapolación final de GT06322SZ. Izquierda relación compresión	65
Figura 32. Extrapolación final de GT2056, T#2BW (Man) y GT4294R	66
Figura 33. Extrapolación final de GT5533, GTX3576R y T#3MHI.	67
Figura 34. Extrapolación final de T#1 GT A, T#1GT B y GT1548	68
Figura 35. Extrapolación final de eSC, TD0409B y GT28RS.	69
Figura 36. Extrapolación final de T50, 1212D y CT-14-1000.....	70

Figura 37. Extrapolación final de CT-15-150 y CT-17-1000, GT3582R	71
Figura 38. Extrapolación final de V5F, V3SCi y V7JT	72
Figura 39. Extrapolación final de V4X, V1Si y V7YSi.....	73
Figura 40. Extrapolación final de K04, T04e y TD0620g..	74
Figura 41. Extrapolación final de TD0415g.....	75

Tablas:

Tabla 1. Comparación de prestaciones de distintos motores de automoción.....	15
Tabla 2. Mapas de compresores validados previamente.....	35
Tabla 3. Mapas de compresores añadidos.	41
Tabla 4. Costes de recursos humanos.....	94
Tabla 5. Costes materiales	95
Tabla 6. Costes totales.....	95

Índice de símbolos:

\dot{m}^*	Gasto másico corregido.
N^*	Régimen de giro corregido.
Π	Relación de compresión.
η	Eficiencia adiabática.
\dot{m}_{zsl}^*	Gasto másico corregido en el punto de pendiente nula de la elipse.
Π_{zsl}	Relación de compresión en el punto de pendiente nula de la elipse.
ψ	Factor de carga.
ϕ	Factor de flujo.
d_c	Diámetro del compresor.
U	Velocidad periférica.
Π_{sur}	Relación de compresión en el punto de entrada en bombeo.
\dot{m}_{sur}^*	Gasto másico corregido en el punto de entrada en bombeo.
c_i	Coefficiente de Leufven.
k_i	Coefficiente de Martin.
α	Parámetro que controla cuán pronunciado es el pico de la parábola.
β	Parámetro que controla la anchura de la parábola.

Documento I: Memoria

1. Introducción.

1.1 Introducción y contexto del turbocompresor.

La historia de la turboalimentación tiene origen unos años más tarde de la aparición de los primeros motores de combustión interna alternativos. Si bien ya en 1885 y 1896 Daimler y Diésel pensaron en cómo implementar una forma de sobrealimentar el motor para obtener mejores prestaciones, no fue hasta 1905 cuando el ingeniero suizo Alfred Büchi desarrolló un sistema para llevar a cabo esta sobrealimentación empleando para su activación la energía de los gases de escape con lo que se conoce como turbocompresor.

Los primeros turbocompresores fueron implementados en grandes motores de barcos. La primera aparición de estos elementos en la industria de la automoción se dio en 1938, cuando fue construido el primer motor turboalimentado para un camión. Su aplicación se derivó rápidamente al campo aeronáutico dotando a las aeronaves de una potencia mayor e incrementando su techo de vuelo. En 1962 y 1963 se crearon los dos primeros turismos que montaban un turbocompresor en sus motores aunque fue durante las décadas de los 70, debido a la crisis del petróleo y la aparición de los turbocompresores en la Formula I, y los 80, debido al aumento de las restricciones en la normativa sobre las emisiones, cuando se comenzó a aplicar el turbocompresor en la automoción de forma relativamente extendida.

En la actualidad los turbocompresores son elementos cada vez más usados en los motores de automoción, ya sea en motores Diésel, o en motores de gasolina, los cuales gracias a los avances tecnológicos de los últimos años, presentan cada vez con más frecuencia el uso de una técnica que a priori no fue pensada para ellos.

La mejora en las prestaciones del motor es la razón por la que ha proliferado el uso de estos componentes. Al emplear un grupo turbocompresor para sobrealimentar el motor se consigue, por un lado, un aumento de la densidad del aire admitido lo que se traduce en un aumento del gasto másico de aire, para una cilindrada y un rendimiento volumétrico determinados. El aumento del gasto de aire permite, manteniendo el dosado, aumentar el gasto de combustible empleado por lo que se obtendrán mayores presiones y temperaturas en cámara, generándose más potencia para una cilindrada dada, es decir, aumentando la potencia específica, o lo que es lo mismo, la presión media efectiva.

Por otro lado, el aumento de la densidad en la cámara de combustión afecta al proceso de combustión en sí mismo y con ello las emisiones que se generan y el rendimiento del motor. El aumento de la densidad en el cilindro mejora el proceso de mezcla aire-combustible en los motores de encendido por compresión y en los de encendido provocado con inyección directa lo cual siempre es positivo. Además el incremento de temperatura y presión reducen el tiempo de autoencendido y de retraso en los primeros consiguiendo así una mejora del rendimiento indicado en estos motores. En

los motores de encendido por provocado el uso de una sobrealimentación adecuada permite reducir las pérdidas de bombeo generadas por la válvula de mariposa. Teniendo mayores presiones de entrada en la cámara de combustión, será necesario emplear una menor cantidad de combustible para obtener una cierta potencia reduciéndose así el consumo específico y por ende las emisiones de CO₂, lo que se traduce en una mejora del rendimiento efectivo.

Las tendencias actuales y futuras marcan un aumento del grado de sobrealimentación tanto en motores Diésel como gasolina con el objetivo de mejorar la eficiencia del motor así como las emisiones de CO₂, donde las normativas son cada vez más exigentes, gracias a la técnica de *downsizing* y relegando el efecto que tiene sobre la potencia. De esta manera, al reducir la cilindrada se reducen las pérdidas mecánicas al reducirse las pérdidas por fricción y trabajar con un grado de carga medio más elevado, siendo esto último especialmente interesante en los motores de gasolina debido a que disminuirán las pérdidas por bombeo generadas por el uso de la válvula de mariposa. En el caso de vehículos con motores MEC se pueden alcanzar presiones medias efectivas de hasta 23 bares, pudiendo rebasar la presión de sobrealimentación los 4 bares. En el caso de los vehículos que montan motores gasolina, el grado de sobrealimentación no supera el 2.5:1 debido al inconveniente que supondría una detonación, no obstante a medida que se generalice la inyección directa, grados de sobrealimentación mayores serán viables. En el caso de estos motores, la presión media efectiva del estado del arte actual se encuentra sobre los 16 bares.

A medida que el rango de uso de los turbocompresores aumenta, resulta más complejo conseguir un acoplamiento entre el compresor, la turbina y el propio motor, adecuado que asegure la mejora de prestaciones buscada al introducir el turbogrupo. Es por eso que se han desarrollado distintas técnicas para facilitar conseguir este fin, y las investigaciones hoy en día continúan. Así, es común encontrar sistemas de compresores en doble etapa con válvula de Waste-Gate (WG) y/o turbina de geometría variable (TGV) en vehículos de transporte pesado para optimizar la energía de los gases de escape, o el uso de sistemas biturbo en turismos para reducir el turbo-lag (retraso en el funcionamiento del compresor y la turbina en transitorios del motor). En los motores de ciclo Otto, al poseer un régimen de giro mayor, así como correr el riesgo de que se produzca una indeseada detonación, resulta imprescindible el uso de válvulas de Waste-Gate (WG) o y turbinas de geometría variable (TGV) con diseños más complejos que en el caso de los MEP. Además la búsqueda de turbogrupos con eficiencias cada vez mayores lleva a la reducción de tamaño de sus componentes, estando ambos aspectos limitados.

Se puede afirmar por tanto que el turbocompresor, elemento ya ampliamente extendido en la actualidad en los motores de automoción, está destinado a seguir siendo usado, incluso cada vez con más frecuencia, en esta industria.

Tipo de motor	p _{me} (bar)	<i>g_{ef}</i> (gr/kWh)
MEP 4T (1000 cc, 4cil.)	13	240
MEP 4T sobrealim. (2000 cc)	16	240
MEC 4T Inyec. Indirecta	12	240
MEC 4T Inyec. Directa (100 kW)	23	220
MEC 4T sobrealim. (300 kW)	23	180

Tabla 1. Comparación de prestaciones de distintos motores de automoción.

1.2 Justificación del uso de modelos de extrapolación de mapas de compresor.

Situados en este marco del diseño, existen varias razones por las que resulta evidente la importancia de conseguir el mayor conocimiento posible sobre cómo se comportará el compresor centrífugo, parte del turbocompresor que se encarga de introducir el aire a mayor presión dentro del motor. La principal razón es mejorar la simulación del comportamiento de un motor que se lleva a cabo mediante complejos modelos. Una segunda razón, que quizá no exija un conocimiento tan profundo sobre el comportamiento del compresor, pero sigue teniendo cierta importancia, es la mejora del comportamiento real de los motores en transitorio de arranque, cuyo proceso involucra las tareas de control de la ECU.

La simulación del comportamiento de un motor de automoción es una tarea especialmente interesante hoy en día. Básicamente lo que busca es predecir con la mayor precisión posible el comportamiento de un motor de combustión interna alternativo real sin necesidad de que exista ese motor físicamente, sino mediante el uso de modelos que parten de unos datos de entrada donde quedaría reflejado el diseño del motor, y calculan los fenómenos y procesos ocurridos en el mismo, consiguiendo dar desde valores de potencia o par producidos por el motor, hasta tiempos de combustión, temperaturas de gases en distintos puntos y parámetros cuya obtención experimental resulta extremadamente costosa, si no imposible, con la tecnología disponible en la actualidad. De esta manera los ingenieros cuentan con una gran ayuda a la hora de diseñar el motor real, pues de otra manera, la gran cantidad de parámetros que intervienen en el mismo, haría que el proceso de diseño fuera extremadamente costoso en lo que a tiempo y esfuerzo se refiere.

Dentro del funcionamiento de estos modelos de simulación de comportamiento de un motor de combustión interna alternativos, la parte que modela el comportamiento del compresor centrífugo, también conocido como modelo de extrapolación de mapa de

compresor, tiene una influencia innegable a la hora de obtener unos resultados precisos y adecuados. Esto es debido a que esta parte del motor toma el aire procedente de la atmósfera y se encarga de aumentar su presión, y es este aire el que entrará en la cámara de combustión del motor por lo que sus características influirán en toda la fenomenología posterior al compresor. A menudo los datos del comportamiento del compresor son proporcionados por su fabricante en aquellos rangos de funcionamiento para los que ha sido diseñado en lo que se conoce como mapa de compresor, una representación de curvas características del compresor donde se relacionan régimen de giro, relación de compresión y gasto másico. Sin embargo el rango que cubren estos mapas resulta insuficiente para una correcta simulación, por lo que aparece la necesidad de recurrir a métodos de extrapolación que den predicciones correctas más allá de la zona medible, zona de diseño del compresor (Figura 1). En este sentido, son especialmente interesantes los modelos 0D – 1D debido al pequeño esfuerzo computacional que requieren. Por supuesto, cuanto más preciso sea el modelo de extrapolación del mapa de compresor, se tendrá mayor garantía de una correcta simulación con el modelo de todo el motor.

Por otro lado, la extrapolación de los mapas de compresores puede tener una aplicación directa sobre el comportamiento de un motor real. Durante un transitorio de arranque del motor, el compresor pasará por la zona de bajo régimen de giro al inicio de su funcionamiento. El hecho de que la ECU pueda disponer de información sobre el comportamiento del compresor en esa zona haría que sus labores de control sobre el motor fueran más precisas y acordes para las exigencias reales del resto del motor. No obstante es cierto que en la mayoría del tiempo el compresor trabajará en su zona de diseño, siendo suficientes los datos que el fabricante da sobre el mismo para un comportamiento aceptable.

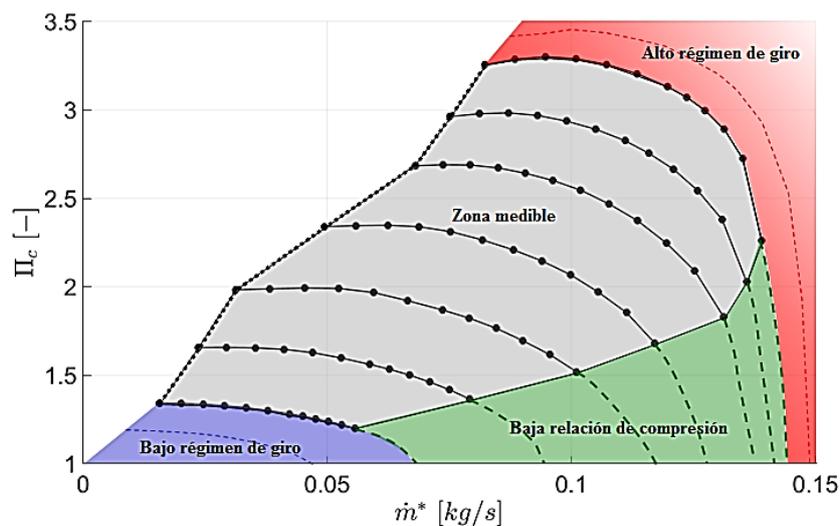


Figura 1. Ejemplo zonas mapa de compresor.

1.3 Objetivos.

El modelado del comportamiento de compresores centrífugos lleva siendo objeto de estudio desde la década de los 90 y, a raíz de estos estudios, diferentes métodos de extrapolación de mapa de compresor han sido desarrollados variando sus características según sus autores. No obstante el problema se encuentra lejos de estar cerrado, existiendo aún discrepancias entre los resultados obtenidos por los modelos y el comportamiento real observado. En el presente trabajo se persiguen los siguientes objetivos relacionados con un modelo de extrapolación de mapa de compresor propuesto:

- Profundizar en la comprensión del comportamiento de los compresores centrífugos mediante el estudio de la literatura desarrollada en los últimos años relacionada con el modelado del comportamiento de estos.
- Familiarizarse con el modelo de extrapolación de mapa de compresor propuesto, llegando a entender los distintos métodos que emplea para esta labor, ahondando tanto en la teoría en la que se basan como en la programación de los mismos.
- Validar el modelo propuesto mediante el análisis de sus resultados, probando la robustez del mismo enfrentándolo a una base de datos suficientemente extensa que complemente a la que ya existía antes de la realización de este trabajo.
- Proponer mejoras y cambios en el modelo para solucionar los posibles problemas del modelo que se observen durante su validación, detectando aquellas zonas donde el modelo tenga problemas y modificando el código del mismo para buscar una solución, de ser posible.
- Analizar y discutir los resultados que se obtienen tras las posibles modificaciones que se pudieran realizar en el modelo durante el punto anterior y extraer las conclusiones pertinentes del trabajo realizado.

2. Modelo de extrapolación de mapa de compresor.

2.1 Introducción al mapa de compresor.

Los mapas de turbocompresores normalmente son presentados usando los parámetros más representativos de su actuación corregidos. Esto significa que estos han sido adimensionalizadas respecto de las condiciones de entrada a las que se encuentra el aire, su temperatura y presión. Las condiciones de entrada del aire pueden afectar sobremanera el funcionamiento de un compresor, haciendo que su actuación real diste mucho de la teórica, por eso se tienen en cuenta.

Las 4 variables de actuación que se representan en un mapa de compresor son el gasto másico corregido, la relación de compresión, el régimen de giro corregido y la eficiencia adiabática. Estos parámetros se definen a continuación.

Gasto másico corregido:

$$\dot{m}^* = \dot{m} \frac{\sqrt{\frac{T_{01}}{T_{c,ref}}}}{\frac{p_{01}}{p_{c,ref}}} \text{ [kg/s]} \quad (2.1)$$

Donde T_{01} es la temperatura de entrada y p_{01} la presión de entrada. $T_{c,ref}$ y $p_{c,ref}$ son las magnitudes correspondientes de referencia, se deben proporcionar junto al mapa del compresor ya que la corrección de los parámetros de su actuación se realiza respecto a estas condiciones.

Relación de compresión:

$$\Pi = \frac{p_{02}}{p_{01}} \text{ [-]} \quad (2.2)$$

El nuevo parámetro p_{02} es la presión de salida del compresor.

Régimen de giro corregido:

$$N^* = N_c^* \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{T_{01}}{T_{c,ref}}}} \text{ [rpm]} \quad (2.3)$$

En este caso N_c^* es el régimen de giro medido del compresor.

Por último la expresión de la eficiencia adiabática es:

$$\eta = \frac{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c} \frac{T_{02}}{T_{01}} - 1}{\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1} \quad (2.4)$$

Siendo T_{02} la temperatura de salida del compresor y γ_c el coeficiente de dilatación adiabático. La eficiencia adiabática describe cuán eficiente es la compresión del aire comparado con un proceso ideal adiabático.

En el mapa de compresor, los puntos con mismo N^* están unidos en lo que se denomina como línea de isorégimen o línea de régimen de giro. Cada línea a un isorégimen estará compuesta por varios puntos con sus gastos máxicos y relaciones de compresión correspondientes. Los fabricantes que proporcionan los mapas de compresor de sus productos suelen incluir en el mapa, sobre la representación de las líneas de isorégimen, líneas de isoeficiencia adiabática de forma similar a curvas de nivel.

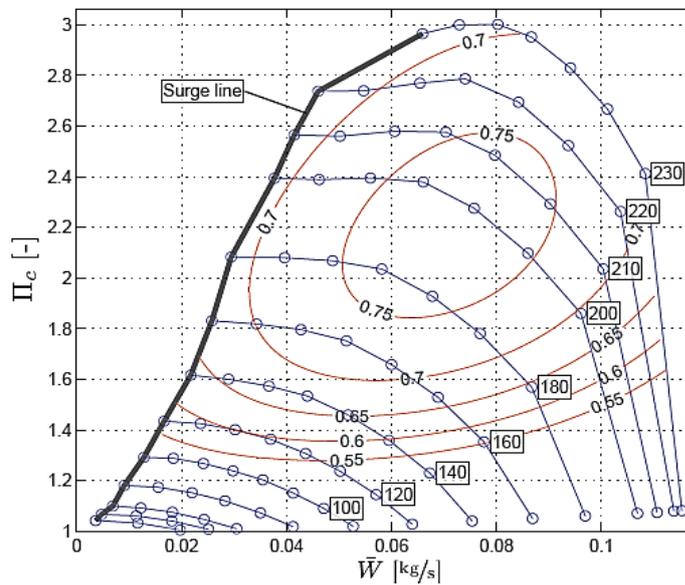


Figura 2. Ejemplo parámetros representados en mapa de compresor, isoeficiencia (líneas rojas), isorégimen (líneas azules), gasto másico (eje x) y relación de compresión (eje y).

El rango de operación de un compresor se puede dividir en 3 zonas principalmente. La primera de ellas es la zona de funcionamiento normal de compresor, donde este es estable. A la izquierda de esta, delimitada por la línea de bombeo, se encuentra la zona de bombeo, donde el compresor trasiega gastos máxicos muy pequeños y comienza a funcionar de forma inestable pudiendo producirse reflujos de aire, esto es, que el compresor no pueda seguir comprimiendo aire en el sentido usual de su funcionamiento común y lo expulse en sentido contrario. La tercera zona, situada a la derecha de la zona de funcionamiento normal, se encuentra la zona de choque o bloqueo sónico que, como bien indica su nombre, se da para altas velocidades del flujo y hace que el compresor no pueda aumentar el gasto másico corregido trasegado. La línea de bombeo comúnmente se toma como la unión de los puntos de los diferentes regímenes de giro que tienen pendiente cero, no obstante en los compresores centrífugos la zona de funcionamiento normal se suele extender hasta algunos puntos con pendiente positiva.

2.2 Tipos de modelos.

Existen distintos tipos de modelos en función de su complejidad y el coste computacional que tienen.

El primer tipo es el modelo 3D. El movimiento del flujo puede ser modelado en 3D resolviendo, por ejemplo, las ecuaciones de Navier-Stokes numéricamente. Este tipo de modelado requiere de una información sobre la geometría del problema lo más precisa posibles, además las condiciones de frontera son muy importantes para su resolución. Debido al coste computacional y a la complejidad del modelo en sí, estos sólo suelen ser usados para elementos concretos de un motor. Ahora bien, los resultados que se consiguen empleando este tipo de modelos son muy detallados y aportan información muy valiosa sobre el problema a resolver, como puede ser todo el comportamiento de un fluido en su paso a través de un conducto. En general los modelos 3D no son usados frecuentemente dado su coste computacional y el largo tiempo que toman estas simulaciones.

Otro tipo de modelos más extendidos con un nivel de detalle menor, son los modelos 1D. Estos modelos toman en cuenta la dimensión de la longitud de los conductos o pipas para modelar flujo de aire a lo largo de estos elementos. Son aplicables a un gran número de elementos de los motores de automoción obteniendo unos resultados aceptables con un coste mucho menor que los modelos 3D. Existen varios modelos de este tipo empleados en el campo de la investigación.

La última clase de modelos son los modelos 0D, los cuales se pueden dividir en modelos físicos o modelos de caja negra o gris. Los modelos físicos toman en cuenta un componente ideal y extraen las pérdidas que se pueden producir para obtener la actuación real que puede otorgar el elemento. Los modelos de caja negra o gris utilizan datos reales del comportamiento del elemento sobre el que va a trabajar para extrapolarlos y obtener soluciones mediante ajustes a curvas y métodos numéricos para obtener información allí donde no se tenía. En este caso los esfuerzos a la hora de realizar el modelo se concentran en desarrollar funciones y métodos numéricos que realicen los ajustes a curvas convenientemente para dar unos resultados satisfactorios.

2.3 Bases del modelo.

El modelo de extrapolación con el que se ha trabajado ha sido desarrollado durante la realización de un proyecto llevado a cabo por instituto CMT-Motores Térmicos. Este utiliza distintos métodos de extrapolación, desarrollados por diferentes autores, según la región de trabajo en el mapa del compresor, con el objetivo de utilizar en cada una de las 3 zonas a extrapolar planteadas, régimen de giro bajo (LS), relación de compresión baja (LPR) y régimen de giro alto (HS), el método que mejor se ajuste al comportamiento real del compresor. Además también se propone un método de extrapolación de la eficiencia del

compresor que sirve para todas las zonas y se aplica tras haber obtenido el mapa completo de relación de compresión en función de gasto másico para cada régimen de giro.

Para la realización del modelo se realizó una profunda búsqueda bibliográfica sobre los estudios realizados hasta el momento en el campo. Después se fueron empleando los distintos métodos hallados en las distintas zonas de extrapolación y se validaron los resultados con datos experimentales. Comparando los distintos métodos se seleccionó el que mejor se ajustaba a cada zona. A continuación se describen los principales pasos que sigue el modelo para la realización de la extrapolación completa del mapa, estos pasos son descritos con mayor detalle en los próximos apartados.

El modelo se alimenta con unos datos de entrada, estos son, los puntos de funcionamiento que proporcionan los fabricantes de los compresores en las zonas de funcionamiento para las que fueron diseñados, y en las que se pueden tomar medidas precisas de sus parámetros régimen de giro corregido, relación de compresión, gasto másico corregido y eficiencia isentrópica. Las unidades corregidas son introducidas de antemano pues cuando se obtienen estos datos de entrada se tiene consciencia de las condiciones ambientales, por lo que los fabricantes dan ya las unidades corregidas. Seguidamente el modelo aplica un preprocesado a los datos de entrada para establecer algunos parámetros de la extrapolación y asegurar que los datos que toman los distintos métodos de extrapolación empleados son válidos.

A continuación el modelo lleva a cabo la extrapolación en la zona de relación de compresión baja. Es decir, sobre los regímenes a los que se encuentran los datos de entrada, el modelo calcula nuevos puntos a relaciones de compresión más bajas empleando el método de Leufven. De esta manera se completan los regímenes de giro de entrada desde sus puntos con menor relación de compresión, hasta una relación de compresión igual a la unidad, es decir hasta que el compresor deja de comprimir.

Tras esto se realiza la extrapolación en la zona de regímenes de giro más bajos que los introducidos. En esta zona no se posee ningún dato experimental por lo que se han de extrapolar absolutamente todos los parámetros ya mencionados que requiere el mapa. Los nuevos regímenes de giro han sido determinados en el preprocesado realizado con anterioridad, mientras que para la obtención del gasto másico y relación de compresión de sus puntos, se emplean parte de los resultados obtenidos en el método de Leufven utilizado para la extrapolación a relaciones de compresión inferiores y se aplica el método de Martin, que fue determinado como el más correcto para la zona de regímenes bajos.

Para finalizar con la extrapolación de la relación de compresión en función del gasto másico trasegado para cada régimen de giro, se realiza la extrapolación a un régimen de giro mayor. Fue determinado también en el preprocesado el valor de este nuevo régimen de giro. Se emplean algunos de los parámetros obtenidos al aplicar el método de Leufven para la extrapolación a menores relaciones de compresión y se aplica el ajuste que este método propone para calcular el gasto másico y la relación de compresión del nuevo régimen de giro superior.

Una vez obtenido el mapa completo de relación de compresión frente a gasto másico, se procede con la extrapolación de la eficiencia del compresor, que utiliza el mismo método para todas las regiones. Esta extrapolación emplea los datos de gasto másico extrapolado y los datos de entrada de eficiencia para ajustarlos según la ecuación de una parábola.

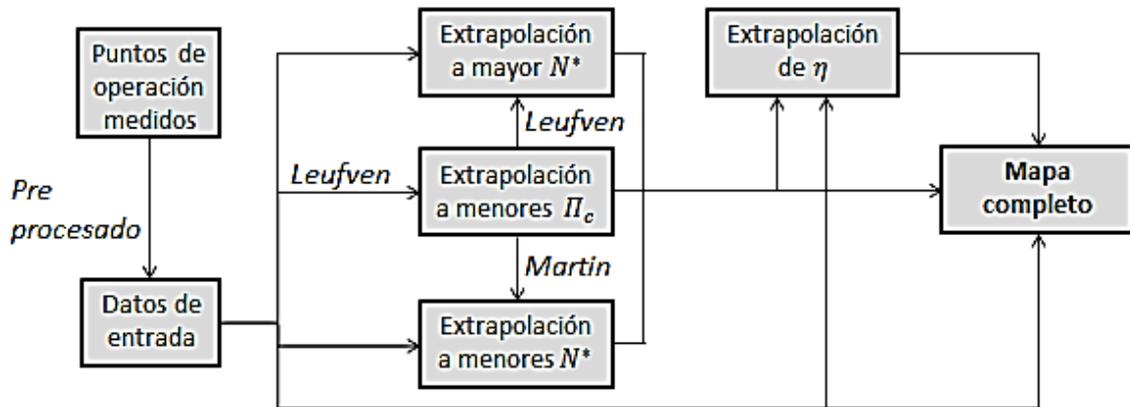


Figura 3. Diagrama de cajas con pasos sintetizados del modelo.

En la anterior figura se muestra un diagrama de cajas donde se sintetizan los pasos seguidos en el modelo. Se puede apreciar las distintas fases de extrapolación en cada zona, las cuales se ha comentado brevemente y a continuación se explicarán con más detalle, así como los datos que se utilizan para alimentar cada extrapolación y los métodos empleados. El mapa completo resulta de la representación de todos los datos extrapolados así como de los datos de entrada.

2.4 Preprocesado.

Al ser ejecutado, la primera acción que realiza el modelo es tomar los datos de entrada, que se pueden tomar de un mapa de compresor convencional como el que puede proporcionar un fabricante o el que se puede obtener experimentalmente con mediciones, y preprocesarlos antes de pasar a la extrapolación. Esta parte es esencial para obtener unos resultados coherentes y lograr realizar exitosamente la pertinente extrapolación en cada parte.

El preprocesado empieza ordenando todos los datos introducidos en una matriz cuyas columnas están dispuestas en orden creciente de régimen de giro y las filas siguen un orden creciente de gasto másico. Crea una matriz por cada parámetro, régimen de giro, relación de compresión, gasto másico y eficiencia según la distribución de columnas y filas descrita.

Después se eliminan aquellos datos que están repetidos pues de lo contrario la extrapolación no se ajustaría a la realidad. Las matrices de cada parámetro mantienen unas dimensiones coherentes, y se calculan el número de elementos que tiene cada régimen de giro. Se definen las características del flujo (temperatura, presión, coeficiente de dilatación adiabática) y la constante de los gases ideales así como otras características derivadas. Por último se calcula el factor de flujo y factor de carga de cada dato introducido según:

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho_{01} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_c^2 \cdot U} \quad (2.5)$$

$$\psi = \frac{\left(\Pi^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \cdot c_p \cdot T_{01}}{\frac{1}{2} \cdot U^2} \quad (2.6)$$

Finalmente se calculan el número y valor de los nuevos regímenes de giro más bajos y el valor del nuevo régimen de giro superior. El número de regímenes inferiores que habrá depende de los valores de los dos regímenes más bajos introducidos según el siguiente cociente redondeado al entero mayor, aunque siempre acotado entre un valor mínimo de 1 y un valor máximo de 3:

$$LS_{number} = \frac{N_1^*}{N_2^* - N_1^*} - 1 \quad (2.7)$$

La diferencia entre los nuevos regímenes más bajos es constante e igual a la diferencia entre los dos regímenes de giro de entrada menores:

$$\Delta N_{LS}^* = N_2^* - N_1^* \quad (2.8)$$

El régimen de giro superior extrapolado se calcula de manera similar:

$$\Delta N_{HS}^* = N_{end}^* - N_{end-1}^* \quad (2.9)$$

$$N_{HS}^* = N_{end}^* + \Delta N_{HS}^* \quad (2.10)$$

La última operación que se realiza en el preprocesado es la diferenciación entre los puntos con pendiente positiva y pendiente negativa en el mapa, esto es, diferenciar en cada régimen de giro qué puntos están a la izquierda del valor máximo de relación de compresión (su relación de compresión está aumentando) y qué puntos están a la derecha (su relación de compresión está disminuyendo). Esto se hace porque para el siguiente paso, que es la extrapolación a menores relaciones de compresión, el método de Leufven y su ajuste a una elipse solo utiliza los puntos con pendiente negativa.

2.5 Extrapolación a relaciones de compresión menores.

Para predecir la zona en la que se tienen relaciones de compresión inferiores a las de entrada, se emplea el método de Leufven, que ajusta cada línea a un mismo régimen de giro a la forma de una elipse según la ecuación:

$$\Pi = \Pi_{zsl} \cdot \left(1 - \left(\frac{\dot{m}^* - \dot{m}_{zsl}^*}{\dot{m}_{max}^* - \dot{m}_{zsl}^*} \right)^{C_1} \right)^{\frac{1}{C_2}} \quad (2.11)$$

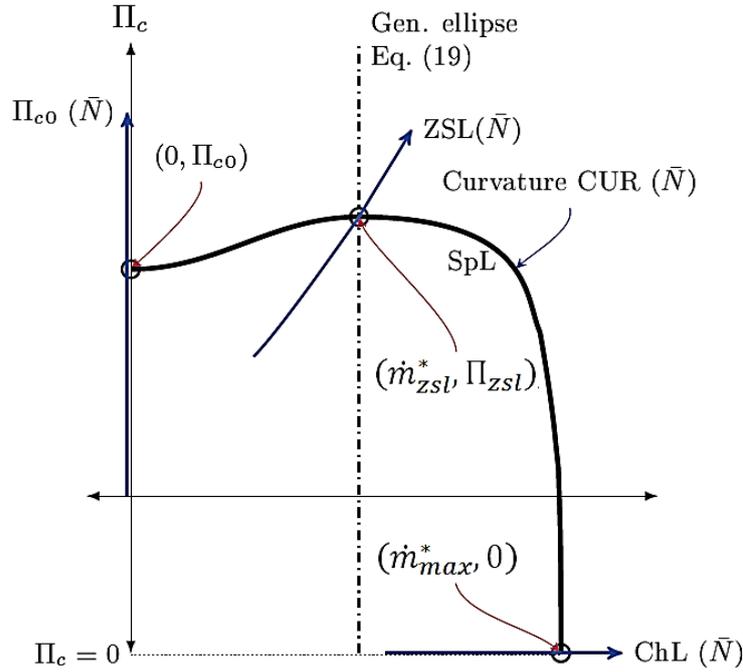


Figura 4. Ajuste de un isorégimen a elipse.

Donde Π y \dot{m}^* son los parámetros a obtener. Los valores de \dot{m}_{zsl}^* , Π_{zsl} , \dot{m}_{max}^* , C_1 y C_2 se calculan de las expresiones:

$$\begin{aligned} C_1 &= C_{10} + C_{11} \cdot N^* \\ C_2 &= C_{20} + C_{21} \cdot N^{*C_{22}} \\ \dot{m}_{max}^* &= C_{30} + C_{31} \cdot N^* \\ \dot{m}_{zsl}^* &= C_{41} \cdot N^{*C_{42}} \\ \Pi_{zsl} &= 1 + C_{51} \cdot N^{*C_{52}} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Los 11 coeficientes que definen los parámetros de la función que utiliza Leufven para ajustar la forma de cada régimen de giro, C_{10} , C_{11} , C_{20} , C_{21} , C_{22} , C_{30} , C_{31} , C_{41} , C_{42} , C_{51} , C_{52} , denominados coeficiente de Leufven, se obtienen por ajuste de mínimos cuadrados con

los datos de entrada. El ajuste por mínimos cuadrados se alimenta con unos coeficientes de Leufven iniciales propuestos por el autor que desarrolló el método, y se van refinando con cada iteración del ajuste, además se imponen unas fronteras inferiores para asegurar que los parámetros sigan las funciones planteadas. El ajuste por mínimos cuadrados se realiza buscando minimizar la diferencia entre los valores de relación de compresión de entrada y la relación de compresión que se obtiene tras aplicar la fórmula de la elipse una vez calculados los parámetros según las funciones propuestas. La tolerancia que se fija para realizar el ajuste por mínimos cuadrados es de 10^{-6} , el número máximo de iteraciones de 10000, y el número máximo de veces que se evalúan funciones 15000. Estas condiciones para la realización del ajuste por mínimos cuadrados cumplen con unos resultados satisfactorios sin penalizar en tiempo de cálculo. Tras converger el ajuste por mínimos cuadrados, se tienen los coeficientes de Leufven definitivos y por tanto los valores de Π_{zsl} , \dot{m}_{zsl}^* , \dot{m}_{max}^* , C_1 y C_2 para cada régimen de giro que definen la elipse a la que se ajustará cada línea. Se genera un vector de relaciones de compresión para cada línea que va desde el valor mínimo introducido como entrada hasta la unidad y los gastos másicos corregidos correspondientes a cada relación de compresión se calculan despejándolos de la ecuación de la elipse.

Por último, se asegura una transición suave y continua entre los datos de entrada y los datos extrapolados mediante una interpolación polinómica cúbica entre el último dato de entrada y el primer punto extrapolado de cada régimen de giro.

El ajuste de los parámetros empleados en la ecuación de la elipse, Π_{zsl} , \dot{m}_{zsl}^* , \dot{m}_{max}^* , C_1 y C_2 , fue determinado por el autor del método realizando un estudio experimental sobre su distribución en un extenso número de compresores, las funciones a las que cada uno de los parámetros se ajustaban son las mostradas en las ecuaciones (2.12). Destacar que \dot{m}_{max}^* es el valor del gasto másico corregido en el que la relación de compresión se hace nula. Además, \dot{m}_{zsl}^* , Π_{zsl} , son los valores del gasto másico corregido y la relación de compresión en el que la pendiente de la elipse es nula, es decir en ese punto se obtiene el valor máximo de relación de compresión, y su gasto másico correspondiente, a la izquierda se tienen los puntos con pendiente positiva y a la derecha los puntos con pendiente negativa. Comentar además que este ajuste de la línea a un isorégimen a la forma de una elipse solo es válido para gastos másico mayores al que se tiene para la relación de compresión máxima, pues en caso contrario la forma de la línea deja de seguir la de una elipse y la extrapolación dejaría de tener sentido.

A continuación se muestra el ajuste de los parámetros comentados que definen la ecuación de la elipse con los mapas de compresores que estaban disponibles en el instituto CMT-Motores Térmicos en el momento del desarrollo del modelo y con los que se tomaron medidas para asistir la realización del mismo. Se observa que efectivamente existe una clara correlación entre cada parámetro y la función que sigue dependiente del régimen de giro.

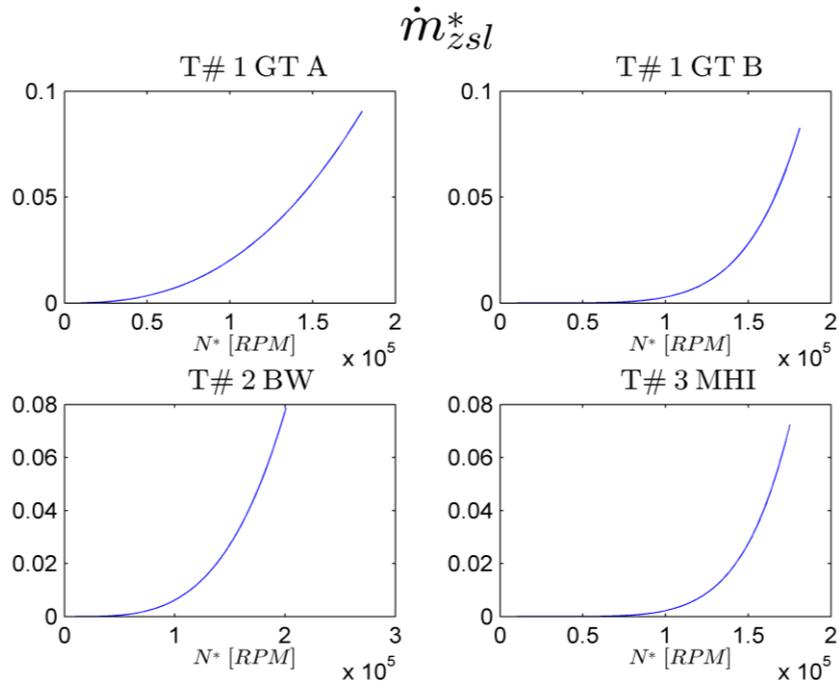


Figura 5. Ajuste \dot{m}_{zsl}^* en función de N^*

Como se puede observar en las figuras 3, 4, 5, 6 y 7, donde se representa la tendencia de cada parámetro involucrado en la ecuación de la elipse usada en el método de Leufven en cuatro compresores medidos en el instituto CMT-Motores Térmicos, estos siguen las funciones propuestas, cambiando simplemente los coeficientes de Leufven para cada compresor.

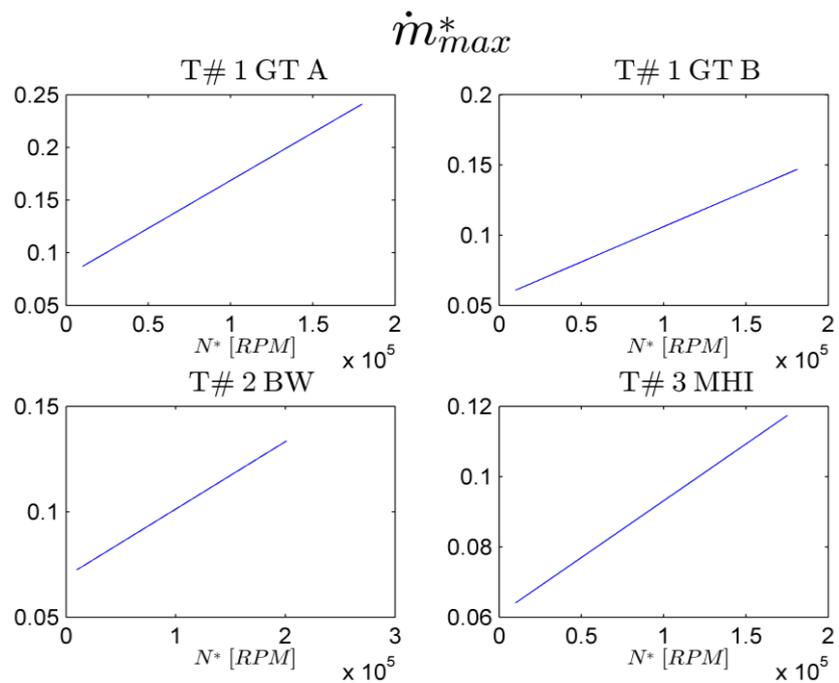


Figura 6. Ajuste \dot{m}_{max}^* en función de N^*

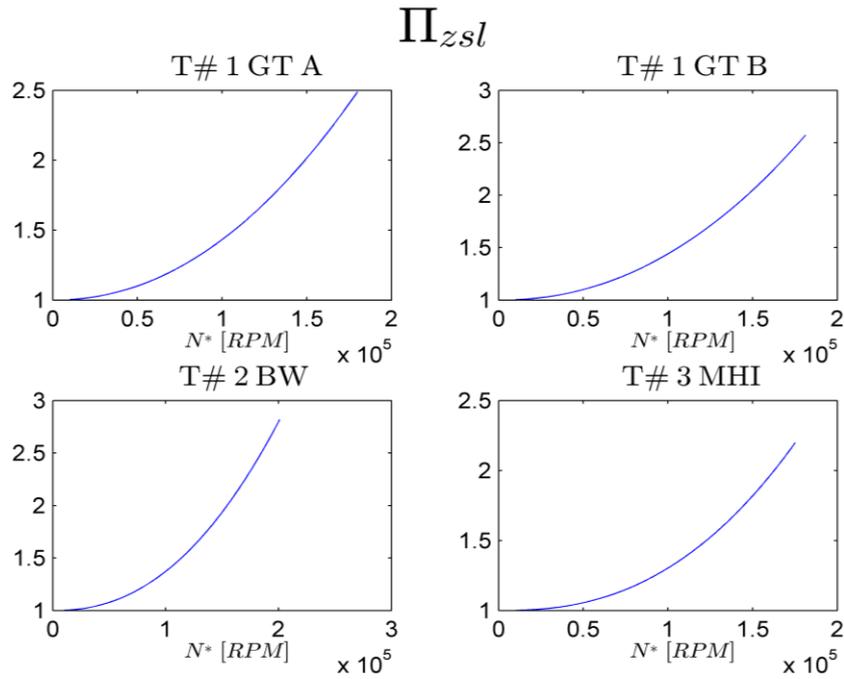


Figura 7. Ajuste Π_{zsl} en función de N^*

Las fronteras inferiores para el cálculo de los coeficientes de Leufven que definen las funciones a las que se ajustan estos parámetros fueron fijados de tal manera que la forma observada experimentalmente no se viera alterada. Por ejemplo, para los parámetros que parecen seguir funciones exponenciales del régimen de giro, se obligó que sus coeficientes fueran al menos positivos. En el caso de aquellos parámetros que se ajustan a una recta creciente, se forzó que la pendiente de las mismas fuera al menos de la unidad a la hora de realizar el ajuste por mínimos cuadrados.

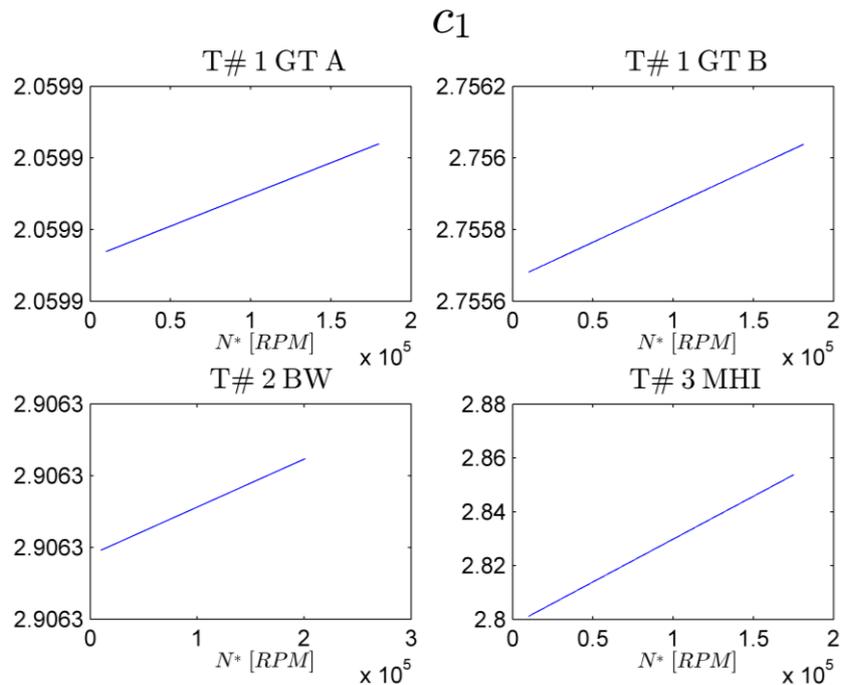


Figura 8. Ajuste c_1 en función de N^* .

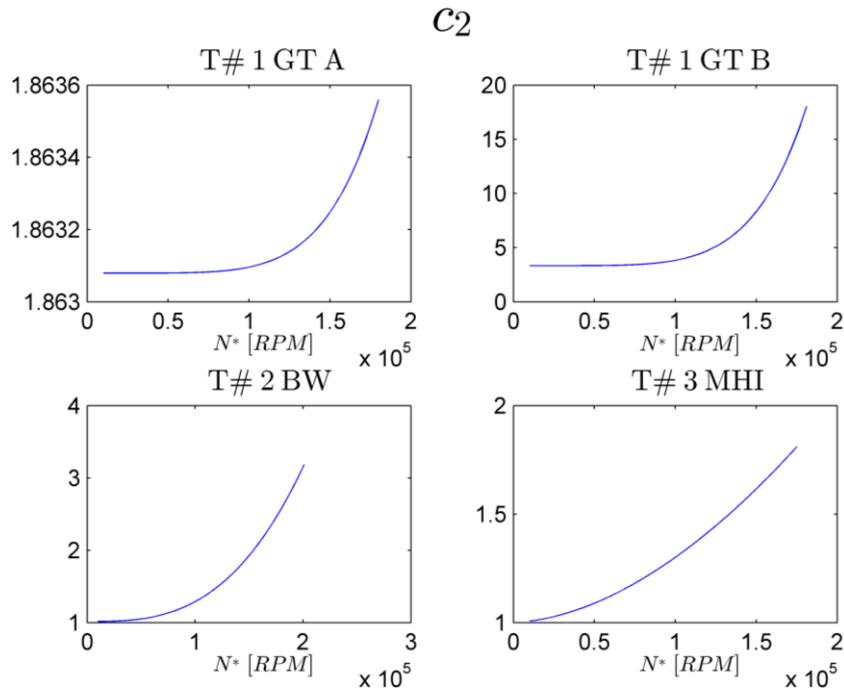


Figura 9. Ajuste c_2 en función de N^* .

2.6 Extrapolación a regímenes de giro más bajos.

Tras tener todos los regímenes de entrada extrapolados hasta relación de compresión igual a la unidad, se procede a realizar la extrapolación a regímenes de giro inferiores utilizando el método de Martin para ello. Este método consiste en predecir los factores de carga y flujo que se darán en los nuevos regímenes de giro y a partir de estos obtener los valores de gasto másico corregido y relación de compresión. Martin plantea la siguiente relación entre el factor de carga y el factor de flujo:

$$\psi = \frac{k_1 + k_2 \cdot \phi}{k_3 - \phi} \quad (2.13)$$

El factor de flujo y el factor de carga se relacionan con la relación de compresión y el gasto másico siguiendo las ecuaciones (2.5) y (2.6) respectivamente.

Los factores k_1 , k_2 , y k_3 que relacionan el factor de carga y el factor de flujo, conocidos como coeficientes de Martin se obtiene por ajuste por mínimos cuadrados tomando como entrada la línea a régimen de giro más bajo de los datos de entrada. Primero se calculan los dos parámetros adimensionales para todos los puntos de esa línea, se introducen unos valores iniciales para los coeficientes de Martin y los va refinando tras cada iteración minimizando la diferencia obtenida entre el factor de carga calculado con las relaciones de compresión de la línea y el extrapolado con los coeficientes. La tolerancia del ajuste está fijada a 10^{-12} . La elección de la última línea para obtener los coeficientes de Martin se debe a que al ser la línea más próxima a las nuevas líneas extrapoladas sus

formas y tendencias son más próximos que en el caso de que se compararan con un régimen de giro mayor.

Tras obtener los coeficientes de Martin, se calcula la relación de compresión de bombeo, Π_{surge} de los nuevos regímenes de giro ajustando al mismo tipo de función que la propuesta para la predicción de Π_{zsl} y empleando las mismas opciones de convergencias, pero alimentando el ajuste por mínimos cuadrados con los valores de relación de compresión a gasto másico menor, pues se supone son los que señalan la región de bombeo al no poder obtenerse más medidas a menores gastos (si el compresor entra en bombeo puede ser destruido):

$$\Pi_{sur} = 1 + a \cdot N^b \quad (2.14)$$

También se obtiene el gasto másico en el que se da esta relación de compresión:

$$\dot{m}_{LSsur}^* = \dot{m}_{minsur}^* + \frac{\dot{m}_{sur}^* - 0}{\Pi_{sur} - 1} \cdot (\Pi_{LSsur} - \Pi_{minsur}) \quad (2.15)$$

Se calcula ahora el gasto másico al que se tendrá relación de compresión igual a la unidad, pues en ese punto, en el que el compresor no genera trabajo ya que no comprime, el factor de carga será nulo, y con los coeficientes de Martin se podrá obtener el valor del factor de flujo a partir del cual se despeja el gasto másico corregido. A continuación se genera un vector de gastos másicos corregidos entre \dot{m}_{sur}^* y $\dot{m}_{\Pi=1}^*$ con tantos elementos como los que hay en la línea de régimen de giro más bajo de los utilizados como entrada. A partir de estos gastos másicos se obtiene el factor de flujo y con este el factor de carga. Por último se despeja la relación de compresión de la fórmula (2.11).

Los nuevos regímenes de giro son obtenidos en el preprocesado de los datos de entrada. Para el cálculo de las fórmulas (2.5) y (2.6) es necesario saber la velocidad periférica del compresor, U , que se obtiene a partir del régimen de giro y el diámetro del compresor como:

$$U = \pi \cdot d_c \cdot \frac{N}{60} \quad (2.16)$$

2.7 Extrapolación a régimen de giro mayor.

El último paso para completar la extrapolación del mapa de compresor de relaciones de compresión en función de gastos másicos corregidos para los distintos regímenes de giro es la extrapolación a un régimen de giro mayor que los introducidos en los datos de entrada. Esta extrapolación se lleva a cabo con el método de Leufven ya visto en la extrapolación a menores relaciones de compresión.

El valor del nuevo régimen de giro se determina en el preprocesado de los datos de entrada, como ya se explicó. A continuación se toman los coeficientes de Leufven obtenidos

en la extrapolación a menores relaciones de compresión y se obtienen los valores de los parámetros Π_{zsl} , \dot{m}_{zsl}^* , \dot{m}_{max}^* , C_1 y C_2 , aplicando el método de Leufven de ajuste de la línea a la forma de una elipse para obtener el vector de las relaciones de compresión comprendidas entre Π_{zsl} y 1 y se calculan el correspondiente vector con los gastos máscicos. Los vectores tiene 40 elementos cada uno y los gastos máscico se obtienen de nuevo despejando de la ecuación (2.11). Después se calcula el gasto máscico corregido al que se llega al bombeo y la relación de compresión en ese punto, de forma análoga a como se hizo en la extrapolación a regímenes de giro menores. En este punto se comparan \dot{m}_{zsl}^* y \dot{m}_{sur}^* y en función de cual es mayor, se siguen unas instrucciones u otras:

- Si $\dot{m}_{sur}^* > \dot{m}_{zsl}^*$, se eliminan los puntos tras \dot{m}_{sur}^* , pues el compresor no puede funcionar en bombeo, y se calculan las relaciones de compresión correspondientes a los gastos máscicos generados entre \dot{m}_{sur}^* y $\dot{m}_{\Pi=1}^*$.
- Si $\dot{m}_{zsl}^* > \dot{m}_{sur}^*$ se calculan las relaciones de compresión correspondientes al vector de gastos entre \dot{m}_{zsl}^* y $\dot{m}_{\Pi=1}^*$ y se genera otro vector de gastos máscicos corregidos entre \dot{m}_{sur}^* y \dot{m}_{zsl}^* para los cuales se calculan sus relaciones de compresión correspondientes según la función:

$$\Pi = d + e \cdot m + f \cdot m^2 \quad (2.17)$$

Siendo d , e , y f coeficientes obtenidos a partir de las siguientes condiciones para esta ecuación:

$$\Pi(m_{sur}) = \Pi_{sur}$$

$$\Pi(m_{zsl}) = \Pi_{zsl} \quad (2.18)$$

$$\frac{d \Pi(m)}{d m} |_{m_{zsl}} = 0$$

Una vez se tiene extrapolada la línea a mayor régimen, ya se tienen todos los datos necesarios para representar el mapa completo de relación de compresión frente a gasto máscico corregido para los distintos regímenes de giro.

2.8 Extrapolación de la eficiencia

La extrapolación de la eficiencia isentrópica es quizá una labor incluso más importante que la extrapolación de relación de compresión en tanto que en este caso los datos que ofrecen los fabricantes son menos completos que en el caso de la relación de compresión.

Distintos métodos de extrapolación previamente desarrollados se probaron para consultar su utilidad en el desarrollo de este modelo, pero ninguno dio resultados satisfactorios fuera de las zonas de diseño de los compresores, así que se desarrolló y validó uno propio. El método de extrapolación desarrollado consiste en normalizar los

valores de eficiencia introducidos en los datos de entrada y sus gastos másicos, luego se ajusta cada línea a un isorégimen a una función parabólica que depende de dos parámetros. Se calcula toda la parábola desde eficiencia nula normalizada a eficiencia máxima normalizada por cada una de sus ramas junto a los gastos másicos corregidos normalizados correspondientes y finalmente se desnormalizan estos parámetros para tener el mapa de eficiencias real de un compresor.

La primera tarea que realiza este método de extrapolación es obtener los valores de eficiencia máximo que puede obtener cada línea a un isorégimen. Con este objetivo se hace un ajuste de las eficiencias introducidas en los datos de entrada en función de un polinomio de segundo grado dependiente del gasto másico corregido de la forma:

$$\eta = a + b \cdot \dot{m} + c \cdot \dot{m}^2 \quad (2.19)$$

Una vez determinados los coeficientes a , b , y c se deriva la función, se iguala a cero y se obtiene el valor máximo de eficiencia y el gasto másico corregido al que se da.

A continuación se realiza un ajuste de la eficiencia máxima a un polinomio de segundo grado dependiente del régimen de giro corregido. Al tener los valores de eficiencia máxima obtenidos en el ajuste anterior, este proceso se simplifica. Una vez obtenido el ajuste de la eficiencia máxima en función del régimen de giro, es posible obtener las eficiencias máximas para los nuevos regímenes inferiores y superior que fueron extrapolados, y se procede a obtener toda la curva de eficiencias de todos los regímenes de giro. Primero se extrapolan las curvas de los regímenes de giro de los datos de entrada, luego los regímenes de giro menores y luego el superior.

Para extrapolar una de las curvas de eficiencias a un isorégimen de entrada, se normalizan los datos de entrada de eficiencia y gasto másico corregido que le corresponde respecto al valor máximo de eficiencia obtenido antes, η_{max} y el gasto másico corregido máximo que se tiene para ese régimen de giro, que debe ser $\dot{m}_{\Pi=1}^*$. La fórmula a la que se va a ajustar la eficiencia normalizada en función del gasto másico corregido normalizado es:

$$\eta = 1 - \frac{\left(\pm(1 - m)^{\frac{1}{\alpha}} \mp 0.5\right)^\beta}{(-0.5)} \quad (2.20)$$

El ajuste se realiza por búsqueda de minimizar el error, alimentando la función con los datos de gasto y eficiencia normalizados y unos valores iniciales para los dos coeficientes que definen la función que son:

$$\beta_0 = 2$$

$$\alpha_0 = \frac{\ln\left(1 - \frac{\dot{m}_{\eta_{max}}}{\dot{m}_{\Pi=1}}\right)}{\ln(0.5)} \quad (2.21)$$

La función utilizada para hallar los valores de α y β que mejor hagan ajustarse los datos de entrada a la función es una de búsqueda de mínimos por derivadas. La función

con la que se alimenta y objetivo a minimizar es la de la parábola, la única diferencia es que se comprueba si los datos están en la rama de la izquierda o derecha de la parábola para usar los signos correctos en la ecuación. El valor a minimizar es la diferencia entre la eficiencia de entrada y la calculada con la ecuación con los coeficientes α y β introducidos de esta manera a cada iteración se van refinando hasta converger en una solución. Este proceso de obtención de α y β se repite 20 veces en un bucle en el cada vez los coeficientes de entrada son los resultantes en la iteración anterior. Una vez finaliza el bucle, se tienen ya los coeficientes para un determinado régimen y se pasa al siguiente régimen de giro.

Una vez se tienen los coeficientes para todos los regímenes de giro de los datos de entrada, se obtienen las eficiencias para los datos extrapolados a relaciones de compresión menores. Primero se normalizan los gastos másicos corregidos de estos puntos, de nuevo respecto al gasto másico corregido máximo y se calculan las eficiencias normalizadas para esos gastos de cada una de las ramas. Finalmente se lleva a cabo la desnormalización de los mismos.

Se procede con la extrapolación de la eficiencia en los nuevos regímenes inferiores extrapolados. El proceso es similar, se normalizan los gastos, se calculan las eficiencias normalizadas, se calcula la eficiencia máxima real con la función que relaciona a estas con el régimen de giro se desnormalizan los resultados. Para la extrapolación en el régimen de giro superior se siguen los mismos pasos.

3. Validación del modelo de extrapolación

3.1 Mapas previos validados

Durante el desarrollo del modelo de extrapolación de mapa de compresor, se realizó una primera validación para comprobar que efectivamente los métodos utilizados en cada zona de funcionamiento, así como el método de extrapolación de eficiencia obtenían los resultados esperados. En esta primera validación se usaron bases de datos de once mapas de compresores, cuatro de los cuales se ensayaron y midieron experimentalmente. En la tabla adjunta se puede observar el modelo de los compresores así como el fabricante y el diámetro de entrada de cada uno de ellos.

Modelo compresor	Fabricante	Diámetro [mm]
GT0632SZ	Garret	32
GT2056	Garret	56
T# 2 BW (BW54389700001)	Borg Warner	46
GT4294R	Garret	94
GT5533	Garret	91.2
GTX3576R	Garret	76
T#3 MHI (MFD49173-07621)	Mitsubishi	40
T# 1 GT A (GTA1549LU)	Garret	49
T# 1 GT B (GT1449VZ)	Garret	49
GT1548	Garret	48
eSC	Valeo	70

Tabla 2. Mapas de compresores validados previamente.

La extrapolación realizada para estos mapas fue bastante satisfactoria, consiguiendo resultados coherentes con los trabajos estudiados durante la consulta bibliográfica. Se consiguieron extrapolar las tres zonas en las que el compresor trabaja fuera de diseño sin que se produjeran fallos graves en la ejecución del programa o resultados físicamente sin sentido en ninguno de los mapas. Además, la extrapolación de la eficiencia

resultó adecuada. No obstante sí se intuía que en algunos casos la extrapolación no era todo lo natural que se esperaba y se dieron casos de extrapolaciones erróneas. Además hay que tener en cuenta que el resultado de la extrapolación está estrechamente ligado a los datos de entrada con los que se alimenta. Si estos datos de entrada son erróneos o escasos, el resultado no será todo lo adecuado que debiera y no representará el comportamiento real del compresor de forma satisfactoria.

Con todo, las conclusiones que se podían extraer de esta primera validación eran que el modelo de extrapolación desarrollado funcionaba rápido y con un coste de computación bajo, daba unos resultados mejorables para los compresores que se habían introducido. Los resultados de esta primera validación se muestran a continuación, donde se presentan los mapas de relación de compresión frente a gasto másico y eficiencia frente a gasto másico para cada uno de los regímenes de giro por parejas y para cada uno de los once compresores. Como se especifica en la leyenda adjunta a las figuras, los diferentes regímenes de giro vienen representados por las líneas de colores, siendo mayor el régimen de giro cuanto más cálido es el color. Por otra parte, los puntos rellenos de los mapas son los datos de entrada usados para la extrapolación, cuyos puntos generados están representados en los mapas como rombos. Los puntos vacíos son los datos de entrada que no se emplearon en la extrapolación al pertenecer a la zona de pendiente positiva ya descrita anteriormente.

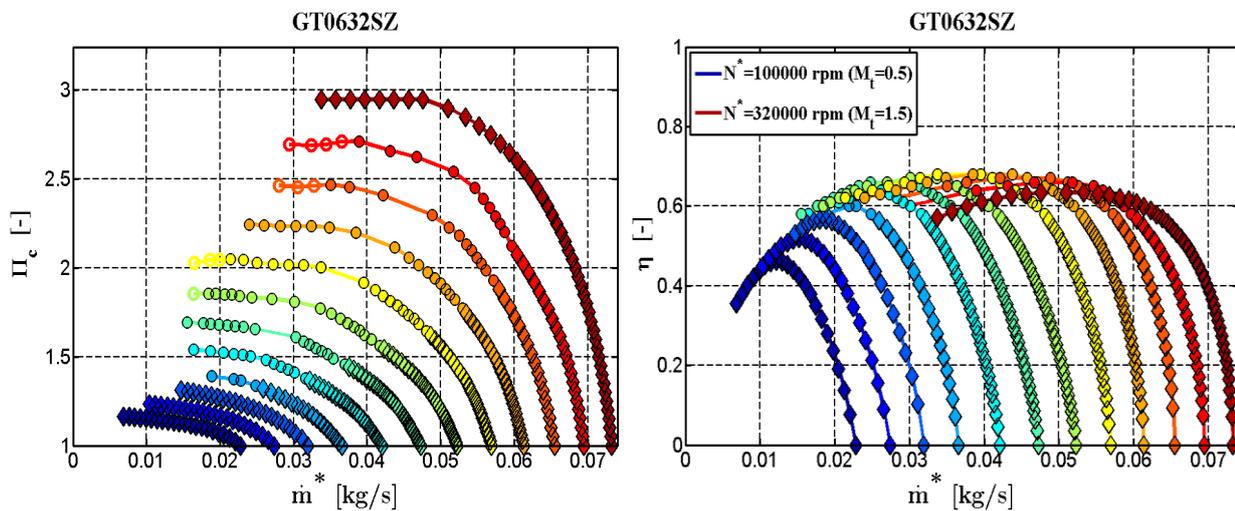


Figura 10. Extrapolación inicial GT0632Z, izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, * = usados en extrapolación, \diamond = extrapolados).

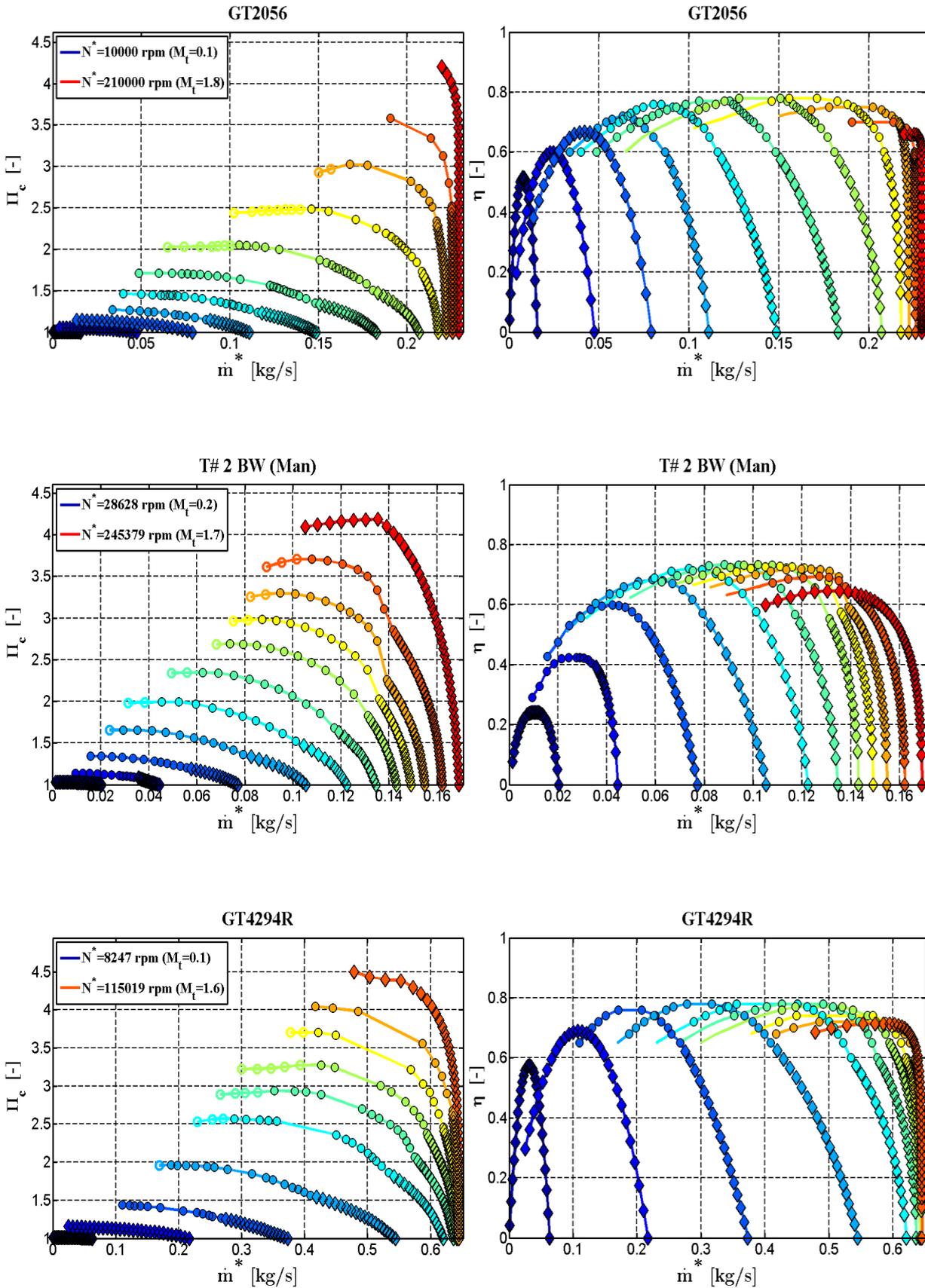


Figura 11. Extrapolación inicial GT2056, T#1BW(Man) y GT4294R, izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, * = usados en extrapolación, ◊ = extrapolados).

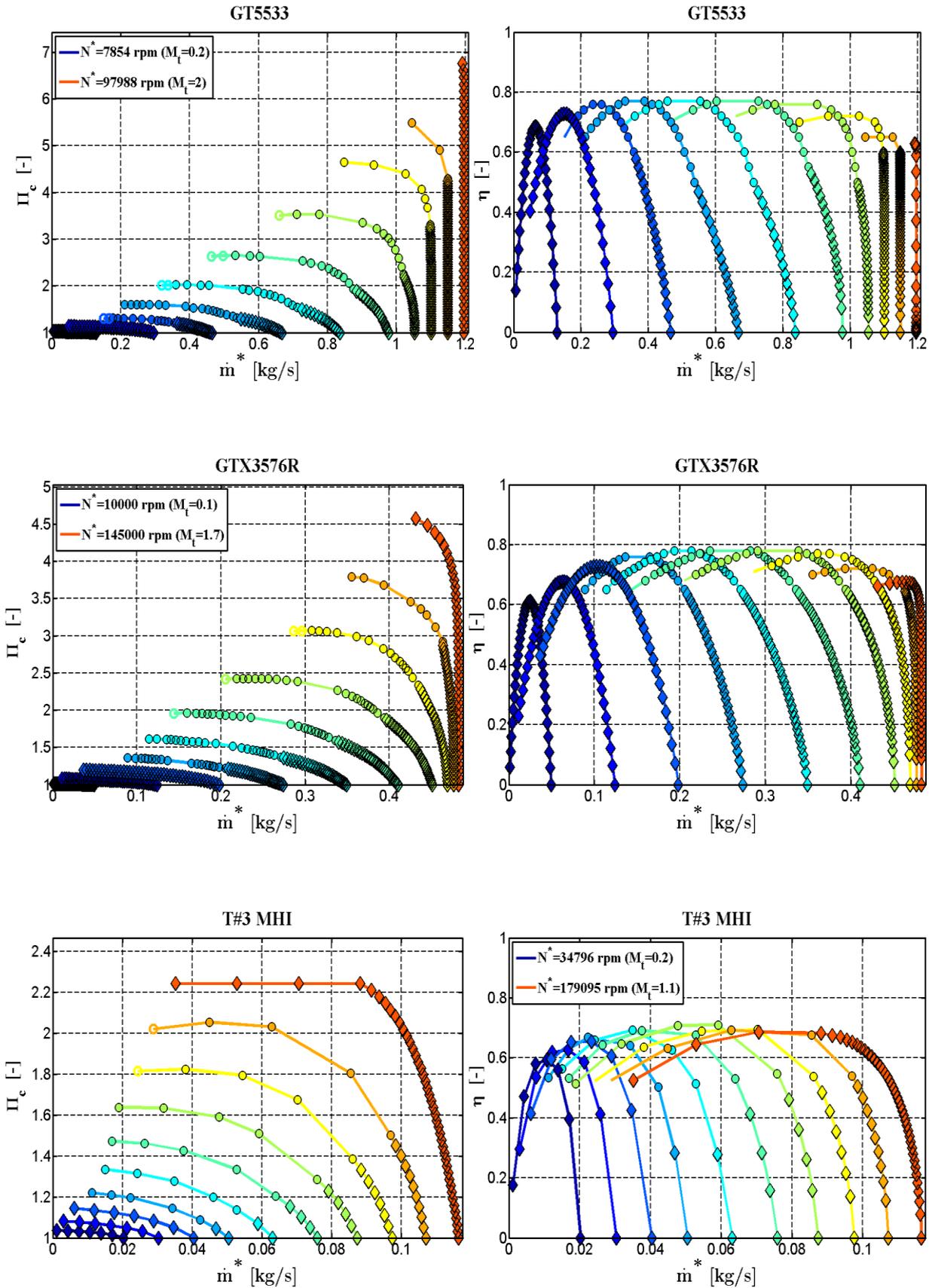


Figura 12. Extrapolación inicial GT5533, GTX3576R y T#3MHI, izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, * = usados en extrapolación, ◇ = extrapolados).

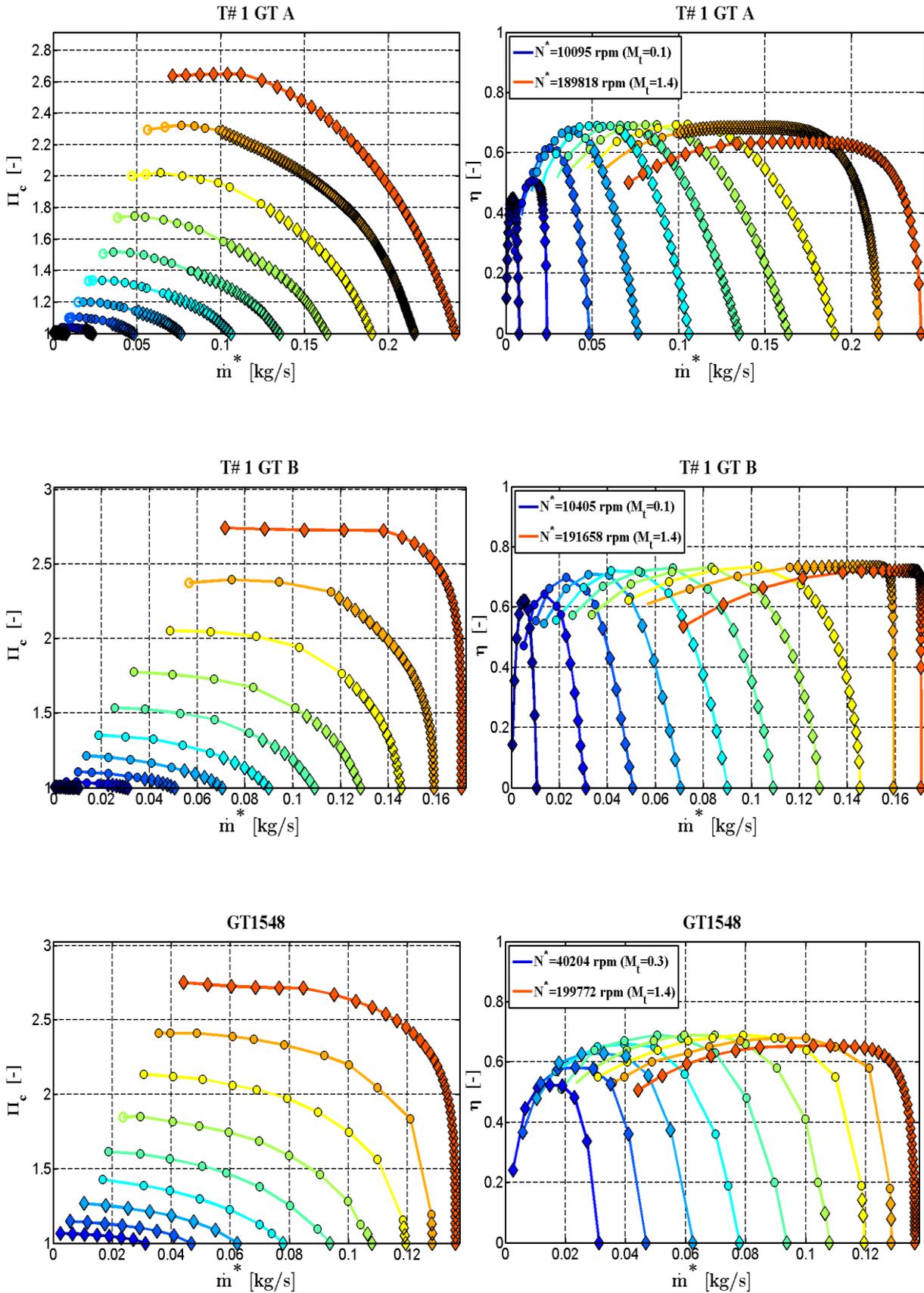


Figura 13. Extrapolación inicial GT5533, GTX3576R y T#3MHI, izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, * = usados en extrapolación, ◊ = extrapolados).

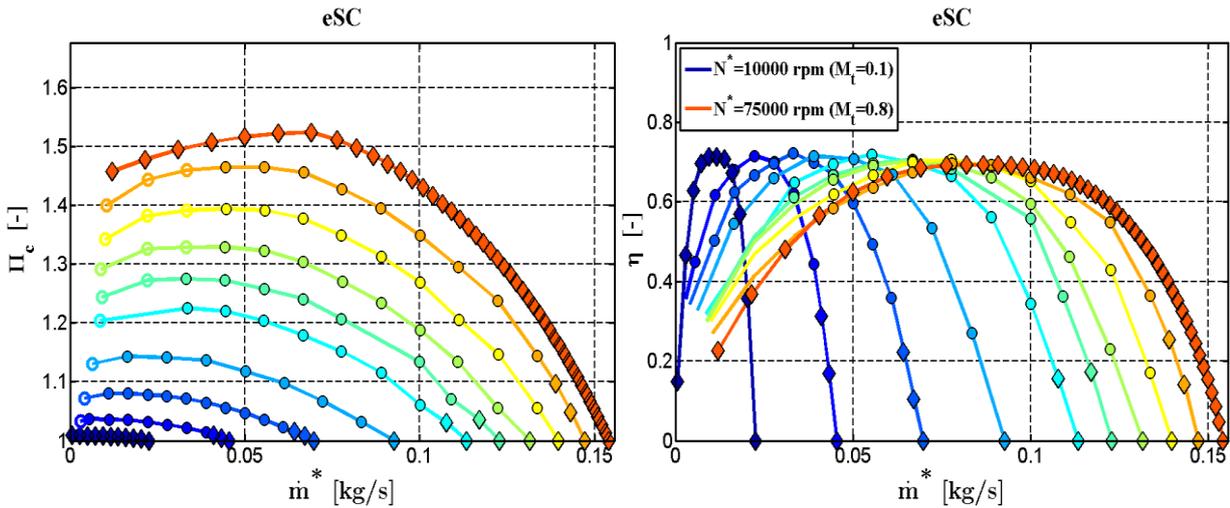


Figura 14. Extrapolación inicial eSC, izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, • = usados en extrapolación, ◊ = extrapolados).

3.2 Validación del modelo con nuevos mapas.

Uno de los objetivos de la realización de este trabajo de fin de grado buscaba aumentar la robustez del algoritmo de extrapolación y comprobar su utilidad y buen funcionamiento para un amplio rango de compresores. Tras la validación con los mapas disponibles previamente, 4 de los cuales se habían creado de forma experimental, se procedió a aumentar el número de mapas de compresores que se extrapolarían.

El número de nuevos mapas de compresores que se añadió fue de un total de dieciocho, de los cuales algunos pertenecen a compresores empleados en la automoción, pero también hay otros tipos de compresores utilizados en otros campos, como es el caso del compresor 1212D, cuyo fabricante es Elliott y se emplea en plantas de generación de energía; o los compresores de la marca Celeroton, que son compresores centrífugos eléctricos de tamaño muy reducido empleados en maquinaria sanitaria, dental, electrodomésticos así como soporte para maquinaria más pesada. Validando de esta manera el modelo se puede asegurar su fiabilidad independientemente del estado del arte de la aplicación para la que se destina el compresor, consiguiendo también que las decisiones de diseño, tales como las características dimensionales del compresor, no influyan sobre los resultados del modelo. No obstante cabe decir también que el tiempo para el desarrollo de este trabajo era limitado, y dado que entre los objetivos de este también se encontraba el de mejorar el funcionamiento del modelo en caso de que así lo requiriera, se dejó abierta la posibilidad de introducir aún más mapas para una validación más exhaustiva aún si cabe en futuros trabajos.

A continuación se muestra una tabla donde con los modelos de mapas de compresores añadidos así como el fabricante y el diámetro de los mismos.

Modelo compresor	Fabricante	Diámetro [mm]
T50	Garret	76
TD04-09B	Mitsubishi	60
1212D	Elliott	275.1
GT28RS	Garret	60
CT-14-1000	Celeroton	60
CT-15-150	Celeroton	20
CT-17-1000	Celeroton	41.5
GT3582R	Garret	82
V5F	Vortech	79.4
V3Sci	Vortech	78.7
V1Si	Vortech	78.7
V4X	Vortech	97.2
V7JT	Vortech	88.5
V7YSi	Vortech	94
K04	BorgWarner	76.2
T04e	Garret	60
TD0620g	Mitsubishi	52.6
TD0415g	Mitsubishi	42

Tabla 3. Mapas de compresores añadidos.

El proceso mediante el que se añadieron estos mapas de compresores, consta de dos fases, una primera fase de adquisición de mapas y una segunda fase que consistió en la digitalización de estos mapas. Se decidió proceder así, pues resultó imposible acceder a ficheros Excel o cualquier otro tipo de bases de datos que los fabricantes de compresores hubieran desarrollado para la realización de los mapas, a menos que se realizara la compra de alguno de ellos lo cual no resultaba factible para el desarrollo del presente trabajo.

La adquisición de datos consistió en una búsqueda vía Internet y bibliografía para obtener algunos de los mapas que proporcionan los fabricantes de los compresores centrífugos. Resultó necesario que los mapas tuvieran una calidad de imagen mínima para poder realizar el proceso de digitalización, pues se dieron casos en los que la pobre calidad de algunos mapas, ya sea en cuanto a las líneas de isoregímenes o eficiencia representadas, o en los ejes de las gráficas, imposibilitó el poder tomar una serie de puntos de forma precisa. Otro requisito que se impuso a la hora de seleccionar los mapas que más tarde

serían digitalizados, fue que estos mostraran sus parámetros corregidos. De lo contrario hubiera sido necesario preprocesar aún más los datos de entrada en aquellos casos en que estos no estuvieran corregidos, lo cual no era interesante para el modelo.

Una vez se tenía un mapa adecuado, se procedía a su digitalización para lo cual se empleó un software de procesamiento gráfico llamado Grapher 7. Primero se introducían las coordenadas en las que se encontraba el origen de la gráfica, después se introducían las coordenadas de otro punto cualquiera que servía para obtener la relación que existía entre el eje de abscisas y ordenadas. Por último se seleccionaban sobre el mapa los puntos que se querían digitalizar y el software obtenía directamente las coordenadas, en este caso los valores de gasto másico corregido y relación de compresión. La eficiencia venía dada sobre los mapas como líneas de isoniveles que cubrían el mapa entero y el régimen de giro corregido lo daban las líneas de isorégimen, estos dos datos se introducían manualmente. Por tanto para obtener una buena digitalización precisa y veraz de un mapa proporcionado por un fabricante, es decir para obtener los cuatro parámetros de actuación real de un mapa de compresor centrífugo, los puntos a digitalizar que se debían seleccionar debían encontrarse en las intersecciones entre una línea de isorégimen y una línea de isoeficiencia.

En general con la adquisición de datos se consiguieron obtener mapas suficientemente adecuados para introducir en el modelo de extrapolación. Si bien algunos presentaban mejores cualidades que otros, como por ejemplo los compresores centrífugos eléctricos de Celeroton, que permitían obtener muchos puntos a muy distintos regímenes de funcionamiento, resultaron especialmente útiles para la validación del modelo. No obstante el objetivo que se buscaba mejorando este modelo era conseguir que fuera más robusto, y ello implicaba que obtuviera resultados aceptables incluso con unos datos de entrada que no fueran los más óptimos, por lo que se decidió aceptar que este hecho pudiera condicionar la extrapolación obtenida y se trabajó en mejorar el algoritmo en este aspecto en caso de que así fuese requerido.

De los resultados obtenidos con esta validación más extensa se extrajo información que fue esencial para el desarrollo de la mejora del modelo. En parte con la extrapolación de estos mapas se confirmaron algunas de las ideas extraídas con la primera validación, como que en algunos casos el programa no realizaba un ajuste correcto. También se demostró que el programa fallaba en algunas zonas, en las que sería absolutamente necesario corregir el comportamiento del algoritmo. El análisis y discusión de los resultados obtenidos con esta validación, así como las medidas de corrección o mejora tomadas se describen en el siguiente punto. En las siguientes figuras se muestra, con la misma estructura que en el subapartado anterior, la extrapolación de los nuevos mapas de compresor añadidos. La leyenda, adjunta a cada figura, contiene el mismo significado que en las primeras extrapolaciones.

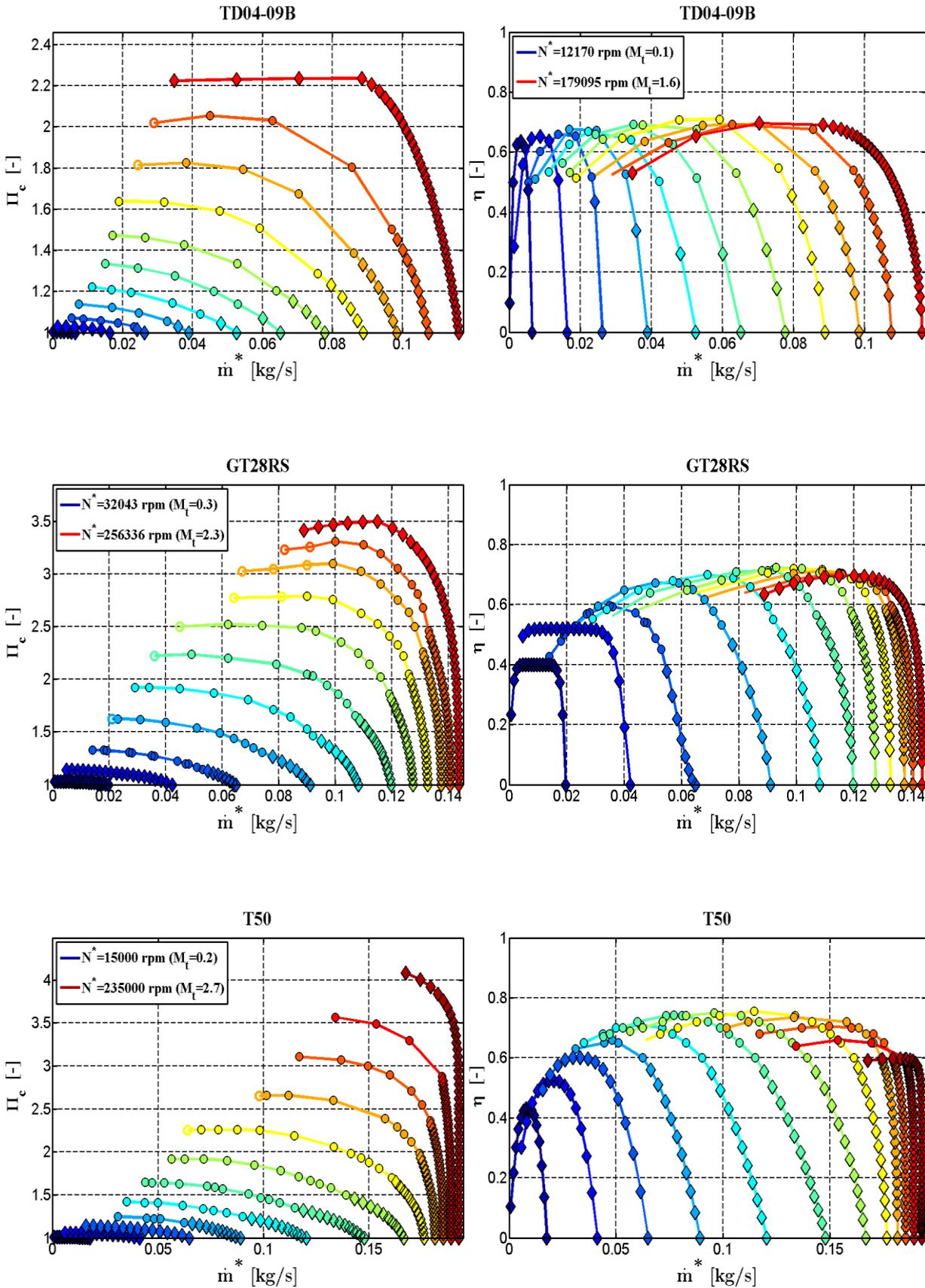


Figura 15. Extrapolación inicial TD04-09B, GT28RS y T50, izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, * = usados en extrapolación, ◇ = extrapolados).

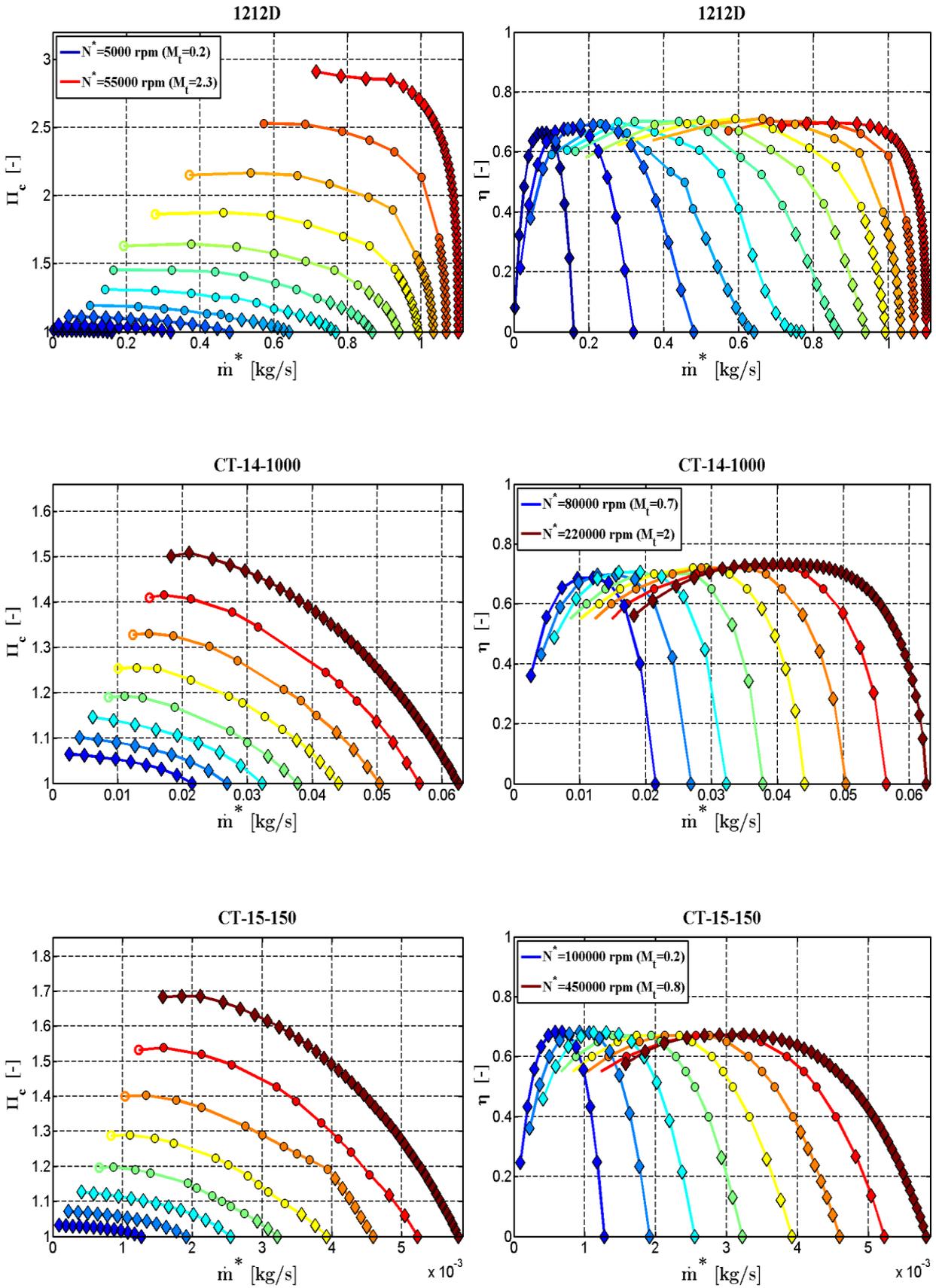


Figura 16. Extrapolación inicial 1212D, CT-14-1000 y CT-15-150, izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, • = usados en extrapolación, ◊ = extrapolados).

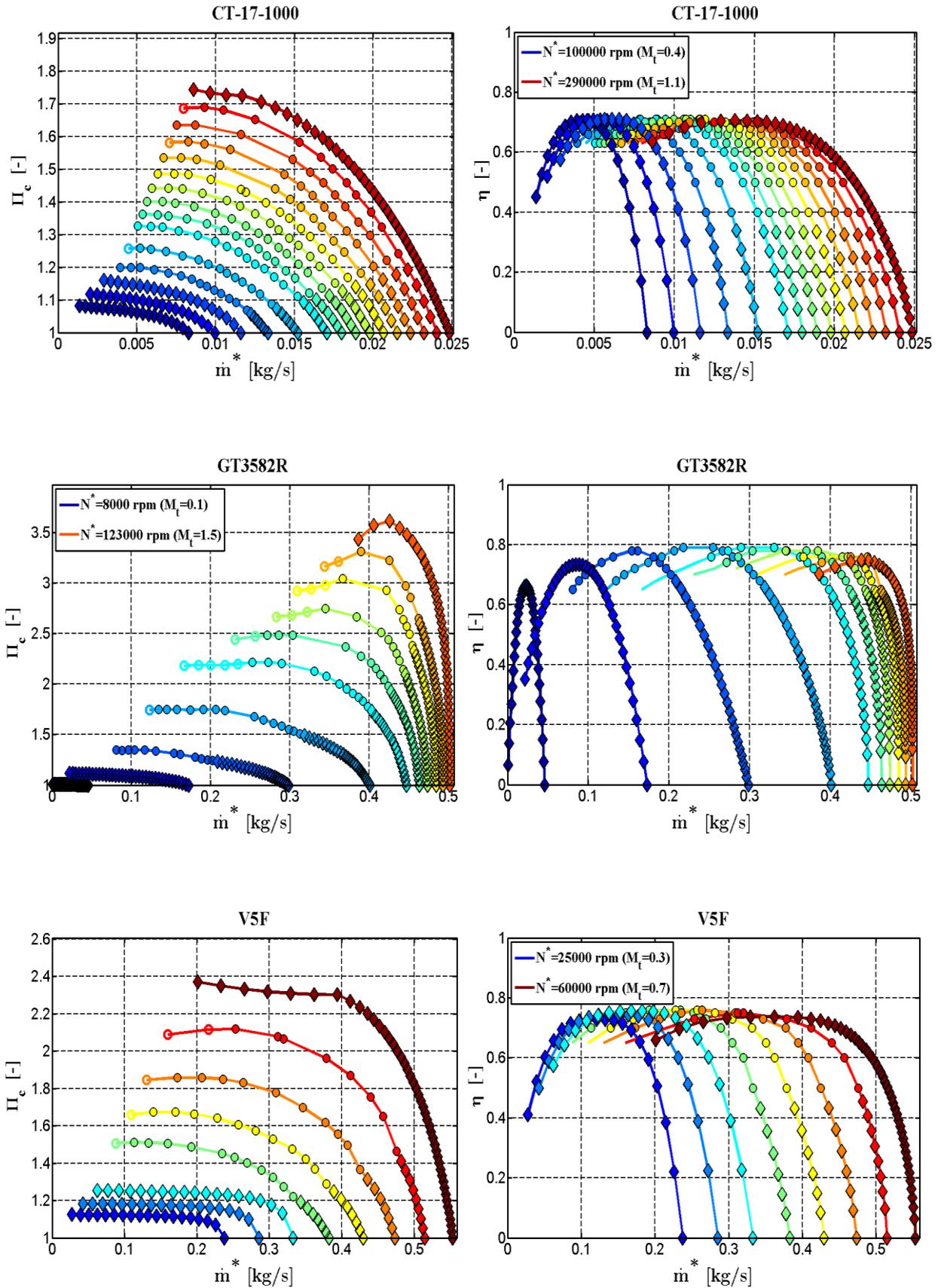


Figura 17. Extrapolación inicial CT-17-1000, GT3582R y V5F, izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, • = usados en extrapolación, ◊ = extrapolados).

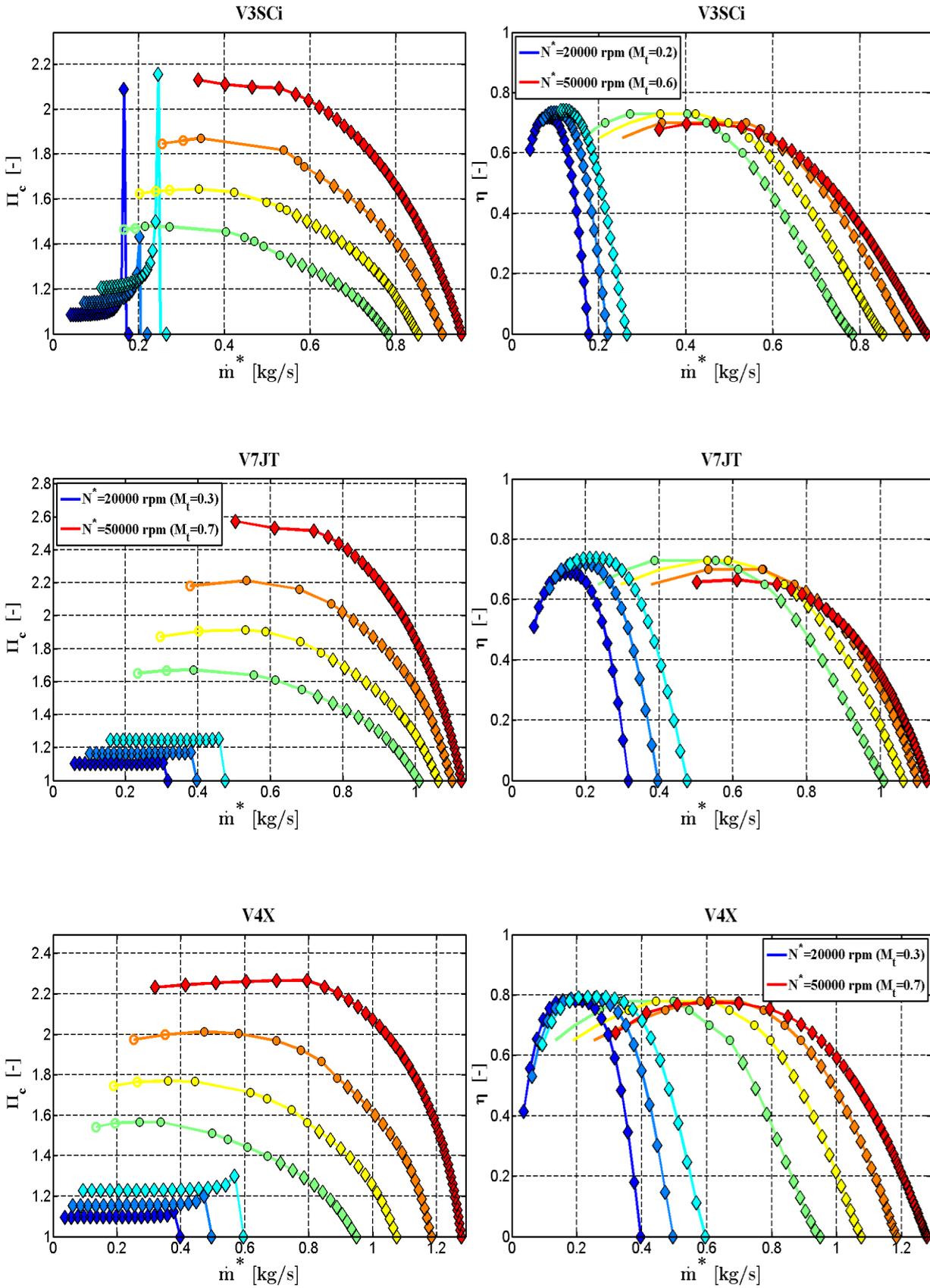


Figura 18. Extrapolación inicial V3Si, V7JT y V4X, izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, * = usados en extrapolación, ◇ = extrapolados).

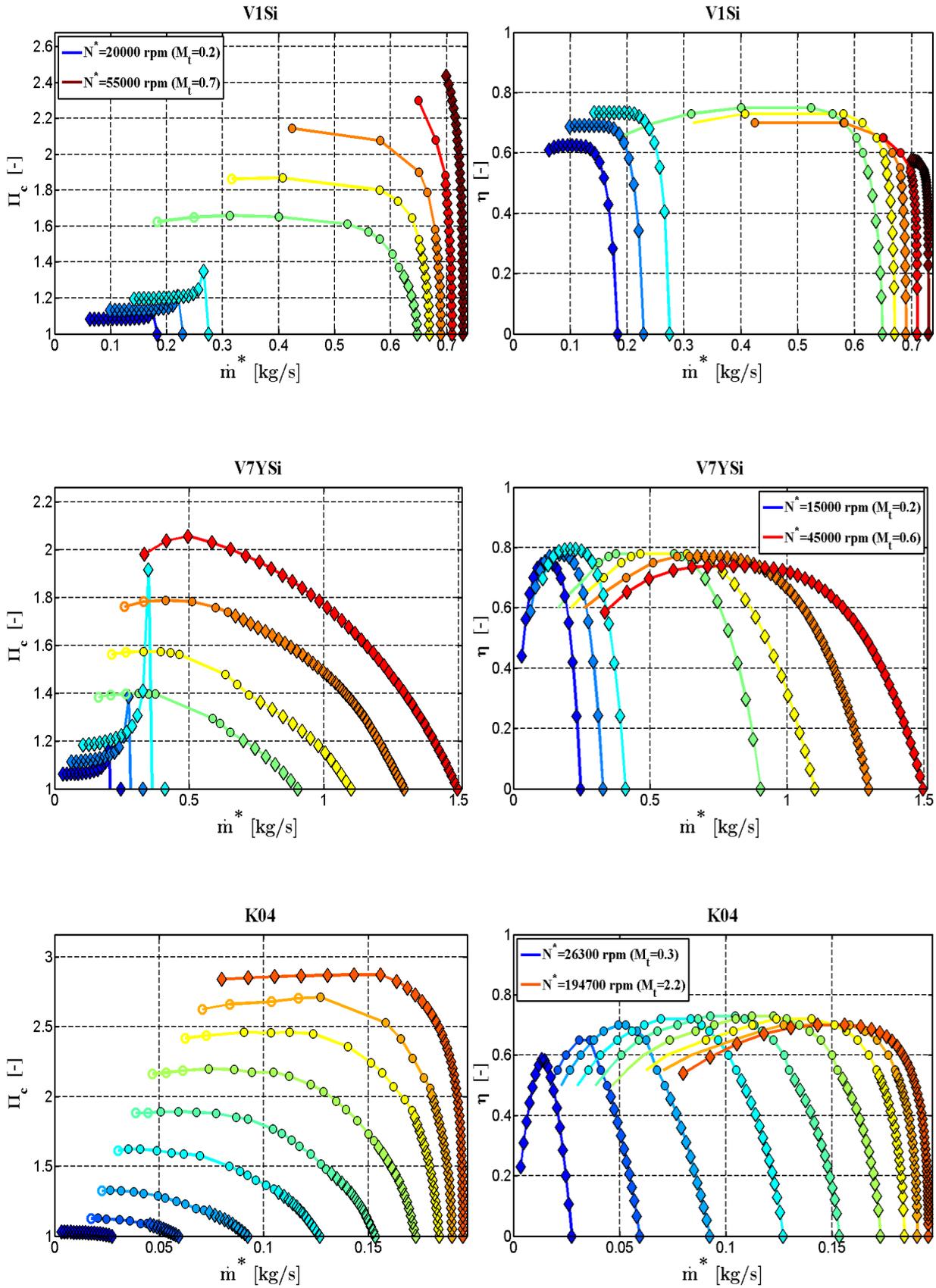


Figura 19. Extrapolación inicial V1Si, V7YSi y K04, izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, * = usados en extrapolación, ◇ = extrapolados).

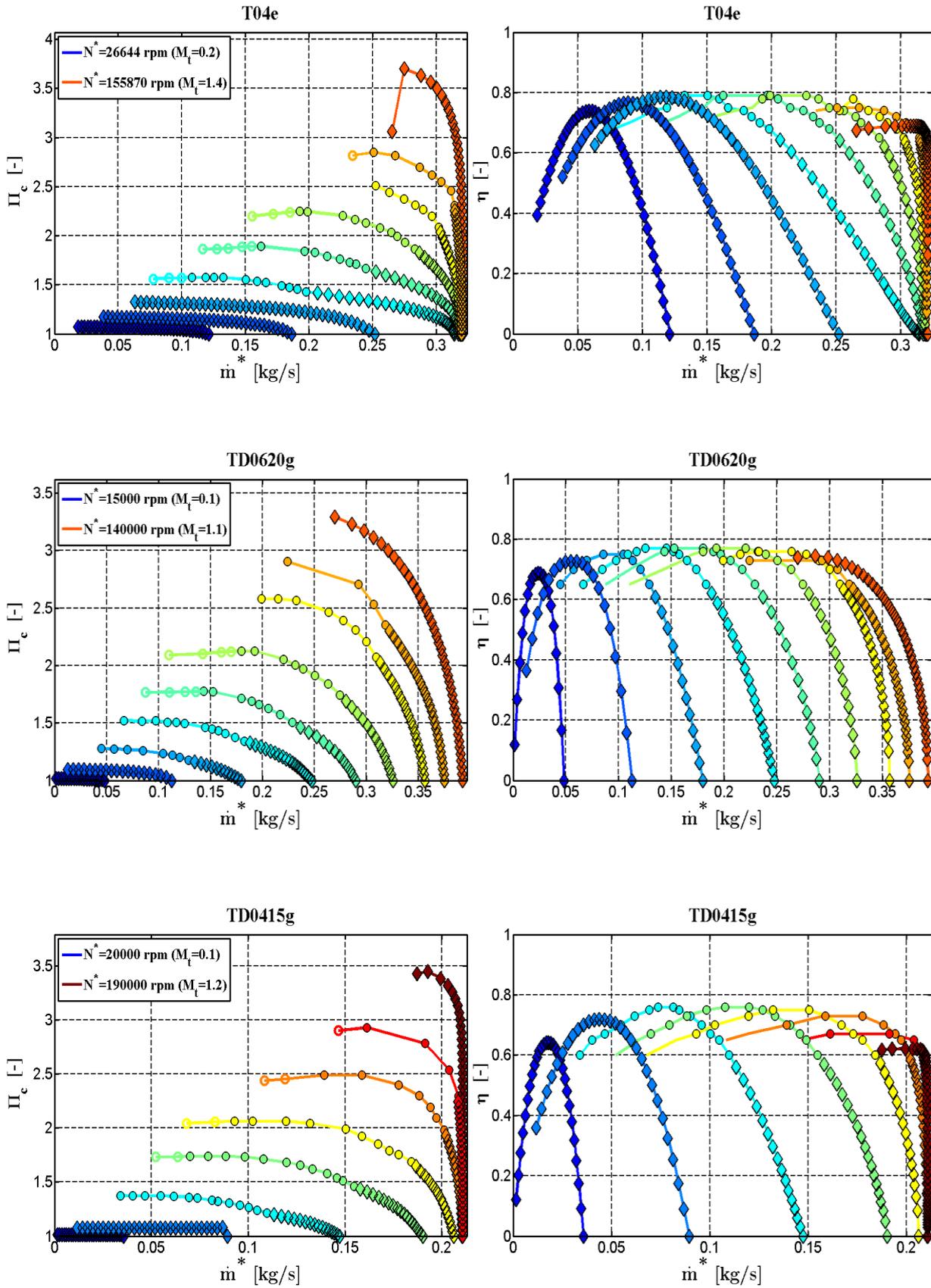


Figura 20. Extrapolación inicial T04e, TD0620g y TD0415g, izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, • = usados en extrapolación, ◊ = extrapolados)

3.3 Análisis y discusión de la validación.

En la primera batería de extrapolaciones, realizada con los mapas de compresor de los que disponía el departamento, se habían obtenido, en general, resultados satisfactorios, pues el algoritmo no había fallado en ningún mapa, cumpliendo con su objetivo de conseguir una extrapolación rápida, poco costosa, pero en la que se representaba correctamente un comportamiento real. Los mayores problemas que se habían visto eran simplemente ajustes menos naturales en ciertas regiones de algún mapa puntual, lo que daba algunas pistas sobre dónde podría desarrollar problemas el modelo. Realizada la segunda batería de extrapolaciones, que empleaba como datos de entrada los dieciocho mapas de compresor nuevos, se pudo realizar una nueva valoración del modelo más crítica.

El programa, había conseguido una extrapolación satisfactoria con la mayoría de los mapas, representando, a priori, un comportamiento real correctamente. No obstante en este caso se produjeron fallos cuya presencia no se podía pasar por alto en la extrapolación de algunos mapas. De acuerdo con la zona de extrapolación en la que se producían o los parámetros de actuación que afectaban, se clasificaron los fallos encontrados en tres tipos: fallos en la extrapolación de la relación de compresión a regímenes de giro más bajos, fallos en la extrapolación de la eficiencia, que principalmente se daba en la zona de relaciones de compresión inferiores a las de entrada, y fallo extrapolando la relación de compresión a régimen de giro mayor.

Los fallos que se producían extrapolando la relación de compresión a regímenes de giro más bajos se dieron principalmente en una familia de compresores centrífugos cuyo fabricante era Vortech, también se observó una extrapolación que no parecía del todo correcta en la misma región en uno de los compresores marca Mitsubishi. El fallo en cuestión se señala a continuación sobre las figuras en las que aparece con un círculo rojo.

En las dos primeras gráficas de la Figura 21 se puede observar como la relación de compresión extrapolada a regímenes de giro más bajos toma valores anormalmente altos cuando se da un cierto gasto másico corregido en esos regímenes. Los valores de relación de compresión superan incluso las relaciones de compresión de otros regímenes de giro mayores para esos gastos másicos en los que se produce este error. Además, tras ese pico de relación de compresión, para gastos mayores los valores extrapolados caen estrepitosamente llegando a ser incluso inferiores a 1. Físicamente el comportamiento del compresor extrapolado en esta zona no tiene sentido, por lo que la búsqueda de una solución a este error se marcó como uno de los objetivos a desarrollar en la mejora del modelo.

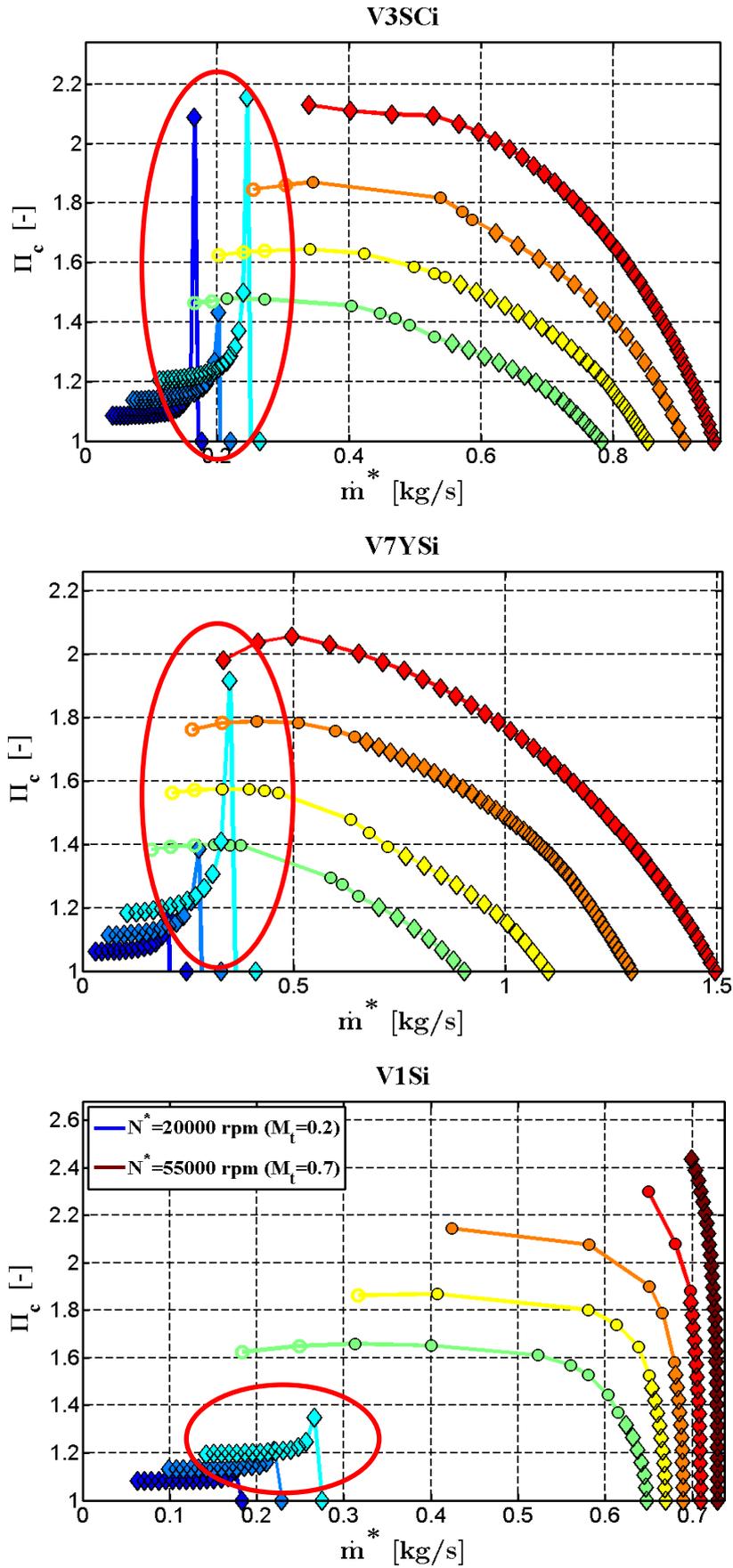


Figura 21. Errores en extrapolación inicial de V3Si, V7Ysi y V1Si a menores regímenes de giro.

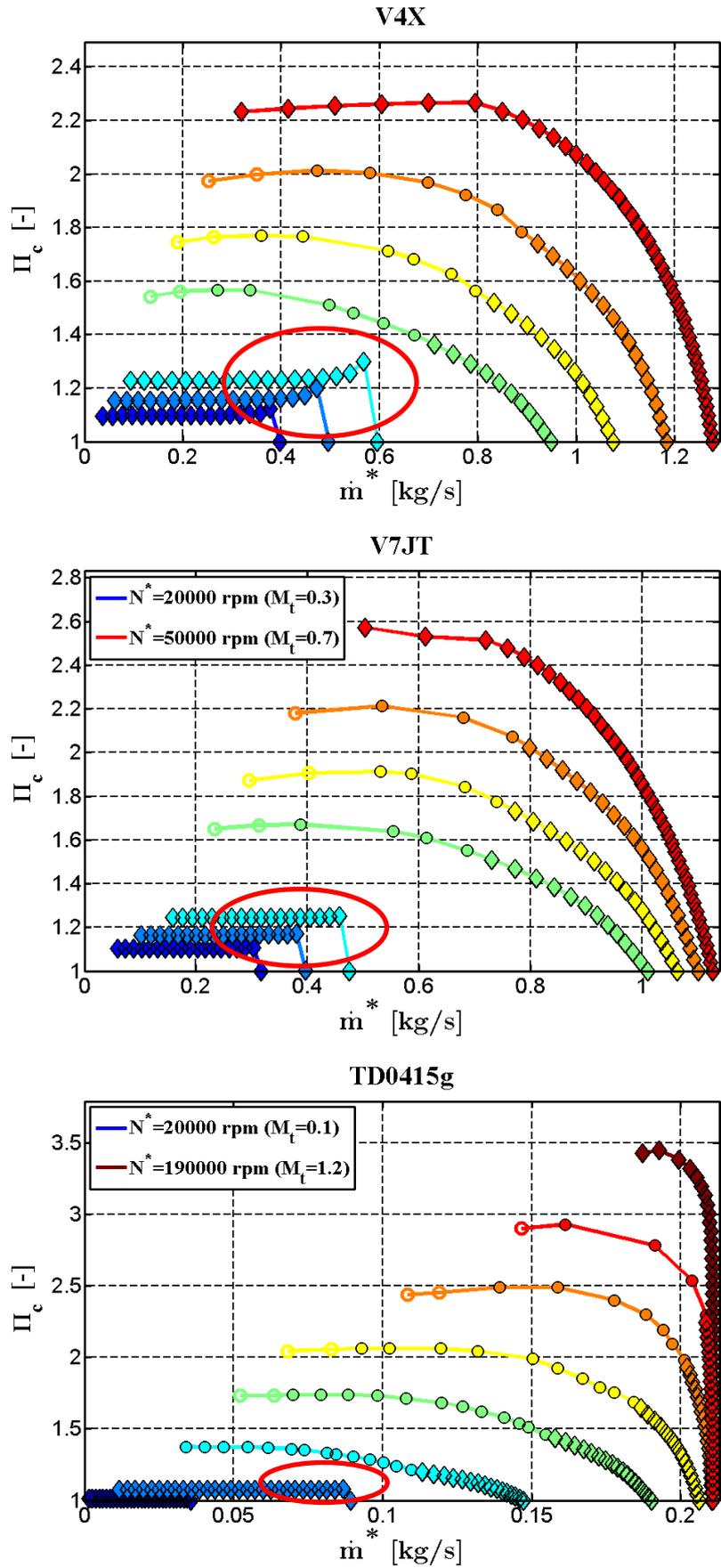


Figura 22. Errores en extrapolación inicial de V4X, V7JT y TD0415g a menores regímenes de giro.

En la última gráfica de Figura 21 se observa un comportamiento similar al comentado anteriormente, aunque menos grave. Se produce un pico de relación de compresión más alto de lo que cabría esperar en los regímenes de giro inferiores extrapolados. En este caso el pico no llega a superar los valores de relación de compresión que se dan en regímenes mayores para esos gastos másicos, ni tampoco se tiene una caída tan brusca de la relación de compresión como en el caso anterior. No obstante no resulta lógico que la extrapolación se haya realizado correctamente, pues en principio el método usado para obtener los resultados a estos regímenes, que se trata del método de Martin, utiliza el régimen inmediatamente superior a los extrapolados, es decir el régimen de giro de entrada más bajo, para ajustar la relación que seguirán el factor de carga y el factor de flujo, los cuales dependen intrínsecamente de la relación de compresión y el gasto másico corregido trasegado. No tiene sentido pues que estos dos parámetros de actuación sigan funciones distintas de las que se han usado para su cálculo.

Por último se muestra la extrapolación de la relación de compresión a regímenes de giro inferiores a los de entrada de los compresores V4X, V7JT y TD0415g en la Figura 22, donde de nuevo se observan comportamientos ligeramente distintos a los mostrados en el resto de mapas. En este caso casi resulta difícil percibirlo, pero se puede apreciar finalmente que los valores de relación de compresión, a medida que aumenta el gasto másico corregido, se mantienen constantes al principio y acaban aumentando hasta llegar a pequeños picos en un cierto punto. Tras este punto, la extrapolación hasta relación de compresión de la unidad sigue una línea más abrupta de lo usual. Por supuesto, la anomalía en estos casos no es tan acusada como en los anteriores mapas comentados, pero de nuevo, el hecho de que el comportamiento de los parámetros de relación de compresión y gasto másico corregido no se ajuste correctamente al dado en el régimen de giro de entrada más bajo, indica que la extrapolación en esta zona está fallando y no esto es algo que no se puede obviar.

Otro de los resultados más notorios que indicaban un incorrecto funcionamiento del algoritmo de extrapolación fueron los hallados en los mapas de eficiencia de algunos compresores. El método empleado para la extrapolación de la eficiencia está diseñado de modo que trata de ajustar cada isóregimen a la forma de una parábola negativa, dependiente de dos parámetros que fijan cuan inclinada está la parábola y lo rápido que se abren las ramas desde el vértice. No obstante se detectaron dos comportamientos, correspondientes al ajuste de estas curvas, inusuales y a priori incorrectos. En algunos casos, a medida que la parábola tomaba valores crecientes de gasto másico y a su vez la eficiencia iba disminuyendo, la rama de la derecha dejaba de seguir la forma de una parábola. En otros casos, el pico de eficiencia, que coincide con el vértice de la parábola, era exageradamente plano o inexistente, formando una meseta que no pareciera poder darse en la realidad.

Un mapa en el que se observó una extrapolación incorrecta de la eficiencia, producida a relaciones de compresión inferiores a las de entrada, se dio en el compresor de la marca Elliott, modelo 1212D cuyo mapa de eficiencia se muestra en la figura anterior. Se

puede observar claramente que la rama de la derecha, a medida que el gasto másico se incrementa, disminuyendo la eficiencia, y la relación de compresión proporcionada por el compresor, deja de seguir la forma usual de una parábola negativa, adoptando un comportamiento casi asintótico en algunos casos. El error parece que solo se produce en ciertos regímenes de giro, pues desaparece en isoregímenes superiores e inferiores. Este fenómeno se dio en otros compresores también, como el mostrado a continuación, un Garret modelo GT28RS que presenta un ajuste inapropiado para la rama de la derecha de tan solo un régimen de giro.

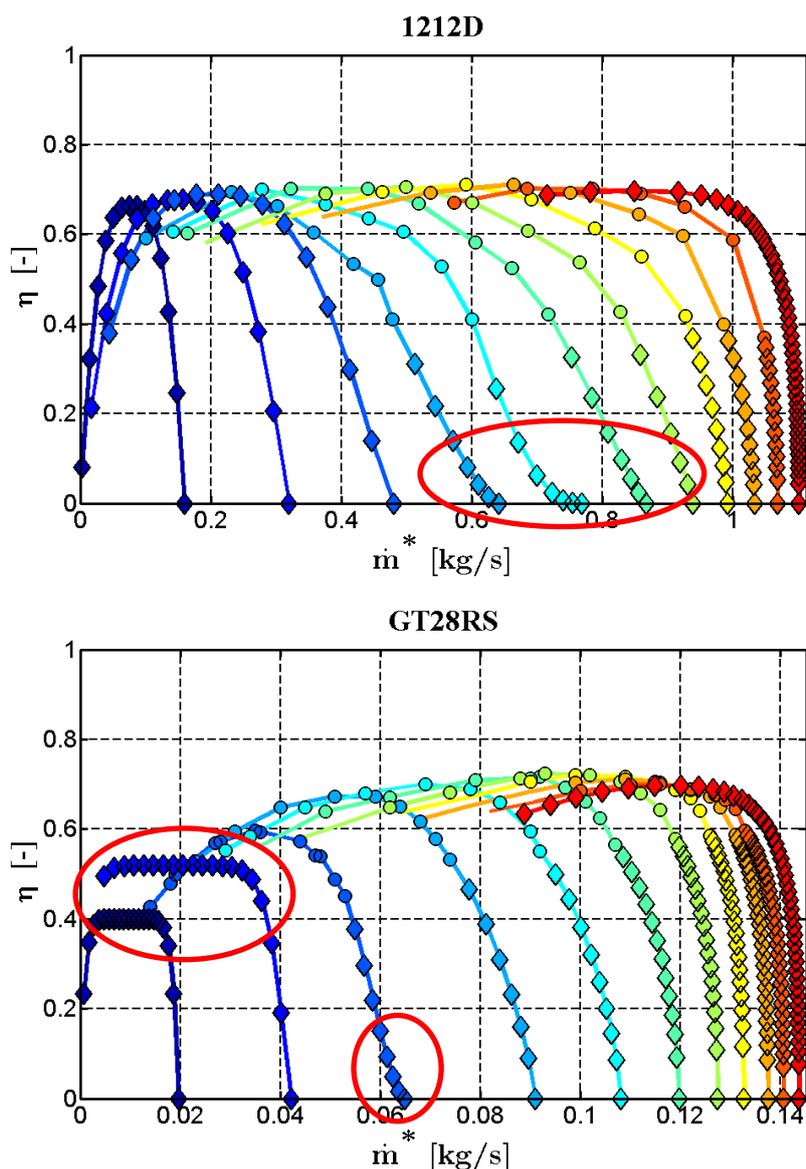


Figura 23. Errores en extrapolación inicial de 1212D y GT28RS en eficiencia.

Además el GT28RS presenta el segundo tipo de error en la extrapolación de la eficiencia que se detectó durante la validación del modelo con los nuevos compresores. Este error consistía en la presencia de picos muy planos o en la ausencia de estos, los cuales tienen lugar en la zona en la que se encuentra el vértice de la parábola. Como se puede observar en la Figura 23, para los dos regímenes de giro más bajos, que se corresponden

con los extrapolados, la zona donde se debería encontrar el vértice tiene varios puntos con los mismos valores de eficiencia, haciendo inexistente el pico que debería haber y a partir del cual se generan las dos ramas, en su lugar se encuentra una meseta que no se da, por lo general, en el resto de mapas. Si bien en este caso no se puede negar que las esas curvas de isorégimen sigan la forma de una parábola, sí se intuye que el método empleado para obtener el parámetro que determina lo picuda que es, no funciona correctamente.

Otro error que se detectó y sobre el que se trabajó en el código para su solución fue la imprecisa extrapolación de relación de compresión al régimen de giro corregido mayor extrapolado aparecida en algunos mapas. A primera vista este fallo sólo apareció en uno de los mapas extrapolados en el modelo, lo cual no facilitó su identificación en absoluto. Tras un análisis de los resultados más exhaustivo se detectaron más mapas, algunos incluso de los que dispuso el departamento durante el desarrollo del modelo, que presentaban un comportamiento poco natural y cuyo sentido físico era dudoso comparado con la mayoría. Se relacionaron estos con el primer mapa dado que la extrapolación a ese régimen se realiza con una función concreta. En el primer caso detectado, el error se muestra de forma flagrante con la aparición de un abrupto pico en el último régimen de giro corregido extrapolado, como muestra se muestra en la figura anexa. Picos menores se observaron en otros mapas.

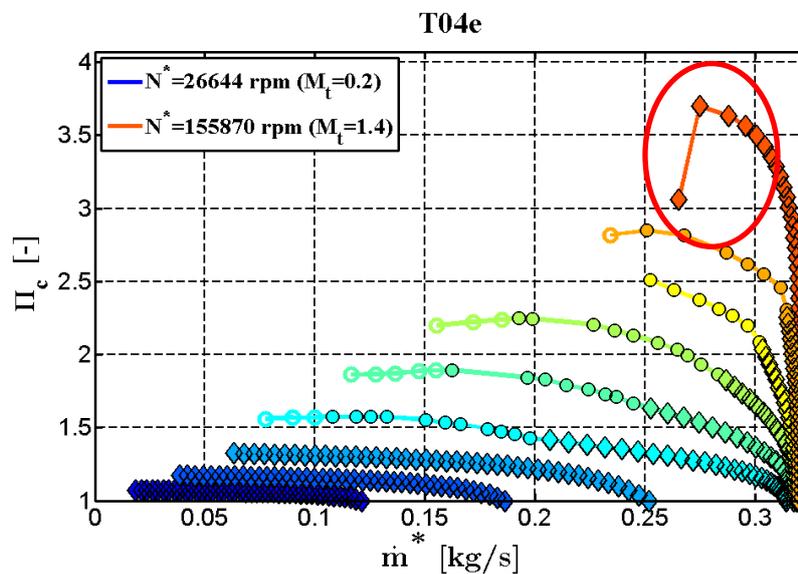


Figura 24. Error en extrapolación inicial de T04e a régimen de giro superior.

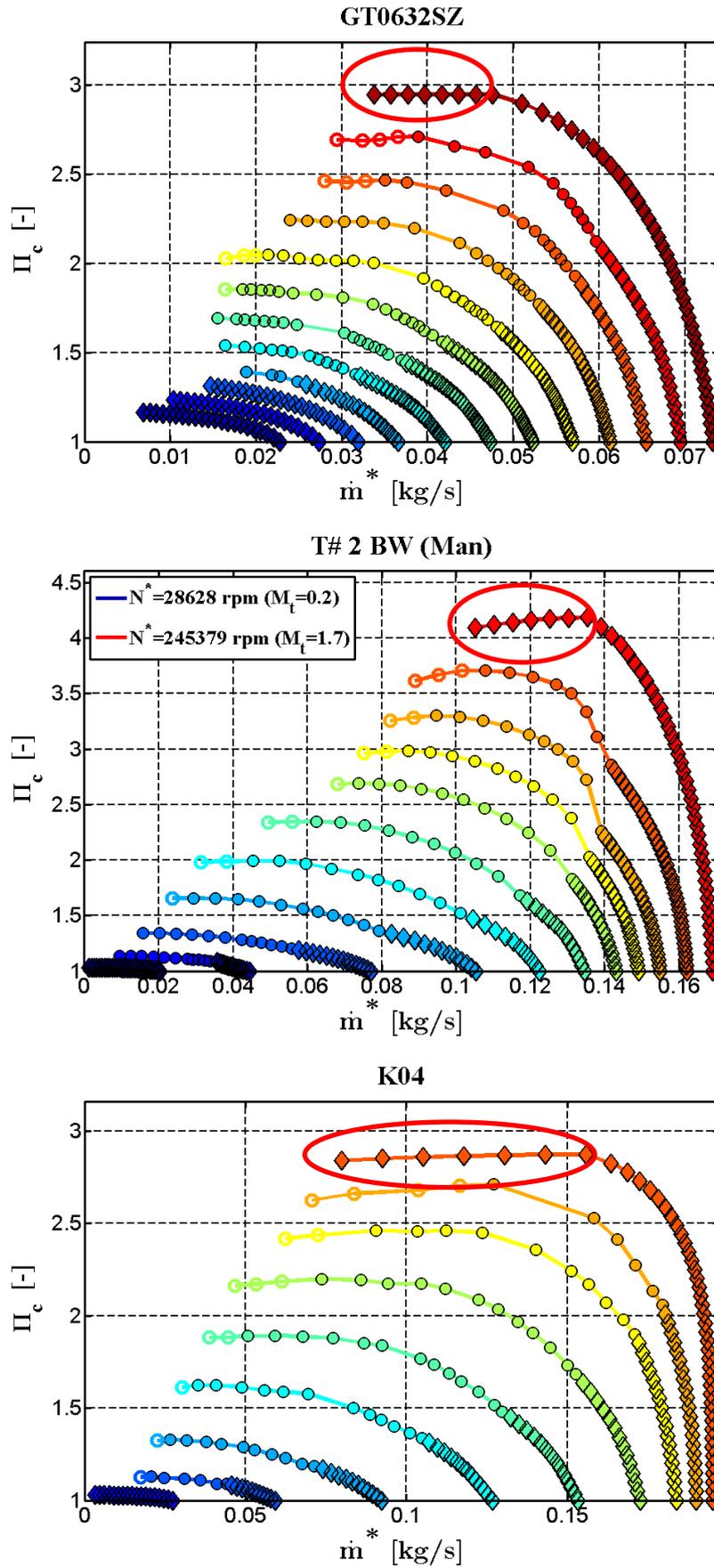


Figura 25. Error en extrapolación inicial de GT0632SZ, T#2BW(Man) y K04 a régimen de giro superior.

En el caso de algunos compresores no fue hasta detectado el error en el mapa del T04e que se creyó que la extrapolación de la relación de compresión al mayor régimen pudiera ser errónea pues como queda reflejado en los mapas de la Figura 25, el comportamiento anómalo es poco perceptible a primer vista, pero una vez analizado con rigor, el hecho de que la relación de compresión siga estrictamente la forma de una recta, ya sea su pendiente casi nula o ligeramente positiva, denota que la curva no se ajusta adecuadamente al criterio establecido por el método de Leufven de la elipse. Se marcó como objetivo la resolución de este problema.

La última conclusión a la que se llegó durante el análisis y discusión de los resultados obtenidos con la extrapolación del modelo, tanto para los mapas previos pertenecientes al departamento como con los nuevos introducidos, fue que la transición entre los puntos usados como datos de entrada y los puntos extrapolados a menor relación de compresión no era totalmente óptima. En algunos mapas, tanto proporcionados por el departamento como introducidos nuevamente, la forma de las curvas generadas por ambos puntos de grupo no parecía conectar de forma natural, pareciendo que la formada por los puntos extrapolados a relación de compresión menor era generada forzosamente por el método de extrapolación. No obstante, tras un tiempo de estudio, no se pudo implementar una mejora tal que solucionará este problema y aún queda por determinar si este fenómeno se debe al modelo o a datos de entrada erróneos.

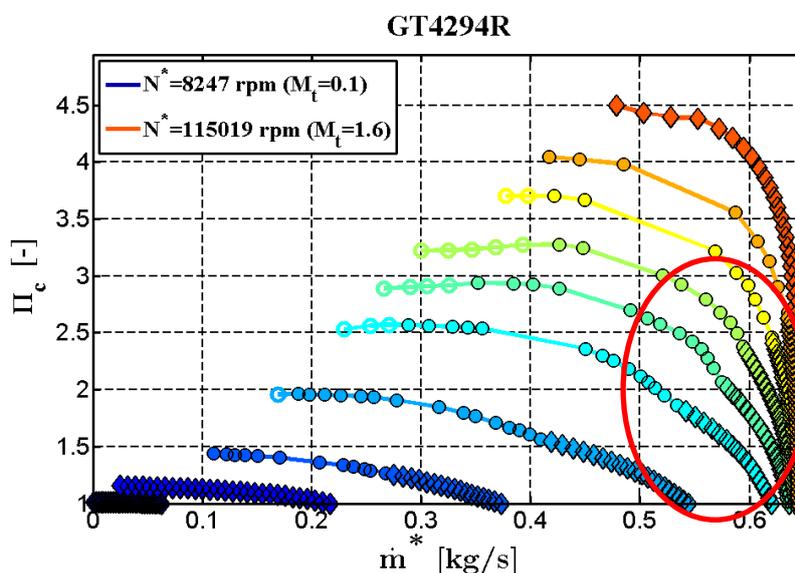


Figura 26. Transición a baja relación de compresión forzada en extrapolación inicial de GT4294R.

4. Mejoras implementadas en el modelo de extrapolación.

4.1 Mejora de la extrapolación a regímenes de giro menores.

La primera corrección de fallos se centró en la extrapolación de la relación de compresión a regímenes de giro corregidos menores pues su existencia ponía de manifiesto que el modelo fallaba gravemente cuando trabajaba en unas condiciones entonces desconocidas. En la extrapolación de esta zona se emplea el método de Martin que, como se explica en el capítulo 2, es alimentado con el régimen de entrada más bajo y predice la relación entre el factor de carga y el factor de flujo para a partir de estos obtener las relaciones de compresión y los gastos máscicos corregidos que se dan en los nuevos regímenes. Para encontrar la razón por la cual se producían los resultados anómalos vistos en el capítulo 3, se procedió a la ejecución paso a paso del modelo en la parte del *script* y con las funciones empleadas que se usan en la extrapolación de esa región y se estudiaron los resultados de distintos parámetros obtenidos durante el mismo con el objetivo de obtener información que arrojará luz sobre lo adecuado que estaba siendo el ajuste. Estudiar estos parámetros y compararlos con los obtenidos en mapas donde la extrapolación no generaba errores fue de gran utilidad para la comprensión de la falla.

Siguiendo el orden de funcionamiento del algoritmo, el primer paso que realiza en esta extrapolación es el cálculo de los coeficientes de Martin, coeficientes que emplea para relacionar el factor de carga y el factor de flujo. Estos coeficientes se obtienen tras un ajuste por mínimos cuadrados como se explicó en el capítulo 2. Se decidió analizar este proceso en los compresores que se obtenían errores y compararlo con los que generaban una buena extrapolación. Para ello se comparó, en cada mapa, la relación entre los valores reales ϕ y ψ que utilizaba para alimentar el método de ajuste, y la relación entre el ψ que se obtenía tras realizar el ajuste a la función de Martin, dependiente de los coeficientes de Martin que se calculaban y los valores reales de ϕ . En las siguientes figuras se representan estas comparaciones.

Como se puede apreciar en las seis primeras gráficas de la Figura 27, donde la línea azul representa la relación del factor de carga real y el factor de flujo real obtenidos en el régimen de giro corregido más bajo de los introducidos y la línea roja representa el factor de carga obtenido tras ajustar según la función que propone Martin y el factor de flujo real, el ajuste que se conseguía en los compresores que luego presentaban anomalías en esta zona de extrapolación, no lograba representar la relación real que existía entre ambos parámetros. Por el contrario, en los compresores que no presentaban anomalía en esta zona, el ajuste era casi perfecto, como muestran la seis gráficas inferiores de la, donde se

representa la misma comparación de relaciones que en la anterior figura pero en seis compresores con resultados satisfactorios en esa zona. Resultaba claro que el método de ajuste tenía problemas para obtener unos coeficientes de Martin adecuados para relacionar ambos parámetros adimensionales.

Ahondando más en el problema, se determinó que en el resto de compresores, en los que no se producían fallos en esta zona, los factores de carga que presentaba el régimen más bajo introducido no tomaban valores mucho mayores que 1, de hecho ninguno alcanzaba valores superiores a 1.3. Los valores máximos que alcanzaba el factor de flujo en estos compresores también eran siempre inferiores a los que se alcanzaba en los compresores con los que el modelo tenía problemas. Cuando se realizaba el ajuste entre ϕ y ψ alimentando el método con valores reales de estos superiores a los mencionados, los coeficientes de Martin obtenidos hacían que la función no se ajustara correctamente.

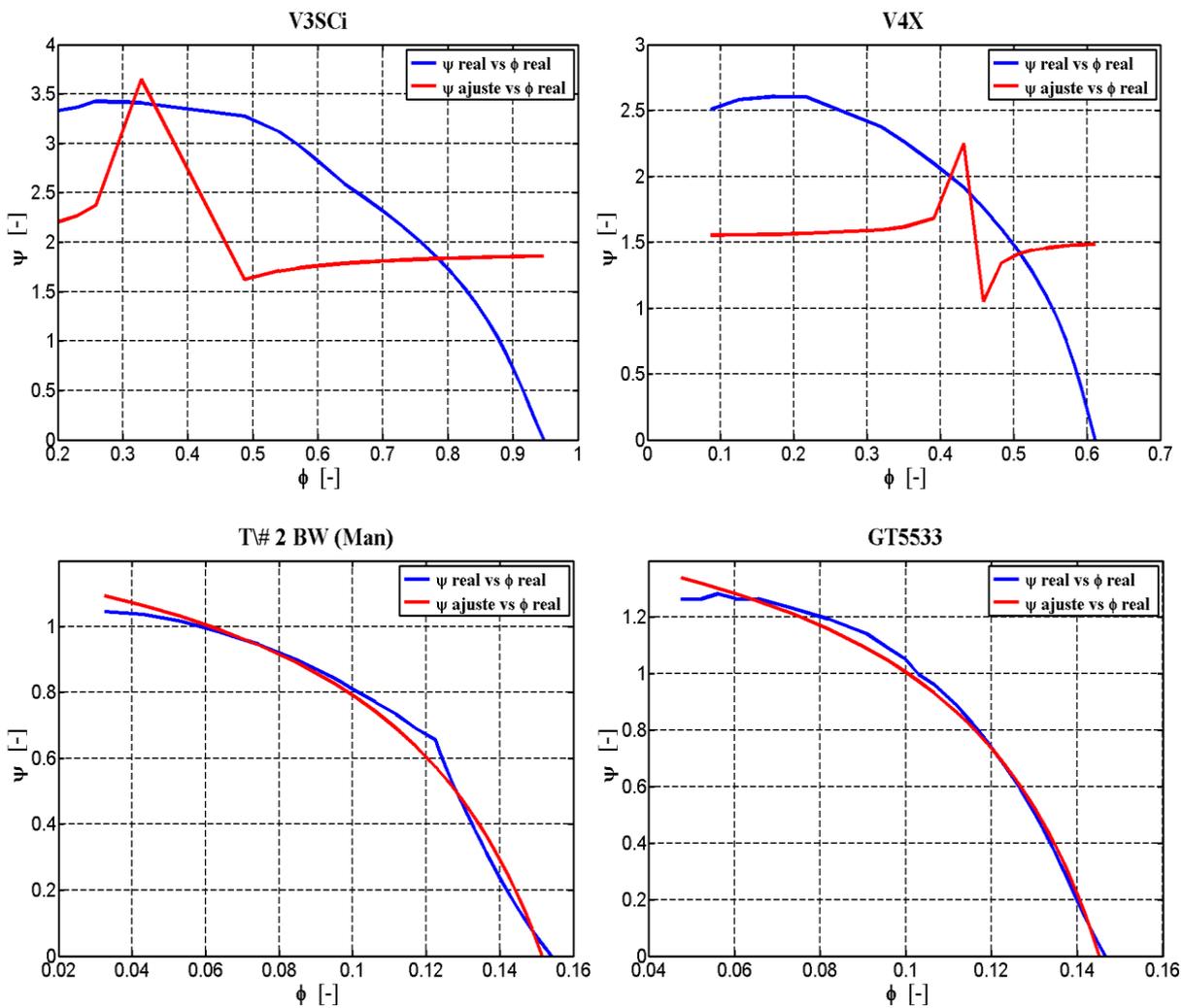


Figura 27. Comparativa ψ real vs ϕ real (azul) y ψ ajuste vs ϕ real (rojo) en dos compresores que fallaba (arriba) y dos que no (abajo).

Se decidió pues intentar solucionar el problema desde este punto y partiendo de la información recogida en el análisis. Se propuso realizar una normalización sistemática del factor de carga y el factor de flujo que son introducidos al método de ajuste, acotando sus

valores alrededor de los rangos de $[0, 1.2]$ y $[0, 0.1]$ respectivamente. De esta manera se esperaba que los coeficientes de Martin obtenidos generaran una función de Martin que se ajustara correctamente a la realidad. No obstante el método de Martin no acaba ahí, pues emplea la función generada para obtener valores de ambos parámetros adimensionales que se dan en los nuevos regímenes y a partir de ellos calcula la relación de compresión y el gasto másico corregido. Como la función se obtenía a partir de unos datos normalizados, se debían desnormalizar los valores de factor de carga y factor de flujo que se predecían para los nuevos regímenes antes de calcular la relación de compresión y el gasto másico que les correspondía, pues de lo contrario no se obtendrían resultados que representaran la realidad. Así se hizo en todo el código que empleaba el método de Martin para la extrapolación a regímenes inferiores. De tal manera que los pasos que seguía el método de Martin ahora modificado eran: cálculo de ϕ y ψ reales del último régimen de giro introducido, normalización de estos ϕ y ψ para que acotarlos a un rango alrededor de $[0, 0.1]$ y $[0, 1]$ respectivamente, ajuste de estos parámetros adimensionales normalizados a la función de Martin (2.13) y obtención de los coeficientes de Martin k_1 , k_2 y k_3 que la definen, cálculos de los valores de ϕ y ψ que tendrán los nuevos regímenes (en el capítulo 2 se detalla cómo se realiza este proceso), desnormalización de los ϕ y ψ de los nuevos regímenes de giro, y cálculo de Π y \dot{m}^* de los nuevos regímenes de giro.

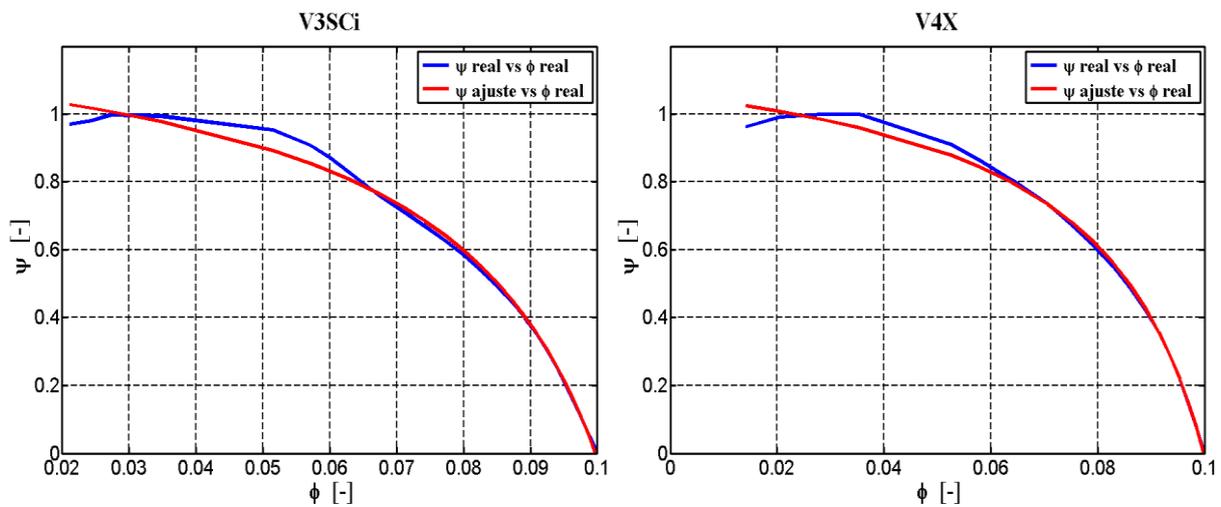


Figura 28. Comparativa ψ real vs ϕ real normalizados (azul) y ψ ajuste vs ϕ real normalizados (rojo) en los compresores en los que se obtenían errores extrapolando a regímenes de giro bajos, tras la mejora.

En la Figura 28 se muestra una comparativa entre la relación de los valores de ϕ y ψ reales tras ser normalizados y la relación entre los valores de ψ normalizado obtenido tras el ajuste y ϕ normalizado. Se observa que ahora el ajuste sí logra representar la relación real entre ambos parámetros tras ser normalizados. A continuación se muestran unos ejemplos comparando los resultados conseguidos antes y después de implementar la mejora. En el capítulo 5 se muestran los resultados de la extrapolación de todos los mapas tras las distintas mejoras implementadas, donde se pueden encontrar los mapas de compresores cuya extrapolación a bajos regímenes de giro daba fallos y cómo esta modificación del modelo consiguió corregirlos sin afectar a los compresores que ya se extrapolaban correctamente.

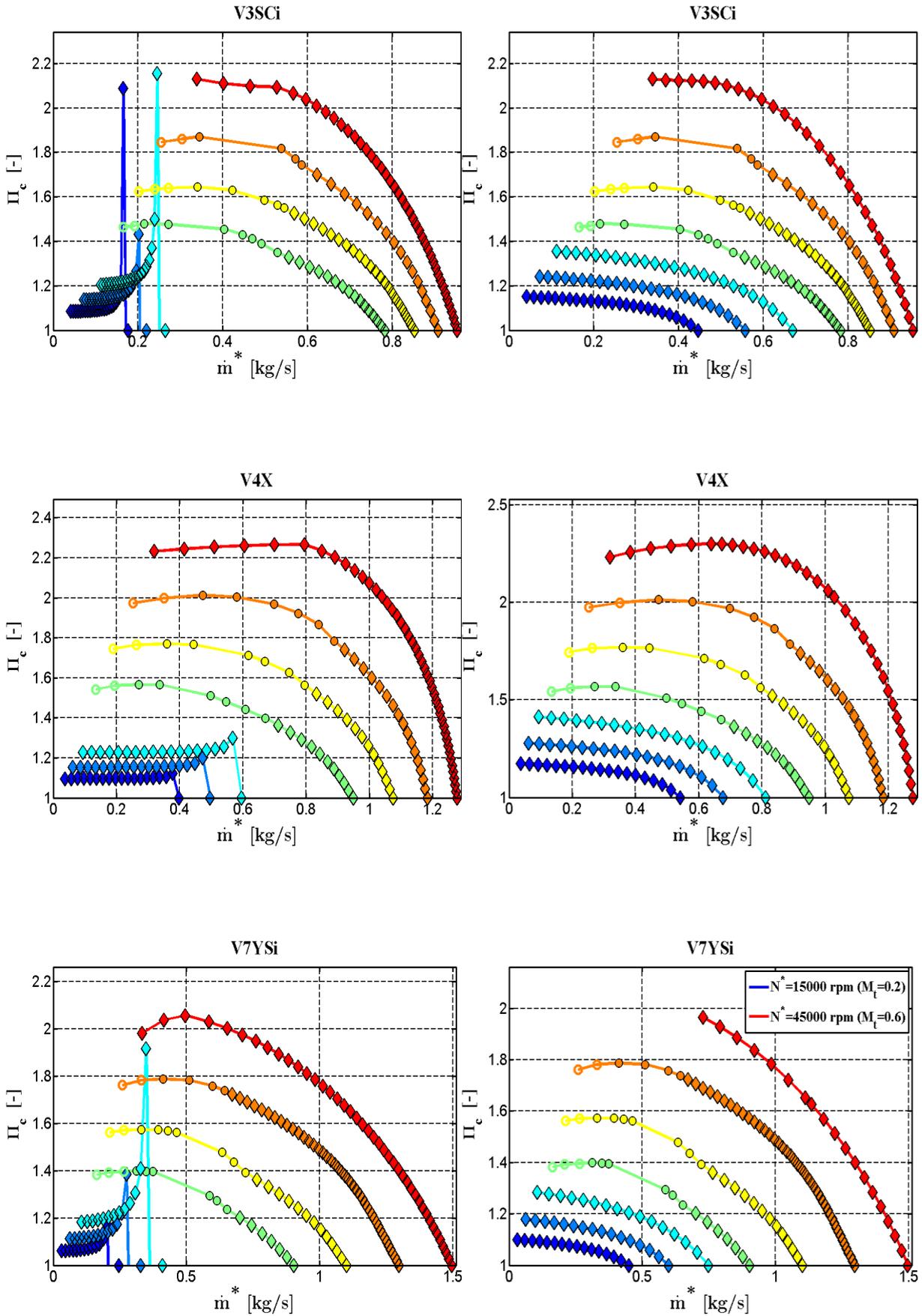


Figura 29. Comparación de la extrapolación conseguida antes (izquierda) y después (derecha) de implementar la mejora en la zona de relación de compresión menor.

4.2 Mejora de la extrapolación de la eficiencia.

La corrección de los errores hallados en la extrapolación de la eficiencia en algunos mapas de compresor se marcó como un objetivo a alcanzar necesario para la mejora del modelo dado la importancia de obtener una extrapolación precisa y que represente el comportamiento real de este parámetro adecuadamente para las posibles aplicaciones del modelo empleado en el presente trabajo.

El método de extrapolación de eficiencia se había desarrollado de forma propia en el departamento y partiendo de que los varios métodos de extrapolación ya existentes para este parámetro no conseguían resultados satisfactorios. En el capítulo 2 se describe detalladamente esta extrapolación, si bien sus pasos principales son realizar un ajuste de los datos de entrada que se tienen para que pueda ser posible los obtener valores máximos de eficiencia así como de los gastos máxicos en que se da para todos los regímenes de giro. Tras esto se normalizan los datos que se tienen y se ajustan a la ecuación de una parábola negativa dependiente de dos parámetros que definen lo inclinada hacia la derecha que está la parábola y cuán picuda es (lo agresiva que es la zona en la que se encuentra el vértice de la parábola), con la función de la parábola definida, se completan las curvas de eficiencia de todos los regímenes de giro en todos sus puntos. Los fallos que se encontraron en esta extrapolación en algunos casos tras validarla con los nuevos mapas de compresor añadidos, descritos extensamente en el capítulo 3, eran un ajuste erróneo de la rama derecha de la parábola y la aparición de mesetas alrededor del vértice de la parábola, es decir la ausencia total de una forma picuda alrededor del vértice de la parábola.

La forma de proceder para solucionar este problema fue similar a la optada en la resolución del fallo de extrapolación a bajos regímenes de giro. Se analizó todo el código del modelo que contribuía a la extrapolación de la eficiencia paso a paso y desde el principio con el fin de no pasar por alto ningún posible fallo, comparando los resultados que se obtenían tras el uso de cada uno de sus scripts y los parámetros que iban sirviendo para alimentar los siguientes, entre los mapas que presentaban los fallos y mapas cuya extrapolación era correcta. No obstante se intuía que, al menos el error del mal ajuste de la rama derecha a la forma parabólica, se debía al cálculo de los parámetros que definían la función (2.20).

El análisis de la primera tarea que realizaba el modelo en esta extrapolación, la obtención de los valores máximos de eficiencia que se daban, no fue de mucha utilidad pues esta parte del código funcionaba correctamente debido a que los ajustes que realizaba eran relativamente simples y se ajustaban correctamente al comportamiento real, además los valores máximos que se obtenían, independientemente de para qué régimen de giro fueran, se encontraban en un rango bastante acotado debido a que al fin y al cabo el parámetro se trata de una eficiencia.

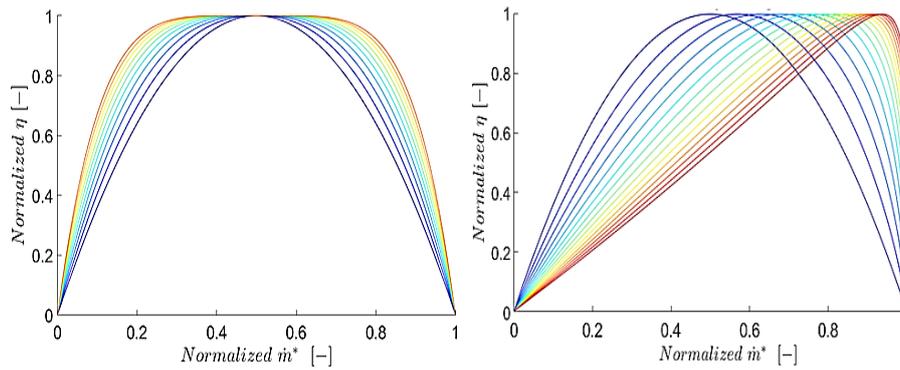
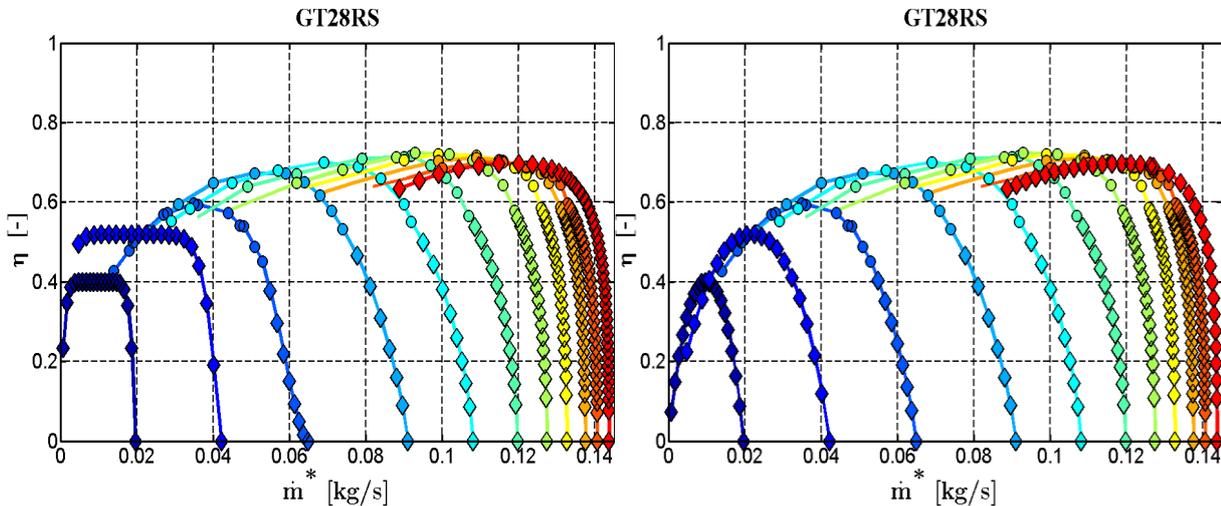


Figura 30. Ajuste η a función parabólica (2.20), izquierda variando el parámetro β con α constante, derecha variando α con β constante.

A continuación el modelo pasa a normalizar los datos que tenía para posteriormente ajustar cada conjunto de datos de cada isorégimen a una parábola. En un principio se buscó modificar la forma en que se normalizaban estos datos, que eran eficiencia y gasto másico de cada punto, para asegurar un correcto ajuste. En esta vertiente de trabajo se probaron distintas ideas, de las cuales ninguna ofreció unos resultados que se adecuaron a todos los compresores que se tenía para validar.

Avanzando en el código, se pasó a estudiar el ajuste en sí de los datos normalizados para obtener los dos parámetros que definían totalmente la parábola. Aquí se halló el origen del problema. Los valores de α a los que convergía el ajuste en los regímenes de giro de los mapas que presentaban errores eran inferiores a 1. Esto no sucedía en el resto de casos en los que la extrapolación funcionaba correctamente siendo α siempre superior o igual a 1. Por otro lado, se observó que en aquellos regímenes en los que se formaban las exageradas mesetas, los valores de β a los que convergía el ajuste eran muy superiores a los valores que se daban en los casos que presentaban una forma alrededor del vértice natural y propia de una parábola. De nuevo el problema se daba en la realización del ajuste para la obtención de los parámetros que definían la función que se empleaba para extrapolar un parámetro. Debido, a que antes ya se había intentado modificar los parámetros con los que se alimentaba el ajuste en un intento sin éxito de corregir el fallo, se decidió ahora actuar sobre la forma en que se realizaba el ajuste para la obtención de los parámetros α β . Aumentando el número de iteraciones que realizaba la función encargada de hallar los parámetros, se consiguieron obtener mejores resultados en el parámetro β , si bien el modelo se volvía más lento pues el mayor número de iteraciones afectaba a todas las extrapolaciones. Se cambió entonces el tipo de bucle que se empleaba, un bucle *for* con un gran número de iteraciones por un bucle *while* cuyos criterios de convergencia eran que la diferencia entre los valores de ambos parámetros de una iteración y la anterior fuera menor a 10^{-6} . De esta manera se consiguieron resultados excelentes en la obtención del parámetro β con un coste computacional sorprendentemente bajo, incluso inferior al inicial, pues en los casos que no se producía error el bucle finalizaba a las pocas iteraciones. No se consiguió, sin embargo, mejorar el cálculo del parámetro α con estas modificaciones, no obstante se decidió imponer, al finalizar el bucle, que el valor mínimo fuera de 1 pues para

la función propuesta a la que se aproximan las distintas curvas de eficiencia, valores inferiores desvirtúan la parábola, es decir la función deja de ser una parábola. Al final de esta página se muestran dos ejemplos comparando los resultados obtenidos antes y después. El resto de se muestran en el capítulo 5, en la extrapolación final de todos los mapas aplicando las distintas mejoras hechas.



4.3 Mejora de extrapolación a régimen de giro superior.

La última mejora implementada en el modelo afecta la extrapolación de la relación de compresión al régimen de giro corregido superior a los que fueron introducidos. La meta de esta corrección es pulir los resultados observados en la validación del programa en esta zona de extrapolación, evitando la aparición de picos abruptos o líneas rectas en las curva de este isorégimen. El algoritmo emplea para esta extrapolación el método de Leufven, ya empleado en otras zonas con resultados satisfactorios, por lo que era conveniente asegurar su validez en el régimen de giro mayor.

La forma en que se consigue extrapolar esta zona, descrita en el capítulo 2, se basa en determinar, a partir de las regiones ya extrapoladas y especialmente empleando los coeficientes de Leufven, los puntos de pendiente nula, entrada a bombeo y el punto de gasto másico máximo, ajustando la curva a la forma de una parábola. Con estos puntos se podría completar la curva con nuevas relaciones de compresión y gasto másico corregidos relacionándolos según la ecuación (2.11) dependiente de parte de los coeficientes de Leufven obtenidos en la extrapolación a menor relación de compresión.

La extrapolación en este punto realiza una comparación entre el gasto másico al que se llega a bombeo y el gasto másico de pendiente nula de la elipse. En caso de que el primero sea mayor, elimina los puntos que se encuentran entre ambos, pues esa zona formaría parte de la región de funcionamiento en bombeo. Si el gasto másico de pendiente

nula es mayor, calculará las relaciones de compresión que se dan en puntos comprendidos entre ambos gastos máscicos. Fue en esta parte donde se observó que se producían los fallos en la extrapolación en esta zona y se realizaron diversos cambios. El valor que se tomaba de la relación de compresión máxima, utilizado para el cálculo de los vectores de gasto máscico corregido y relación de compresión, era erróneo así que se corrigió. Se mejoró la forma en la que se obtenían los puntos a lo largo de la curva, calculando relación de compresión y gasto generando de dos formas distintas, la primera generando un vector de relaciones de compresión entre la relación de compresión en el punto de pendiente nula y la relación de compresión igual a la unidad y calculando los gastos máscicos que corresponden a esas relaciones de compresión con el método de Leufven, y la segunda forma generando un vector de gastos máscicos entre el gasto máscico que se tiene en el punto de pendiente nula y el gasto máscico que se da en relación de compresión igual a la unidad, y calculando las relaciones de compresión que le corresponden a estos gastos máscicos con el método de Leufven. Una vez calculadas ambas formas, se eliminaban de los vectores creados por la primera forma, aquellos elementos que distaran demasiado entre sí, y de la segunda forma se eliminaban los elementos que eran mayores a los del vector anterior. Luego los vectores de relación de compresión y gasto máscico que quedaban de cada una de las formas calculadas se unían. Finalmente se realizaba de nuevo la comparación de los gastos máscicos mínimos que se tenían con el gasto máscico de bombeo y se determinaba si se quitaban puntos o se añadían. De nuevo, los resultados se muestran en el siguiente capítulo, donde se puede observar, comparando con la extrapolación realizada para validar el modelo, el gran número de compresores que mejoran su extrapolación de relación de compresión en el régimen de giro superior.

5. Resultados extrapolación final.

A continuación se presentan los resultados obtenidos con la extrapolación del modelo tras las mejoras implementadas. Se muestran todos los mapas de los que se dispone, tanto los que se tenían previamente como los nuevos mapas introducidos.

El formato con que se presentan es el mismo que el visto en el capítulo 3, a la izquierda mapa de relación de compresión, a la derecha mapa de eficiencia. A mayor calidez del color de la línea, mayor régimen de giro y los símbolos indican el mismo significado: puntos vacíos son datos de entrada no usados en la extrapolación, puntos rellenos representan los datos de entrada que sirvieron para llevar a cabo la extrapolación y los rombos son los puntos obtenidos de la extrapolación.

Especialmente interesantes son los nuevos resultados de los compresores que aparecieron en el capítulo 3 por presentar claros problemas en su extrapolación original, no obstante, no son estos todos los que consiguen mejorar su extrapolación. Otro aspecto en el que prestar atención es el hecho de que aquellos compresores que presentaban unos resultados perfectos durante la validación inicial del modelo, no se han visto afectados por las mejoras implementadas en este, demostrando así la fiabilidad de estas mejoras.

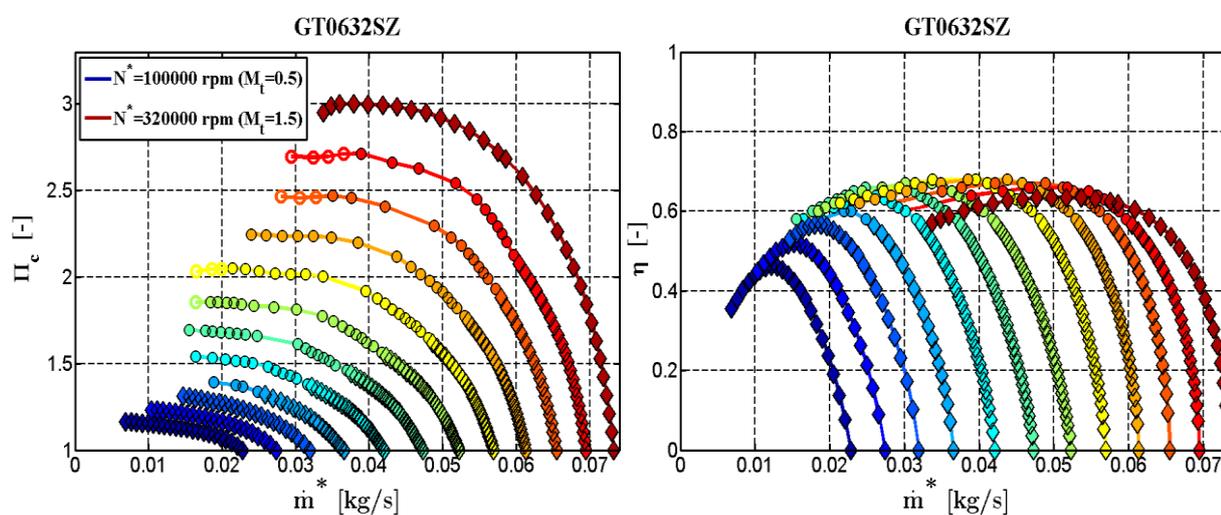


Figura 31. Extrapolación final de GT0632SZ. Izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, • = usados en extrapolación, \diamond = extrapolados)

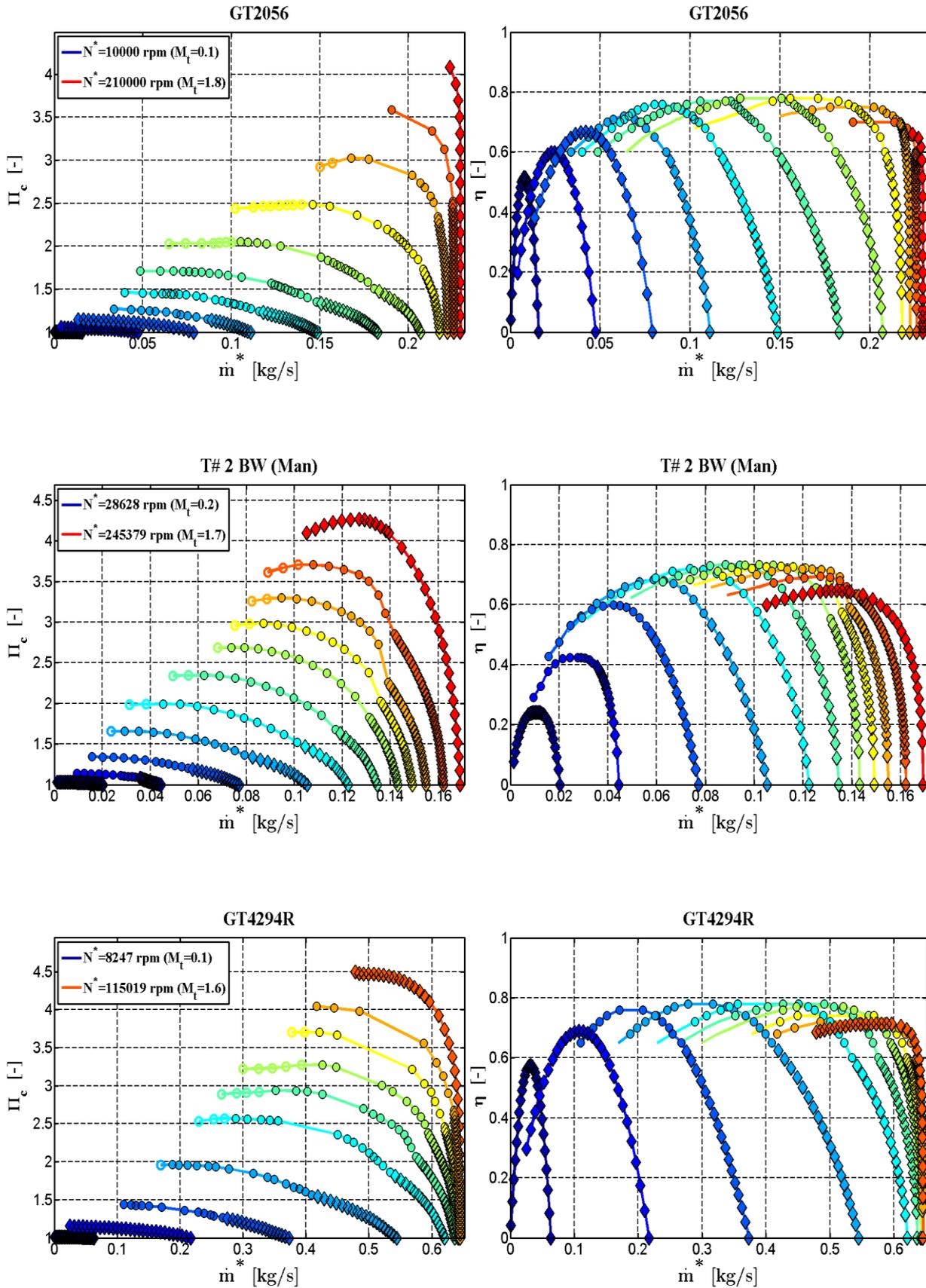


Figura 32. Extrapolación final de GT2056, T#2BW (Man) y GT4294R. Izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, * = usados en extrapolación, ◇ = extrapolados).

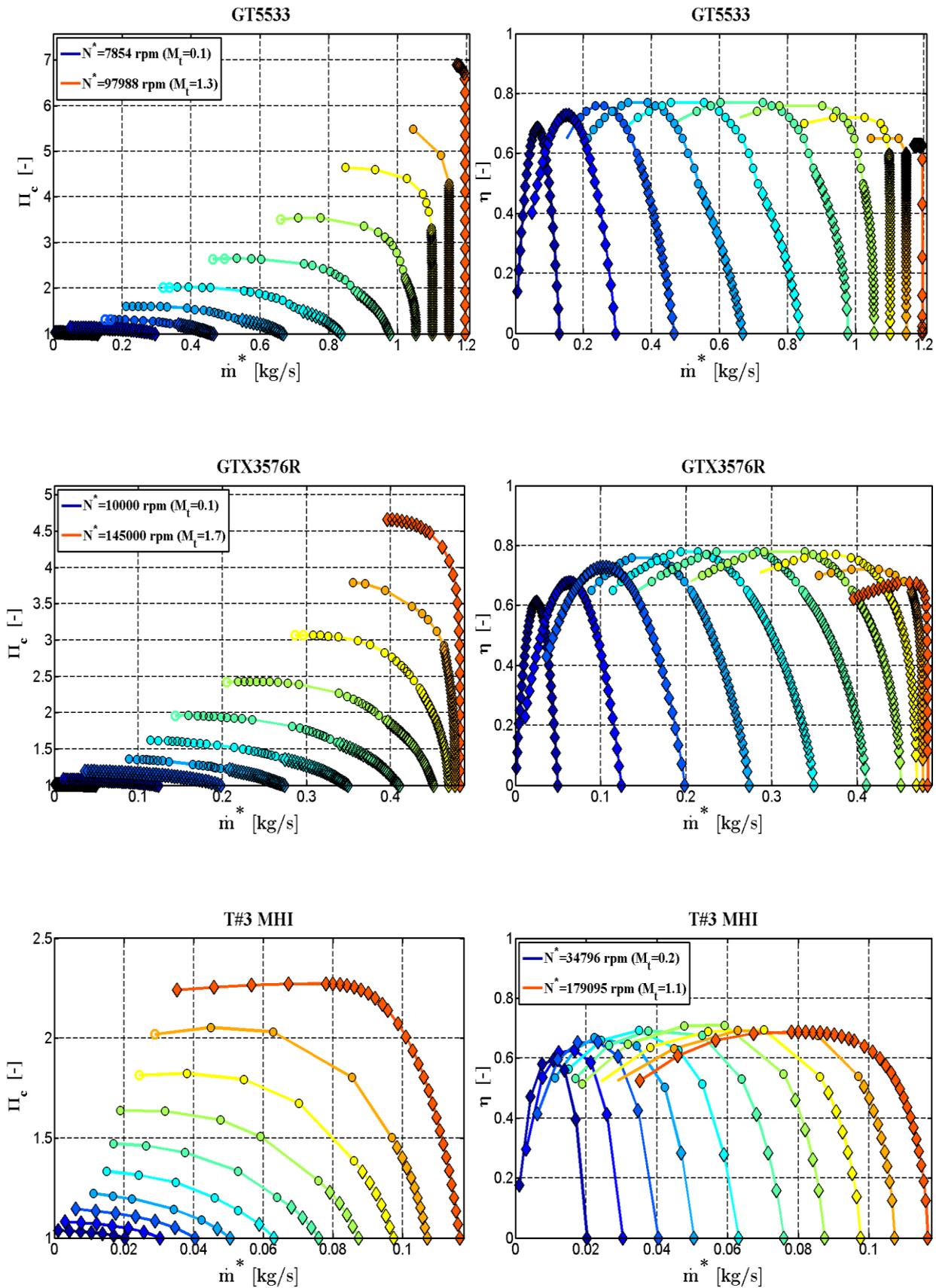


Figura 33. Extrapolación final de GT5533, GTX3576R y T#3MHI. Izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, • = usados en extrapolación, ◊ = extrapolados).

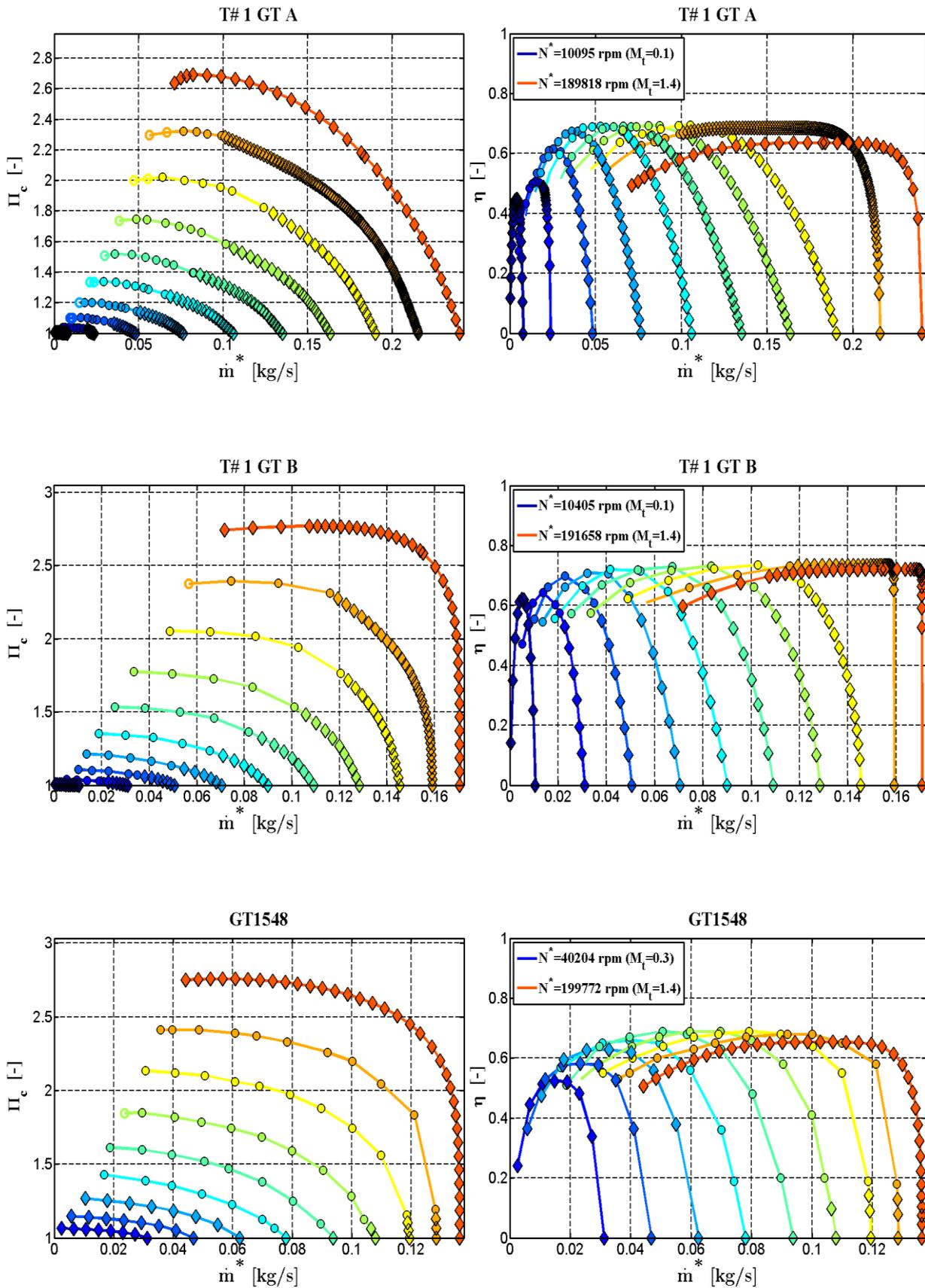


Figura 34. Extrapolación final de T#1 GT A, T#1GT B y GT1548. Izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, • = usados en extrapolación, ◊ = extrapolados).

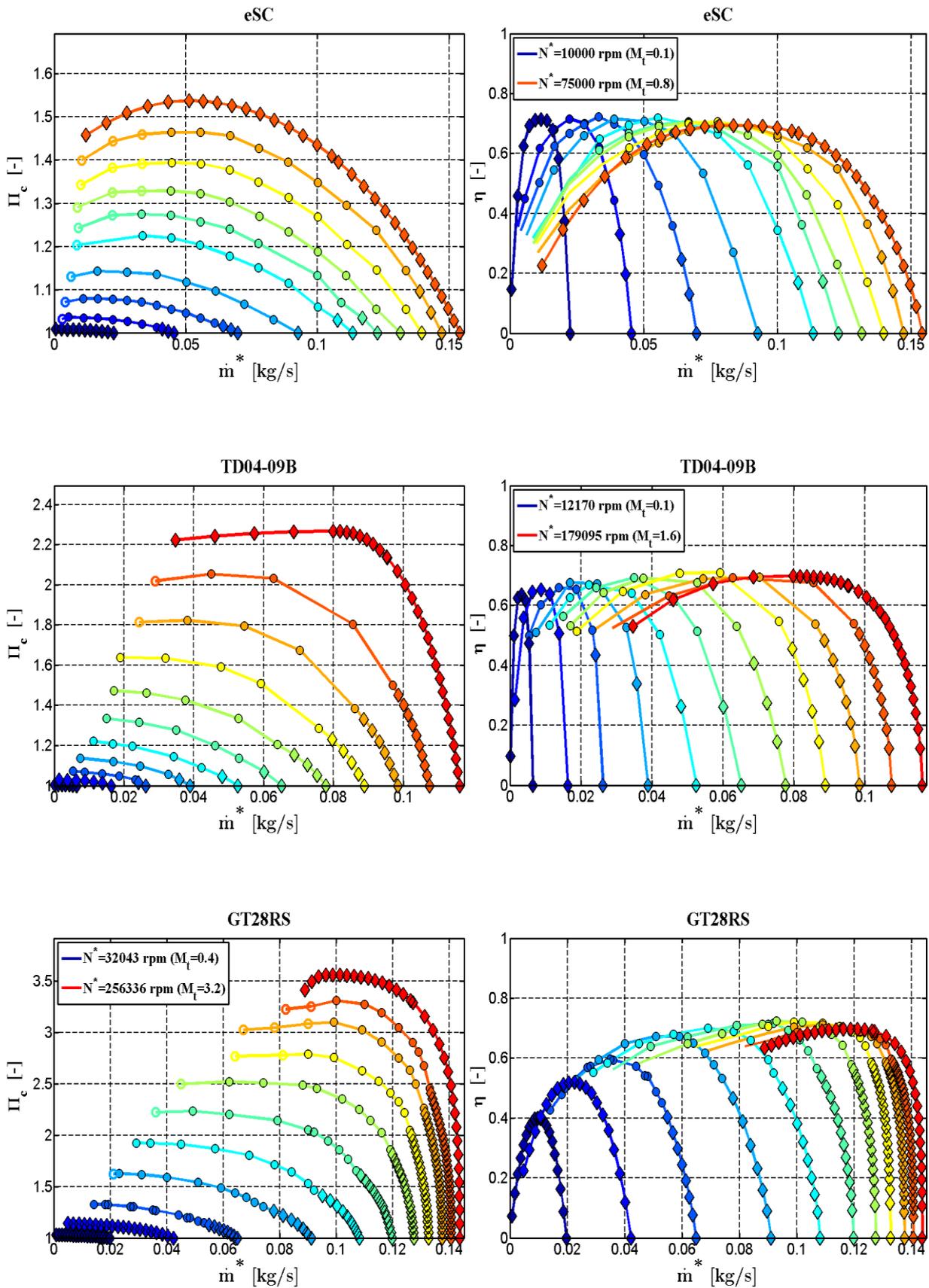


Figura 35. Extrapolación final de eSC, TD0409B y GT28RS. Izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, • = usados en extrapolación, ◊ = extrapolados).

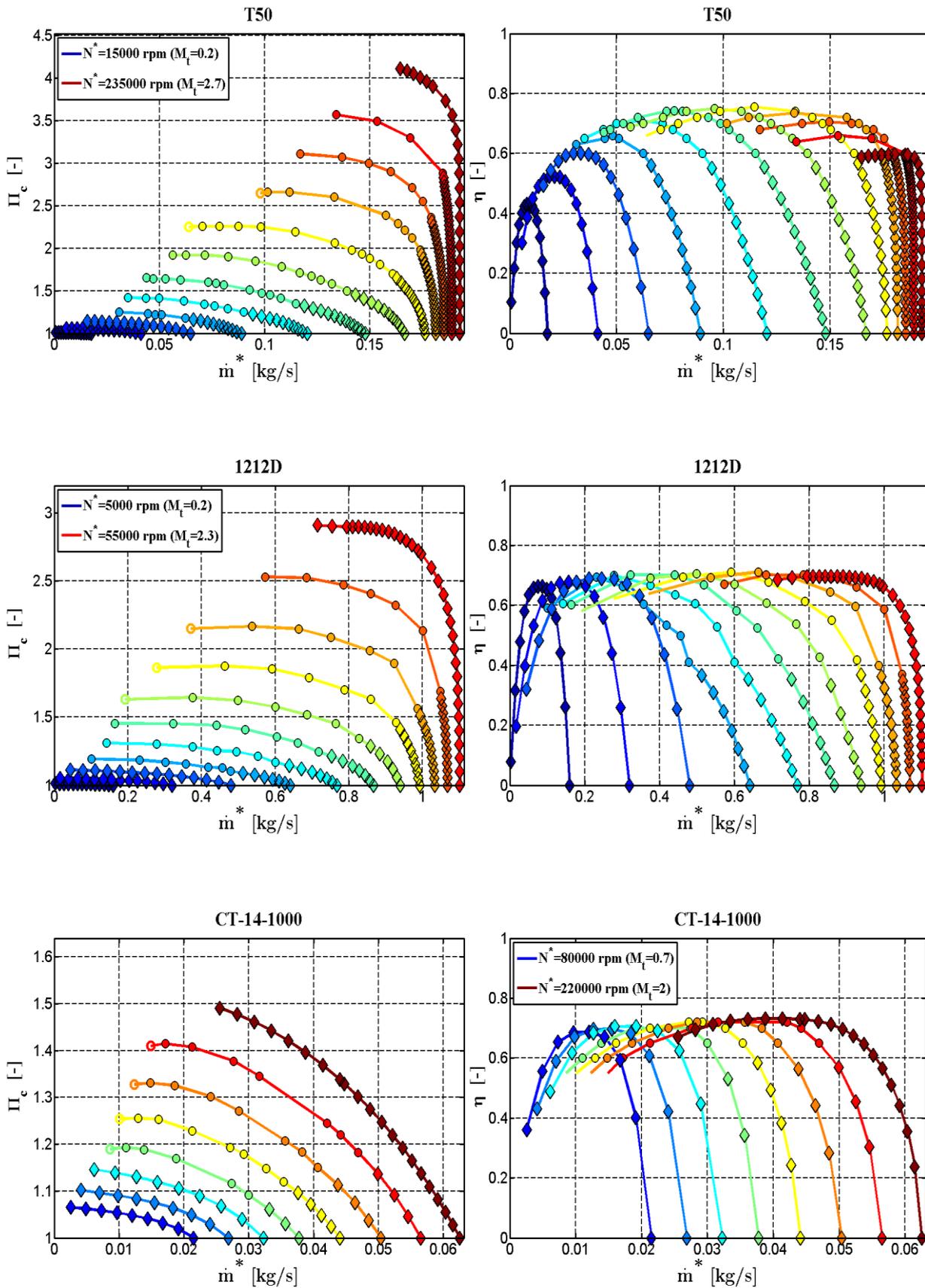


Figura 36. Extrapolación final de T50, 1212D, CT-14-1000. Izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, * = usados en extrapolación, ◇ = extrapolados).

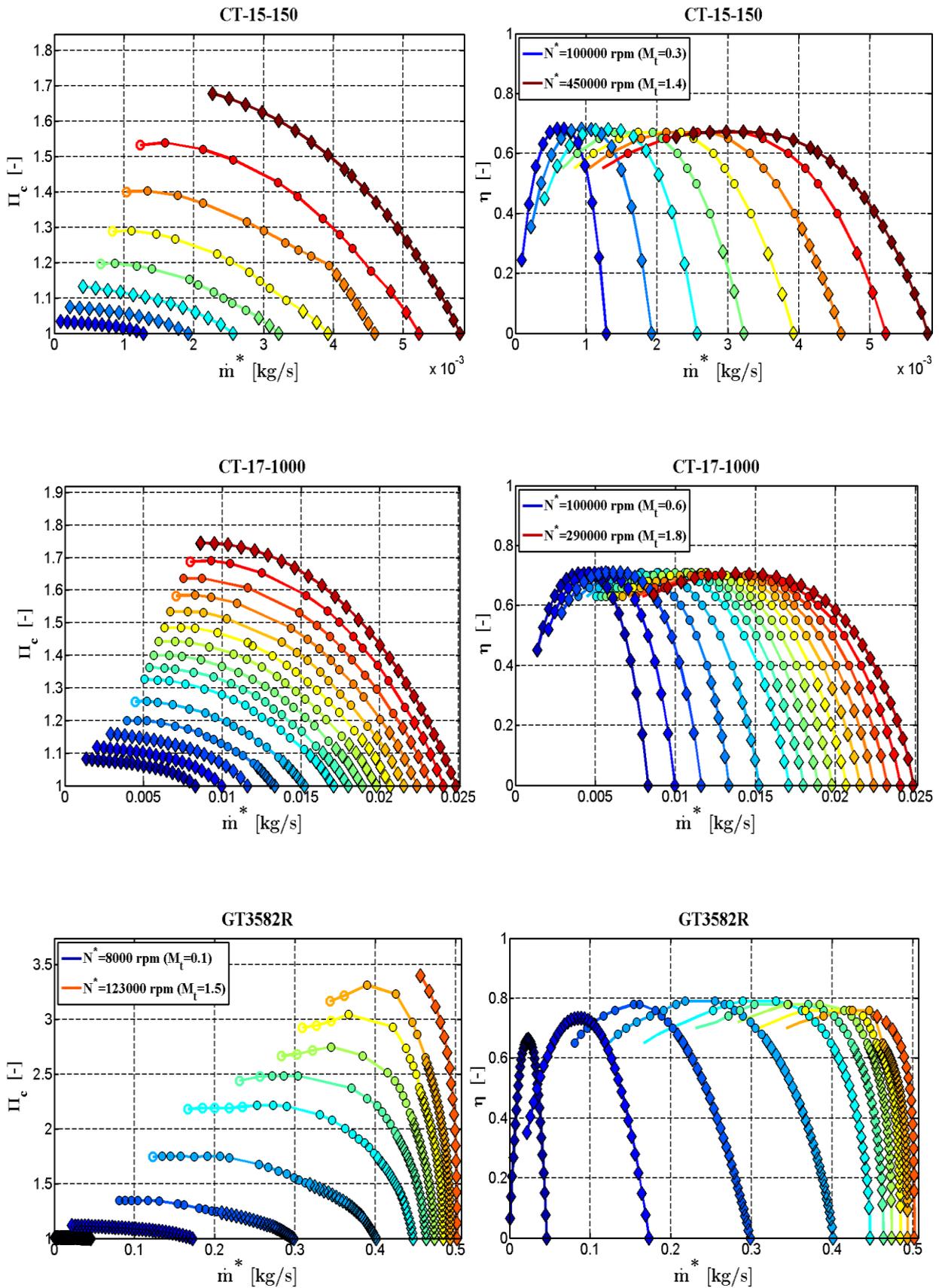


Figura 37. Extrapolación final de CT-15-150, CT-17-1000, GT3582R. Izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, * = usados en extrapolación, \diamond = extrapolados).

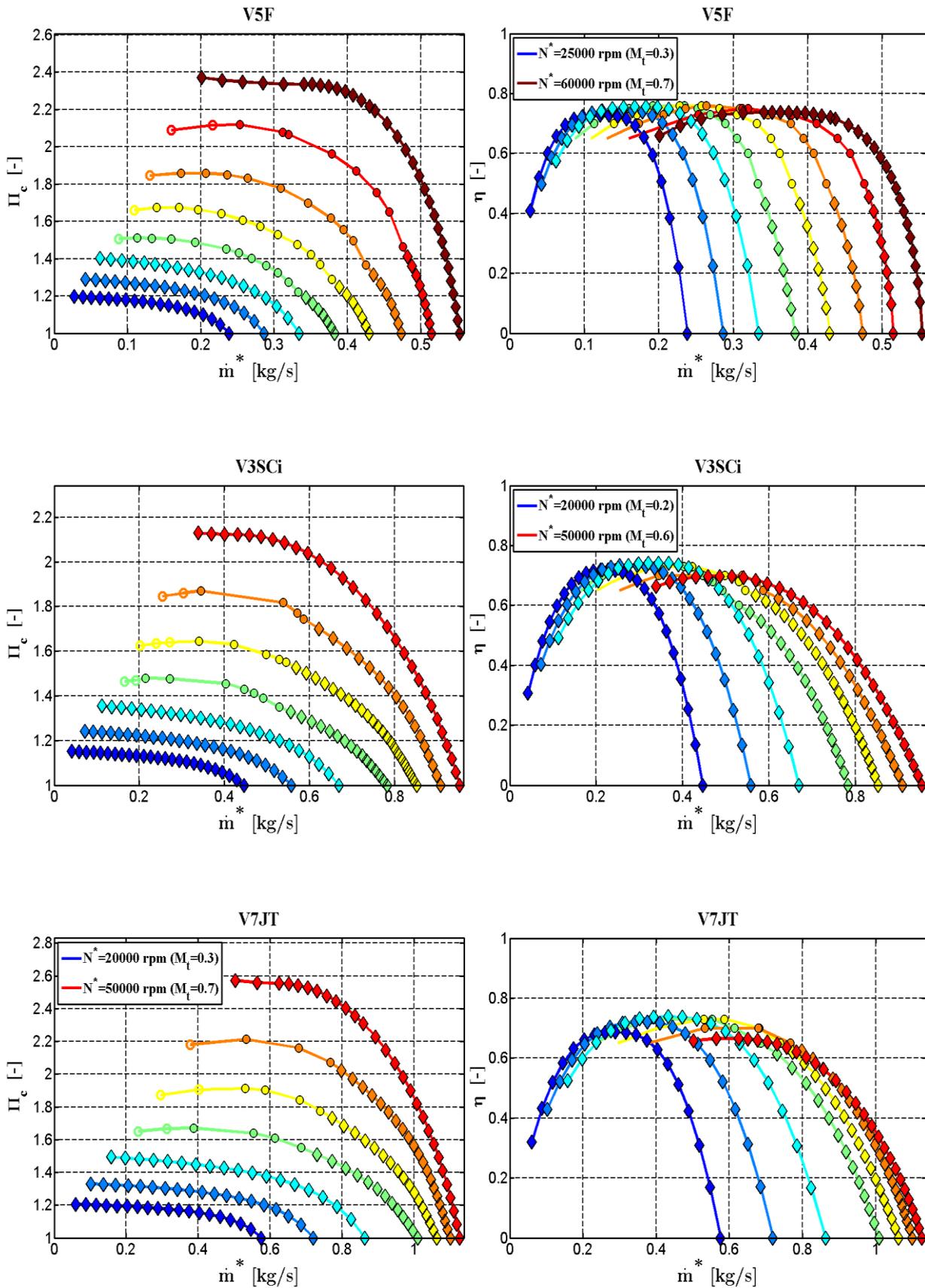


Figura 38. Extrapolación final de V5F, V3SCi y V7JT. Izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, • = usados en extrapolación, ◇ = extrapolados).

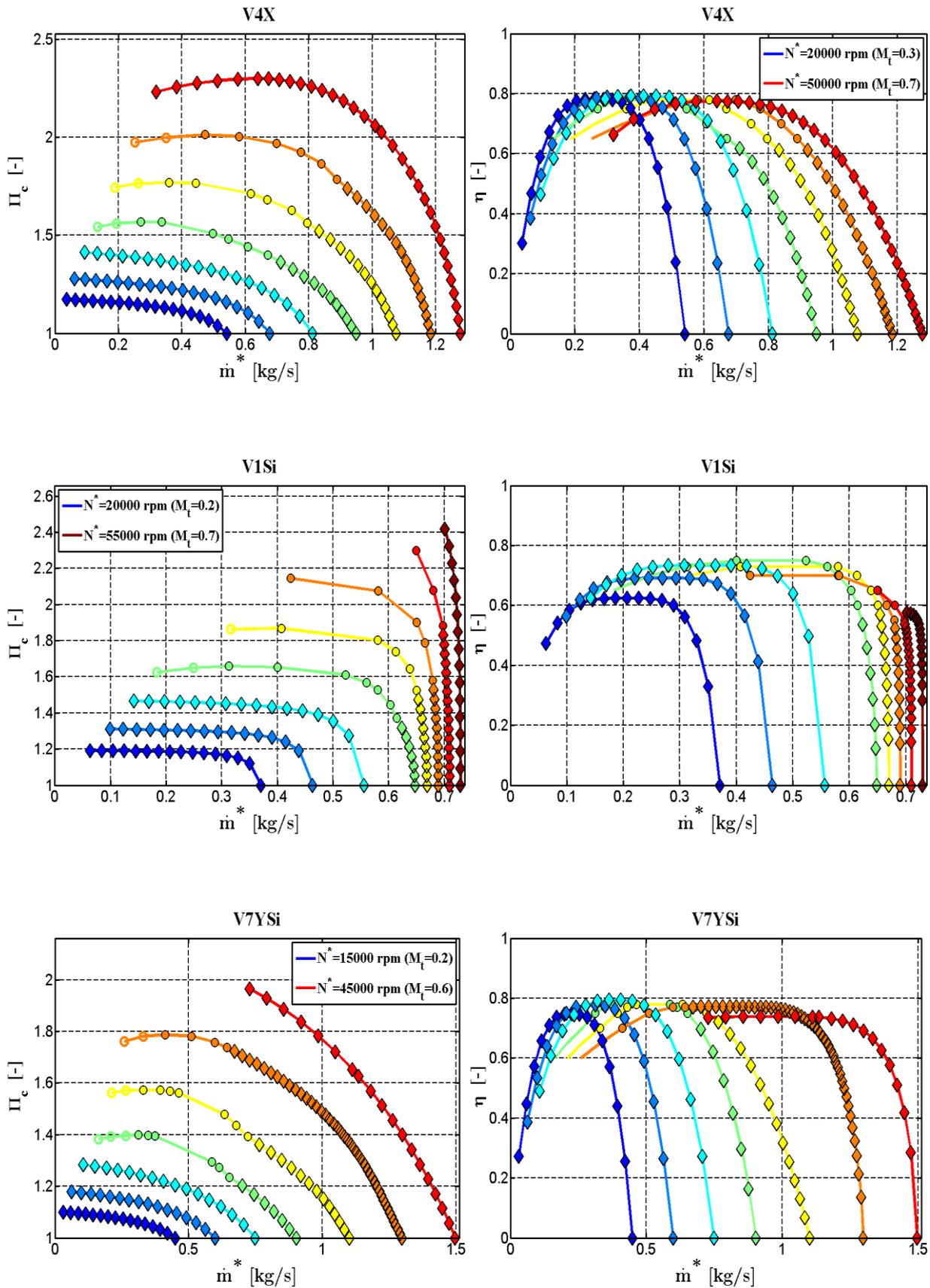


Figura 39. Extrapolación final de V4X, V1Si y V7YSi. Izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: \circ = no usados en extrapolación, \bullet = usados en extrapolación, \diamond = extrapolados).

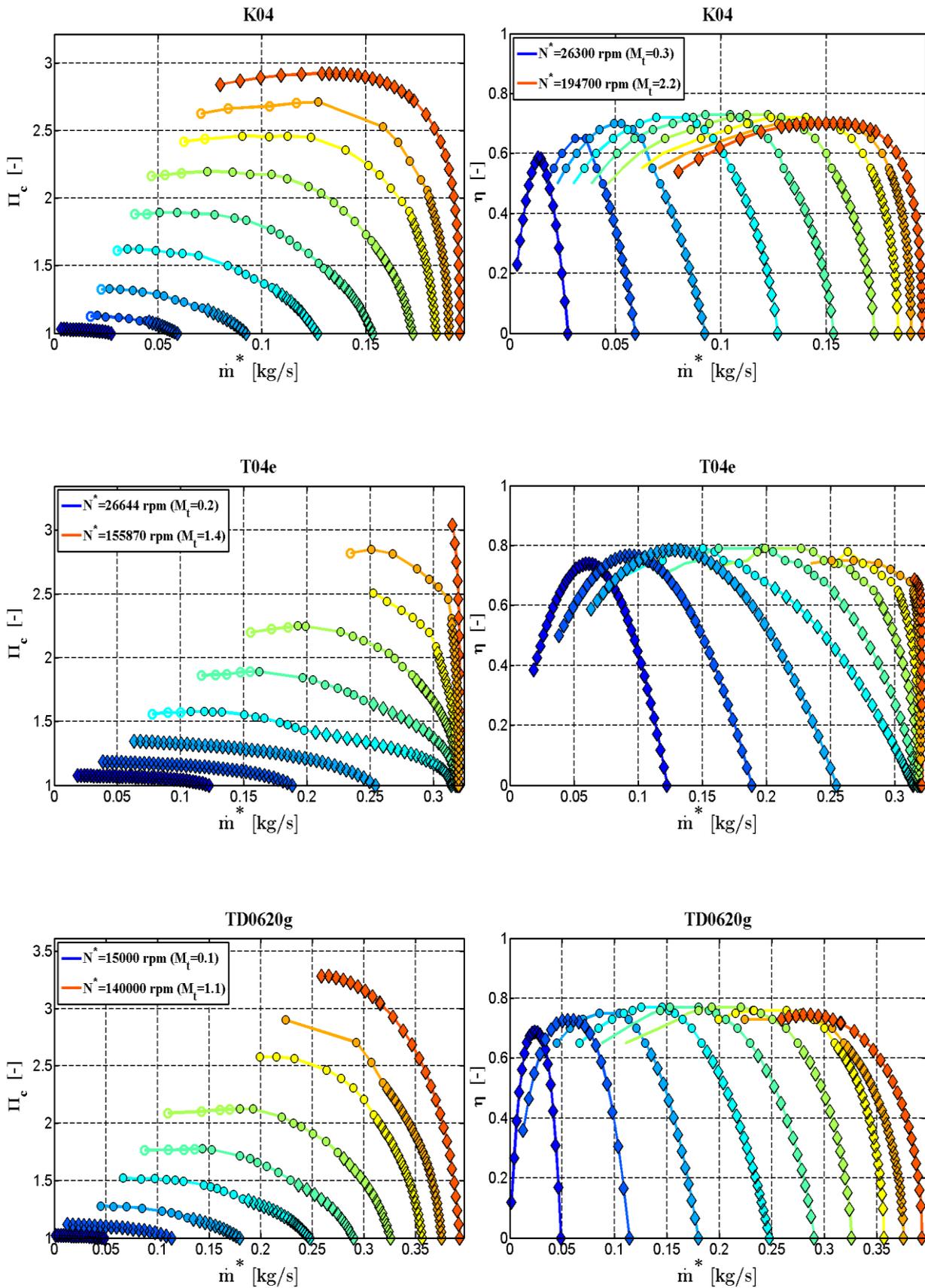


Figura 40. Extrapolación final de K04, T04e y TD0620g. Izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, • = usados en extrapolación, ◊ = extrapolados).

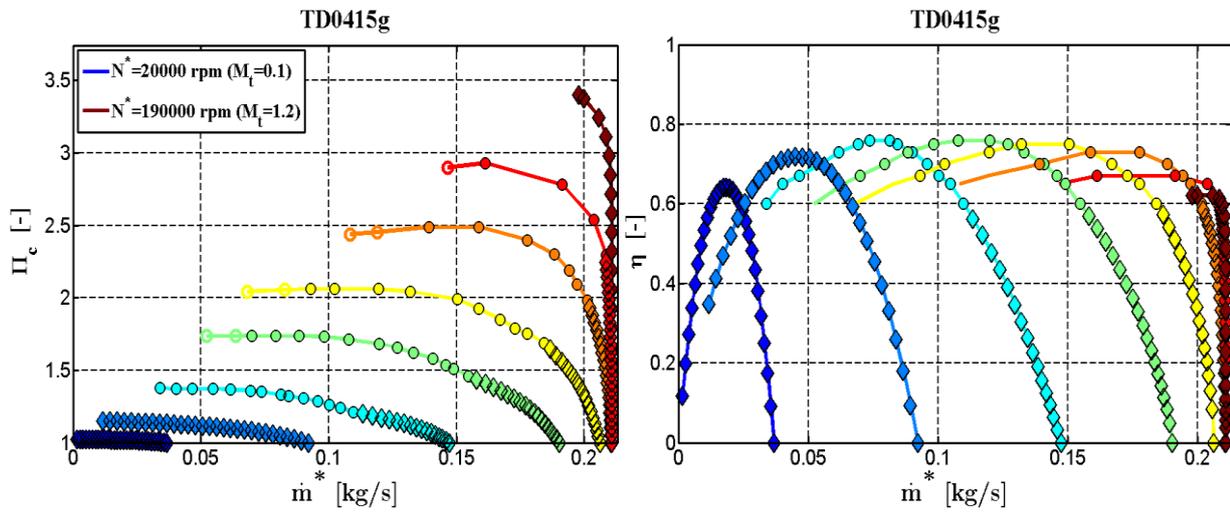


Figura 41. Extrapolación final de TD0415g. Izquierda relación compresión, derecha eficiencia (leyenda datos: o = no usados en extrapolación, • = usados en extrapolación, ◊ = extrapolados).

6. Conclusiones.

6.1 Acerca del trabajo realizado.

Con la realización de este trabajo se ha mejorado un modelo de extrapolación de mapa de compresor propuesto que, a partir de un mapa de compresor proporcionado por un fabricante, obtiene información del comportamiento de este en regiones fuera de diseño. La información en estas regiones es utilizada en los procesos de convergencia y transitorios de los códigos 0D-1D que se encargan de modelar compresores. El algoritmo de extrapolación de mapa de compresor propuesto, que ofrecía resultados insatisfactorios con algunos mapas de compresores para los que se había probado, mostró algunos fallos determinantes en su funcionamiento cuando se validó frente a un número mayor de mapas, en total se introdujeron dieciocho nuevos mapas de compresores de distintos fabricantes y aplicaciones.

Tras la validación se determinó que el modelo fallaba en la extrapolación de la relación de compresión a menores regímenes de giro cuando el factor de carga y el factor de flujo que presentaba el compresor en los regímenes de giro más bajos introducidos superaban unos ciertos valores. Para evitar esto se ha implementado una normalización de estos factores antes de que el modelo realice el ajuste que sirve para la extrapolación. De esta manera el modelo no falla con los compresores de elevado factor de carga y factor de flujo y la extrapolación del resto de compresores en esta zona no se ve afectada.

En otros de los compresores añadidos, se detectaron extrapolaciones anómalas de la eficiencia. El método empleado para esta extrapolación, que ajusta las curvas de eficiencia a funciones parabólicas, tenía problemas para determinar los coeficientes que definen la forma de esas parábolas en ciertos casos. La solución desarrollada para este problema ha sido cambiar el tipo de bucle que empleaba el método de ajuste. Esto permitió mejorar los criterios de convergencia. Además se ha impuesto un valor mínimo en uno de los parámetros para asegurar que los datos de entrada se ajustan a la función parabólica propuesta. Ahora se obtiene una extrapolación de la eficiencia mejor y en menos tiempo.

La última mejora realizada se planteó tras observar algunos pequeños defectos en la extrapolación al régimen de giro superior de varios mapas, tanto antiguos como introducidos nuevamente. Tras comprobar el código se observó que la función usada en la extrapolación de esta zona no estaba totalmente bien implementada. La forma en que se obtenían los vectores de relación de compresión y gasto másico de ese isorégimen de giro fue mejorada, empleando el método de Leufven dos veces y comprobando los resultados obtenidos en ambos casos para eliminar aquellos que se ajustaran peor. Se ha conseguido una extrapolación más real en esta zona.

Los resultados obtenidos muestran que se han resuelto los fallos detectados, obteniendo una extrapolación satisfactoria en las distintas regiones de funcionamiento para cualquiera de los mapas disponibles. Los mapas son generados en poco tiempo y no se produce ningún error durante la ejecución del modelo. Los nuevos compresores añadidos junto con el posterior análisis de la extrapolación inicial han contribuido a la mejora del modelo y refuerzan su validez en un amplio rango de aplicaciones (extrapola decentemente mapas con pocos más de 15 puntos de entrada y se desenvuelve con eficacia y precisión en mapas de más de 100 puntos).

6.2 Pasos futuros en la mejora del modelo.

Pese a lo comentado en el anterior punto, la extrapolación todavía no es perfecta. Resulta inevitable que la calidad de la extrapolación dependa de los datos de entrada que el modelo emplea para trabajar. De esta manera, se observa que en aquellos casos en los que los datos con los que se alimenta el modelo son escasos en los que a cantidad se refiere, las curvas extrapoladas son más poligonales y menos precisas. La presencia de puntos de operación medidos de forma errónea también parece que entorpece la extrapolación del modelo (algunos regímenes de giro en los mapas de eficiencia del 1212D o de relación de compresión del CT-15-150 son prueba de ello). En este aspecto se podrían añadir nuevas funciones al preprocesado que eliminaran singularidades en los datos de entrada o puntos incoherentes suavizando la extrapolación. No obstante esto podría obviar comportamientos anómalos cuya observación puede resultar muy valiosa a la hora de simular un motor completo.

En algunos mapas puntuales (T#2 BW, T04e) se observan ciertas carencias en la transición de las curvas a la región de extrapolación de menores relaciones de compresión, pareciendo que el modelo fuerza mucho la forma elíptica en esas regiones. Se intentó trabajar en mejorar esta característica llegando a plantear una retroalimentación entre la extrapolación de relación de compresión y la extrapolación de la eficiencia. El problema es que el modelo es muy robusto en lo que al cálculo de ciertos puntos característicos de las curvas se refiere (bombeo, pendiente nula, gasto másico máximo, eficiencia máxima) con lo que habría que cambiar casi todo el modelo, recurriendo a métodos de extrapolación que la bibliografía estudiada no alcanzan.

Para llevar más allá la mejora de este modelo de extrapolación de mapas de compresión será necesario ampliar aún más si cabe la base de datos con la que validar el modelo adquiriendo nuevos mapas de compresores centrífugos o comparando los resultados ya obtenidos con otros softwares de las mismas características. De esta manera se podrá arrojar nueva luz sobre la actuación del modelo en aquellas situaciones en las que sea de interés profundizar. El desarrollo de una retroalimentación entre la extrapolación de a eficiencia y la relación de compresión compatible con los métodos de extrapolación ya implementados también resultaría útil en esta labor.

Documento II: Pliego de condiciones

1. Ordenanza general de seguridad e higiene en el trabajo.

De acuerdo con la normativa establecida en la ordenanza general de seguridad e higiene en el trabajo descrita en el documento BOE-A-1971-380 publicado el 16 de marzo de 1971, para la realización de este proyecto han de tenerse en cuenta los artículos expuestos a continuación.

Artículo 1. Ámbito de aplicación.

A las disposiciones de esta Ordenanza se ajustará la protección obligatoria mínima de las personas comprendidas en el ámbito del Sistema de la Seguridad Social, a fin de prevenir accidentes y enfermedades profesionales y de lograr las mejores condiciones de higiene y bienestar en los centros y puestos de trabajo en que dichas personas desarrollen sus actividades.

Artículo 11. Obligaciones y derechos de los trabajadores.

Incumbe a los trabajadores la obligación de cooperar en la prevención de riesgos profesionales en la Empresa y el mantenimiento de la máxima higiene en la misma, a cuyos fines deberán cumplir fielmente los preceptos de esta Ordenanza y sus instrucciones complementarias, así como las órdenes e instrucciones que a tales efectos les sean dados por sus superiores.

Los trabajadores, expresamente, están obligados a:

A) Recibir las enseñanzas sobre Seguridad e Higiene y sobre salvamento y socorrismo en los centros de trabajo que les sean facilitadas por la Empresa o en las Instituciones del Plan Nacional.

B) Usar correctamente los medios de protección personal y cuidar de su perfecto estado y conservación.

C) Dar cuenta inmediata a sus superiores de las averías y deficiencias que puedan ocasionar peligros en cualquier centro o puesto de trabajo.

D) Cuidar y mantener su higiene personal, en evitación de enfermedades contagiosas o de molestias a sus compañeros de trabajo.

E) Someterse a los reconocimientos médicos preceptivos y a las vacunaciones o inmunizaciones ordenadas por las Autoridades Sanitarias competentes o por el Servicio Médico de Empresa.

F) No introducir bebidas u otras sustancias no autorizadas en los centros de trabajo, ni presentarse o permanecer en los mismos en estado de embriaguez o de cualquier otro género de intoxicación.

G) Cooperar en la extinción de siniestros y en el salvamento de las víctimas de accidentes de trabajo en las condiciones que, en cada caso, fueren racionalmente exigibles.

Todo trabajador, después de solicitar de su inmediato superior los medios de protección personal de carácter preceptivo para la realización de su trabajo, queda facultado para demorar la ejecución de éste, en tanto no le sean facilitados dichos medios, si bien deberá dar cuenta del hecho al Comité de Seguridad e Higiene o a uno de sus componentes, sin perjuicio, además, de ponerlo en conocimiento de la Inspección Provincial de Trabajo.

Artículo 13. Seguridad estructural.

1. Todos los edificios, permanentes o provisionales, serán de construcción segura y firme para evitar riesgos de desplome y los derivados de los agentes atmosféricos.

2. Los cimientos, pisos y demás elementos de los edificios ofrecerán resistencia suficiente para sostener y suspender con seguridad las cargas para los que han sido calculados.

3. Se indicará por medio de rótulos o inscripciones las cargas que los locales puedan soportar o suspender, quedando prohibido sobrecargar los pisos y plantas de los edificios.

Artículo 14. Superficie y cubicación.

1. Los locales de trabajo reunirán las siguientes condiciones mínimas:

- a) Tres metros de altura desde el piso al techo.
- b) Dos metros cuadrados de superficie por cada trabajador.
- c) Diez metros cúbicos por cada trabajador.

2. No obstante, en los establecimientos comerciales, de servicios y locales destinados a oficinas y despachos la altura a que se refiere el apartado a) del número

anterior podrá quedar reducida hasta 2,50 metros, pero respetando la cubicación por trabajador que se establece en el apartado c), y siempre que se renueve el aire suficientemente.

3. Para el cálculo de la superficie y volumen no se tendrán en cuenta los espacios ocupados por máquinas, aparatos, instalaciones y materiales.

Artículo 15. Suelos, techos y paredes.

1. El pavimento constituirá un conjunto homogéneo, llano y liso sin soluciones de continuidad; será de material consistente, no resbaladizo o susceptible de serlo con el uso y de fácil limpieza.

Estará al mismo nivel, y de no ser así, se salvarán las diferencias de altura por rampas de pendiente no superior al 10 por 100.

2. Las paredes serán lisas, guarnecidas o pintadas en tonos claros y susceptibles de ser lavadas o blanqueadas.

3. Los techos deberán reunir las condiciones suficientes para resguardar a los trabajadores de las inclemencias del tiempo.

Si han de soportar o suspender cargas deberán reunir las condiciones que se establecen para los pisos en el artículo 13.

Artículo 25. Iluminación.—Disposiciones generales.

1. Todos los lugares de trabajo o tránsito tendrán iluminación natural, artificial o mixta apropiada a las operaciones que se ejecuten.

2. Siempre que sea posible se empleará la iluminación natural.

3. Se intensificará la iluminación de máquinas peligrosas, lugares de tránsito con riesgo de caídas, escaleras y salidas de urgencia.

4. Se deberá graduar la luz en los lugares de acceso a zonas de distinta intensidad luminosa.

Artículo 29. Iluminación de emergencia.

En todos los centros de trabajo se dispondrá de medios de iluminación de emergencia adecuados a las dimensiones de los locales y número de trabajadores ocupados simultáneamente, capaz de mantener al menos durante una hora, una intensidad de cinco lux, y su fuente de energía será independiente del sistema normal de iluminación.

Artículo 30. Ventilación, temperatura y humedad.

1. En los locales de trabajo y sus anexos se mantendrán, por medios naturales o artificiales, condiciones atmosféricas adecuadas, evitando el aire viciado, exceso de calor y frío, humedad o sequía y los olores desagradables.

2. Las emanaciones de polvo, fibras, humos, gases, vapores o neblinas, desprendidos en locales de trabajo, serán extraídos, en lo posible, en su lugar de origen, evitando su difusión por la atmósfera.

3. En ningún caso el anhídrido carbónico o ambiental podrá sobrepasar la proporción de 50/10.000, y el monóxido de carbono, la de 1/10.000.

Se prohíbe emplear braseros, salamandras, sistemas de calor por fuego libre, salvo a la intemperie y siempre que no impliquen riesgo de incendio o explosión.

4. En los locales de trabajo cerrados, el suministro de aire fresco y limpio por hora y trabajador será, al menos, de 30 a 50 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total del aire varias veces por hora, no inferior a seis veces para trabajos sedentarios ni diez veces para trabajos que exijan esfuerzo físico superior al normal.

5. La circulación de aire en locales cerrados se acondicionará de modo que los trabajadores no estén expuestos a corrientes molestas y que la velocidad del aire no exceda de 15 metros por minuto con temperatura normal, ni de 45 metros por minuto en ambientes muy calurosos.

6. En los centros de trabajo expuestos a altas y bajas temperaturas serán evitadas las variaciones bruscas por el medio más eficaz.

Cuando la temperatura sea extremadamente distinta entre los lugares de trabajo, deberán existir locales de paso para que los operarios se adapten gradualmente a unas y otras.

7. Se fijan como límites normales de temperatura y humedad en locales y para los distintos trabajos, siempre que el procedimiento de fabricación lo permita, los siguientes:

Para trabajos sedentarios: De 17 a 22 grados centígrados.

Para trabajos ordinarios: De 15 a 18 grados centígrados.

Para trabajos que exijan acusado esfuerzo muscular: De 12 a 15 grados centígrados.

La humedad relativa de la atmósfera oscilará del 40 al 60 por 100, salvo en instalaciones en que haya peligro por generarse electricidad estática, que deberá estar por encima del 50 por 100.

8. Las instalaciones generadoras de calor o frío se situarán con la debida separación de los locales de trabajo para evitar en ellos peligros de incendio o explosión, el desprendimiento de gases nocivos, irradiaciones directas de calor o frío y las corrientes de aire perjudiciales al trabajador.

9. Todos los trabajadores estarán debidamente protegidos contra las irradiaciones directas y excesivas de calor.

10. En los trabajos que hayan de realizarse en locales cerrados con extremado frío o calor se limitará la permanencia de los operarios estableciendo, en su caso, los turnos adecuados.

Artículo 31. Ruidos, vibraciones y trepidaciones.

1. Los ruidos y vibraciones se evitarán o reducirán en lo posible en su foco de origen, tratando de aminorar su propagación en los locales de trabajo.

2. El anclaje de máquinas y aparatos que produzcan ruidos, vibraciones o trepidaciones, se realizará con las técnicas más eficaces a fin de lograr su óptimo equilibrio estático y dinámico, tales como bancadas cuyo peso sea superior a 1,5 a 2,5 veces al de la máquina que soportan, por aislamiento de la estructura general o por otros recursos técnicos.

3. Las máquinas que produzcan ruidos o vibraciones molestas se aislarán adecuadamente y en el recinto de aquéllas sólo trabajará el personal necesario para su mantenimiento, durante el tiempo indispensable.

4. Se prohíbe instalar máquinas o aparatos ruidosos adosados a paredes o columnas de las que distarán como mínimo: 0,70 metros de los tabiques medianeros y un metro de las paredes exteriores o columnas.

5. Se extremará el cuidado y mantenimiento de las máquinas o aparatos que produzcan vibraciones molestas o peligrosas a los trabajadores y muy especialmente los órganos móviles y los dispositivos de transmisión de movimiento.

6. Los conductos con circulación forzada de líquidos o gases, especialmente cuando estén conectados directamente con máquinas que tengan órganos en movimiento, estarán provistos de dispositivos que impidan la transmisión de las vibraciones que generan aquéllas.

7. Estos conductos se aislarán con materiales absorbentes en sus anclajes y en las partes de su recorrido que atraviesen muros o tabiques.

8. El control de ruidos agresivos en los centros de trabajo no se limitará al aislamiento del foco que los produce, sino que también deberán adoptarse las prevenciones

técnicas necesarias para evitar que los fenómenos de reflexión y resonancia alcancen niveles peligrosos para la salud de los trabajadores.

9. A partir de los 80 decibelios, y siempre que no se logre la disminución de nivel sonoro por otros procedimientos, se emplearán obligatoriamente dispositivos de protección personal tales como tapones, cascos, etc., y a partir de los 110 decibelios se extremará tal protección para evitar totalmente las sensaciones dolorosas o graves.

10. Las máquinas-herramientas que originen trepidaciones, tales como martillos neumáticos, apisonadoras, remachadoras, compactadoras o vibradoras o similares deberán estar provistas de horquillas u otros dispositivos amortiguadores, y al trabajador que las utilice se le proveerá de equipo de protección personal antivibratorio (cinturón, guantes, almohadillas, botas).

11. Las máquinas operadoras automóbiles, como tractores, traíllas, excavadoras o análogas que produzcan trepidaciones y vibraciones estarán provistas de asientos con amortiguadores, y sus conductores serán provistos de equipo de protección personal adecuado, como gafas, guantes, etcétera.

Art. 51. Protección contra contactos en las instalaciones y equipos eléctricos.

1. En las instalaciones y equipos eléctricos, para la protección de las personas contra los contactos con partes habitualmente en tensión se adoptarán algunas de las siguientes prevenciones:

a) Se alejarán las partes activas de la instalación a distancia suficiente del lugar donde las personas habitualmente se encuentran o circulen, para evitar un contacto fortuito o por la manipulación de objetos conductores, cuando éstos puedan ser utilizados cerca de la instalación.

b) Se recubrirán las partes activas con aislamiento apropiado, que conserven sus propiedades indefinidamente y que limiten la corriente de contacto a un valor inocuo.

c) Se interpondrán obstáculos que impidan todo contacto accidental con las partes activas de la instalación. Los obstáculos de protección deben estar fijados en forma segura y resistir a los esfuerzos mecánicos usuales.

2. Para la protección contra los riesgos de contacto con las masas de las instalaciones que puedan quedar accidentalmente con tensión, se adoptarán, en corriente alterna, uno o varios de los siguientes dispositivos de seguridad:

a) Puesta a tierra de las masas. Las masas deben estar unidas eléctricamente a una toma de tierra o a un conjunto de tomas de tierra interconectadas, que tengan una resistencia apropiada. Las instalaciones, tanto con neutro aislado de tierra como con neutro unido a tierra, deben estar permanentemente controladas por un dispositivo que indique

automáticamente la existencia de cualquier defecto de aislamiento, o que separe automáticamente la instalación o parte de la misma, en la que esté el defecto de la fuente de energía que la alimenta.

b) De corte automático o de aviso, sensibles a la corriente de defecto (interruptores diferenciales), o a la tensión de defecto (relés de tierra).

c) Unión equipotencial o por superficie aislada de tierra o de las masas (conexiones equipotenciales),

d) Separación de los circuitos de utilización de las fuentes de energía, por medio de transformadores o grupos convertidores, manteniendo aislados de tierra todos los conductores del circuito de utilización, incluido el neutro.

e) Por doble aislamiento de los equipos y máquinas eléctricas.

3. En corriente continua, se adoptarán sistemas de protección adecuados para cada caso, similares a los referidos para la alterna.

Art. 57. Electricidad estática.

Para evitar peligros por la electricidad estática, y especialmente que se produzcan chispas en ambientes inflamables, se adoptarán en general las siguientes precauciones:

1. La humedad relativa del aire se mantendrá sobre el 50 por 100.

2. Las cargas de electricidad estática que pueden acumularse en los cuerpos metálicos serán neutralizadas por medio de conductores a tierra. Especialmente se efectuará esta conexión a tierra:

a) En los ejes y chumaceras de las transmisiones a correas y poleas.

b) En el lugar más próximo en ambos lados de las correas y en el punto donde salgan de las poleas, mediante peines metálicos.

e) En los objetos metálicos que se pinten o barnicen con pistolas de pulverización. Estas pistolas también se conectarán a tierra.

3. En sustitución de las conexiones a tierra que se refiere el apartado anterior se aumentará hasta un valor suficiente la conductibilidad a tierra de los cuerpos metálicos.

4. Para los casos que se indican a continuación, se adoptarán las siguientes precauciones:

a) Cuando se transvasen fluidos volátiles de un tanque-almacén a un vehículo-tanque, la estructura metálica del primero será conectada a la del segundo y también a tierra si el vehículo tiene neumáticos o llantas de caucho o plástico.

b) Cuando se transporten materias finamente pulverizadas por medio de transportadores neumáticos con secciones metálicas, estas secciones se conectarán eléctricamente entre sí, sin soluciones de continuidad y en toda la superficie del recorrido del polvo inflamable.

c) Cuando se manipule aluminio o magnesio finamente pulverizado, se emplearán detectores que descubran la acumulación de electricidad estática.

d) Cuando se manipulen industrialmente detonadores o materias explosivas, los trabajadores usarán calzado antielectroestático y visera para la protección de la cara.

5. Finalmente, cuando las precauciones generales y particulares descritas en este artículo, resulten ineficaces, se emplearán eliminadores o equipos neutralizadores de la electricidad estática y especialmente contra las chispas incendiarias. De emplearse a tal fin equipos radiactivos, se protegerán los mismos de manera que eviten a los trabajadores su exposición a las radiaciones.

Art. 82. Medios de prevención y extinción.

Norma general:

En los centros de trabajo que ofrezcan peligro de incendios, con o sin explosión, se adoptarán las prevenciones que se indican a continuación, combinando su empleo, en su caso, con la protección general más próxima que puedan prestar los servicios públicos contra incendios.

1. Uso del agua:

Donde existan conducciones de agua a presión, se instalarán suficientes tomas o bocas de agua a distancia conveniente entre sí y cercanas a los puestos fijos de trabajo y lugares de paso del personal, colocando junto a tales tomas las correspondientes mangueras, que tendrán la sección y resistencia adecuada.

Cuando se carezca normalmente de agua a presión o ésta sea insuficiente, se instalarán depósitos con agua suficiente para combatir los posibles incendios.

En los incendios provocados por líquidos, grasas o pinturas inflamables o polvos orgánicos, sólo deberá emplearse agua muy pulverizada.

No se empleará agua para extinguir fuegos en polvos de aluminio o magnesio o en presencia de carburo de calcio u otras sustancias que al contacto con el agua produzcan explosiones, gases inflamables o nocivos.

En incendios que afecten a instalaciones eléctricas con tensión, se prohibirá el empleo de extintores de espuma química, soda ácida o agua.

2. Extintores portátiles:

En proximidad a los puestos de trabajo con mayor riesgo de incendio, colocados en sitio visible y accesible fácilmente, se dispondrán extintores portátiles o móviles sobre ruedas, de espuma física o química, mezcla de ambas o polvos secos, anhídrido carbónico o agua, según convenga a la causa determinante del fuego a extinguir.

Cuando se empleen distintos tipos de extintores serán rotulados con carteles indicadores del lugar y clase de incendio en que deban emplearse.

Se instruirá al personal, cuando sea necesario, del peligro que presenta el empleo de tetracloruro de carbono, y cloruro de metilo en atmósferas cerradas y de las reacciones químicas peligrosas que puedan producirse en los locales de trabajo entre los líquidos extintores y las materias sobre las que puedan proyectarse.

Los extintores serán revisados periódicamente y cargados según las normas de las casas constructoras inmediatamente después de usarlos.

3. Empleo de arenas finas:

Para extinguir los fuegos que se produzcan en polvos o virutas de magnesio y aluminio, se dispondrá en lugares próximos a los de trabajo, de cajones o retenes suficientes de arena fina seca, de polvo de piedra u otras materias inertes semejantes.

4. Detectores automáticos:

En las industrias o lugares de trabajo de gran peligrosidad en que el riesgo de incendio afecte a grupos de trabajadores, la Delegación Provincial de Trabajo podrá imponer la obligación de instalar aparatos de fuego o detectores de incendios, del tipo más adecuado: aerotérmico, termoeléctrico, químico, fotoeléctrico, radiactivo, por ultrasonidos, etc.

5. Prohibiciones personales:

En las dependencias con alto riesgo de incendio, queda terminantemente prohibido fumar o introducir cerillas, mecheros o útiles de ignición. Está prohibición se indicará con carteles visibles a la entrada y en los espacios libres de las paredes de tales dependencias.

Se prohíbe igualmente al personal introducir o emplear útiles de trabajo, no autorizados por la Empresa, que puedan ocasionar chispas por contacto o proximidad a sustancias inflamables.

Es obligatorio el uso de guantes, manoplas, mandiles o trajes ignífugos, y de calzado especial contra incendios que las Empresas faciliten a los trabajadores para uso individual.

6. Equipos contra incendios:

En las industrias o centros de trabajo con grave riesgo de incendio se instruirá y entrenará especialmente al personal integrado en el equipo o brigada contra incendios, sobre el manejo y conservación de las instalaciones y material extintor, señales de alarma, evacuación de los trabajadores y socorro inmediato a los accidentados.

El personal de los equipos contra incendios dispondrá de cascos, trajes aislantes, botas y guantes de amianto y cinturones de seguridad; asimismo dispondrá, si fuera preciso, para evitar específicas intoxicaciones o sofocación, de máscaras y equipos de respiración autónoma,

El material asignado a los equipos de extinción de incendios: escalas, cubiertas de lona o tejidos ignífugos, hachas, picos, palas, etc., no podrá ser usado para otros fines y su emplazamiento será conocido por las personas que deban emplearlo.

La empresa designará el Jefe de equipo o brigada contra incendios, que cumplirá estrictamente las instrucciones técnicas dictadas por el Comité de Seguridad para la extinción del fuego y las del Servicio Médico de Empresa para el socorro de los accidentados.

7. Alarmas y simulacros de incendios:

Para comprobar el buen funcionamiento de los sistemas de prevención, el entrenamiento de los equipos contra incendios y que los trabajadores, en general, conocen y participan con aquéllos, se efectuarán periódicamente alarmas y simulacros de incendios, por orden de la Empresa y bajo la dirección del Jefe del equipo o brigada contra incendios, que sólo advertirá de los mismos a las personas que deban ser informadas en evitación de daños o riesgos innecesarios.

Documento III: Presupuesto

1. Introducción.

Los costes así como el tiempo invertido en la realización de este trabajo serán detallados en las siguientes páginas. En lo que respecta a los costes estos se pueden clasificar, según su naturaleza, en costes en recursos humanos y en costes de material utilizado. Mientras que el tiempo invertido consta básicamente del tiempo durante el que han sido empleados los recursos humanos. En las tablas

Los costes en recursos humanos recogen la inversión económica que supone el trabajo realizado por el personal involucrado en un determinado proyecto. En el caso del presente trabajo este personal se compone por dos ingenieros superiores, uno de ellos doctorado, y un estudiante de grado de ingeniería. Las diferentes tareas en las que se puede dividir el trabajo realizado por los mismos recogen única y exclusivamente aquellas actividades que afectan directamente o en las que se basa el trabajo de fin de grado descrito anteriormente y por tanto se llevaron a cabo durante la realización del mismo. Estas son: planteamiento y propuesta de objetivos, análisis y resolución de problemas y dudas, desarrollo de los diferentes objetivos propuestos, valoración y discusión de los resultados.

El material que ha sido utilizado se puede dividir en software, equipos informáticos material fungible utilizado. El software utilizado fue *Matlab*, *Microsoft Office*, *Grapher 7* y *Notepad++*. El hardware empleado fue un equipo informático portátil así como dos equipos informáticos de sobremesa. El material fungible usado se compone por papel y material de oficina.

2. Presupuestos parciales.

A continuación se presentan las tablas donde se recogen los principales detalles de las distintas partes implicadas en el presupuesto de este trabajo:

Planteamiento de objetivos	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Importe (€)
Ingeniero superior 1	18	60	1080
Ingeniero superior 2	18	40	720
Estudiante ingeniería	8	10	80
Subtotal			1880

Resolución de problemas y dudas	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Importe (€)
Ingeniero superior 1	21	60	1260
Ingeniero superior 2	34	40	1360
Estudiante ingeniería	11	10	110
Subtotal			2730

Desarrollo de los objetivos	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Importe (€)
Ingeniero superior 1	25	60	1500
Ingeniero superior 2	45	40	1800
Estudiante ingeniería	150	10	1500
Subtotal			4800

Valoración y discusión	Tiempo (h)	Coste (€/h)	Importe (€)
Ingeniero superior 1	30	60	1800
Ingeniero superior 2	38	40	1520
Estudiante ingeniería	10	10	100
Subtotal			3420

Tipo de coste	Importe (€)
Recursos humanos	12830

Tabla 4. Costes de recursos humanos

Material	Unidades	Coste (€/uni.)	Importe (€)
Equipo informático portátil	1	550	550
Material fungible	1	15	15
Licencia Matlab	1	500	500
Licencia Grapher 7	1	431,5	431,5
Licencia Notepad++	1	0	0
Subtotal			1496,5

Tabla 5. Costes materiales

3. Presupuesto final.

El presupuesto final será la suma de los costes en recursos humanos y los costes por material usado:

Tipo de coste	Importe (€)
Recursos humanos	12830
Materiales usados	1496,5
TOTAL	14326,5

Tabla 6. Costes totales

El presupuesto final asciende a **catorce mil trescientos veintiséis euros con cincuenta céntimos.**

Bibliografía:

- [1] Leufvén, O. et al, *Modeling for control of centrifugal compressors*, 2013.
- [2] Martin, G. et al, *Implementing Turbomachinery Physics into Data Map-Based Turbocharger Models*, 2009.
- [3] Tarí, D. et al, *Compressor Efficiency Extrapolation for 0D-1D Engine Simulations*, 2016.
- [4] Payri, F., Desantes, J.F., *Motores de combustión interna alternativos*, 2012.
- [5] El Hadeif, J., *Approche quasi-systématique du contrôle de la chaîne d'air des moteurs suralimentés, basée sur la commande prédictive non linéaire explicite*, 2014.
- [6] Leufvén, O., Eriksson, L., *Measurement, analysis and modeling of centrifugal compressor flow for low pressure ratios*, 2014.
- [7] Jensen, J.P., *Mean Value Modeling of a Small Turbocharged Diesel Engine*, 1991
- [8] Müller, M. et al, *Mean Value Modeling of a Smart Turbocharged Spark Ignition Engines*, 1998
- [9] Dowell, P.G., Akehurst, S., *Advanced Mapping Techniques for Radial Compressor for Use in Real-Time Engine Models*, 2010.
- [10] Leufvén, O., Eriksson, L., *Surge and Choke Compressor Capable Model*, 2011.
- [11] El Hadeif, J. et al, *New Physics-Based Turbocharger Data-Maps Extrapolation Algorithms: Validation on a Spark-Ignited Engine*, 2012.
- [12] Casey, M., Robinson, C., *A Method to Estimate the Performance Map of a Centrifugal Compressor Stage*, 2013.

Agradecimientos:

Antes de poner punto y final a este trabajo, y con ello a estos cuatro años que ha durado mi estudio de grado, me gustaría dar las gracias a aquellas personas que han hecho posible alcanzar este momento.

En primer lugar, me gustaría dar las gracias a Roberto Navarro García y Daniel Tarí de Paco, director y director experimental, respectivamente, de este trabajo de fin de grado, por depositar su confianza en mí para su realización, así como por el soporte y la ayuda ofrecidos, que han sido fundamentales para el correcto desarrollo del mismo. Agradecer también al instituto CMT-Motores Térmicos haberme permitido emplear sus instalaciones en este tiempo.

Me resulta imposible pensar en todo lo que estos últimos cuatro años han supuesto sin recordar a los compañeros y amigos que han compartido su tiempo conmigo. A todos ellos, gracias. Y debo dar las gracias también a mis mejores amigos de toda la vida, los de Castellón, por todas las experiencias que hemos vivido juntos y las que seguro quedan por llegar, gracias Axel, Tedy, Archi, Hita, Irene, Nuria, María Dolores, Joaquín, Alejandro, Jorge, Iván y Pau.

Por último quiero agradecer a mi familia su apoyo incondicional desde el inicio. A mi madre, mi padre y mis hermanos, gracias por vuestro cariño, por vuestra dedicación y sacrificio para darme lo mejor. Gracias por enseñarme el valor del esfuerzo y la constancia.