

Capítulo 6. Aplicación al Difusor Real: Influencia del n° de Mach

Como ya se expuso en el capítulo 3, para optimizar el difusor del compresor, que trabaja con vapor de agua, se construyó un modelo a escala que trabajaba con aire. Éste permite realizar ensayos de diversos tipos, lo cual aporta información útil para mejorar el diseño de partida. Entre estos ensayos están los correspondientes a la optimización del difusor. Las simulaciones realizadas hasta ahora estuvieron encaminadas a obtener una geometría óptima del mismo.

También en el capítulo 3, se trata la problemática debida a las diferencias existentes entre la realidad y las condiciones bajo las cuales se realizaban las simulaciones. Dado que el modelo construido trabaja con aire y las simulaciones se llevan a cabo para optimizar la geometría de dicho modelo, cabe preguntarse si, en condiciones de operación real, es decir, trabajando con vapor de agua (bajas presiones y altas velocidades), el comportamiento del difusor simulado será el mismo o no. Este aspecto queda recogido en la semejanza existente entre el modelo y el compresor real en cuanto al *número de Mach* se refiere. El modelo de laboratorio fue construido a escala respecto al compresor real, por lo que la semejanza geométrica quedaba asegurada. Igualmente, se realizaron los ensayos y las simulaciones trabajando con números de Reynolds iguales a los del compresor real. No obstante, en el momento en el que el fluido de trabajo deja de ser el mismo y entran en juego consideraciones de compresibilidad, desaparece la semejanza en cuanto al número de Mach.

En el compresor real, que como sabemos trabaja con vapor de agua a altas velocidades y bajas presiones, el fluido se comprime desde la entrada del compresor hasta la salida. A su paso por el difusor, el fluido también sufre cambios en su presión termodinámica, densidad y velocidad. Para analizar la importancia que puedan tener estos aspectos recogidos en la semejanza en cuanto al número de Mach, se eligió el modelo R3/R2/200.

El objetivo será simular dicha geometría de forma análoga (es decir considerando semejanza en los números de Reynolds y bajo condiciones de contorno análogas) para aire y para vapor de agua, analizando así la influencia de la compresibilidad sobre el comportamiento del difusor.

6.1 Modelo Geométrico y Condiciones de Contorno

6.1.1 Modelo Geométrico

La siguiente figura muestra la geometría del modelo R3/R2/200.

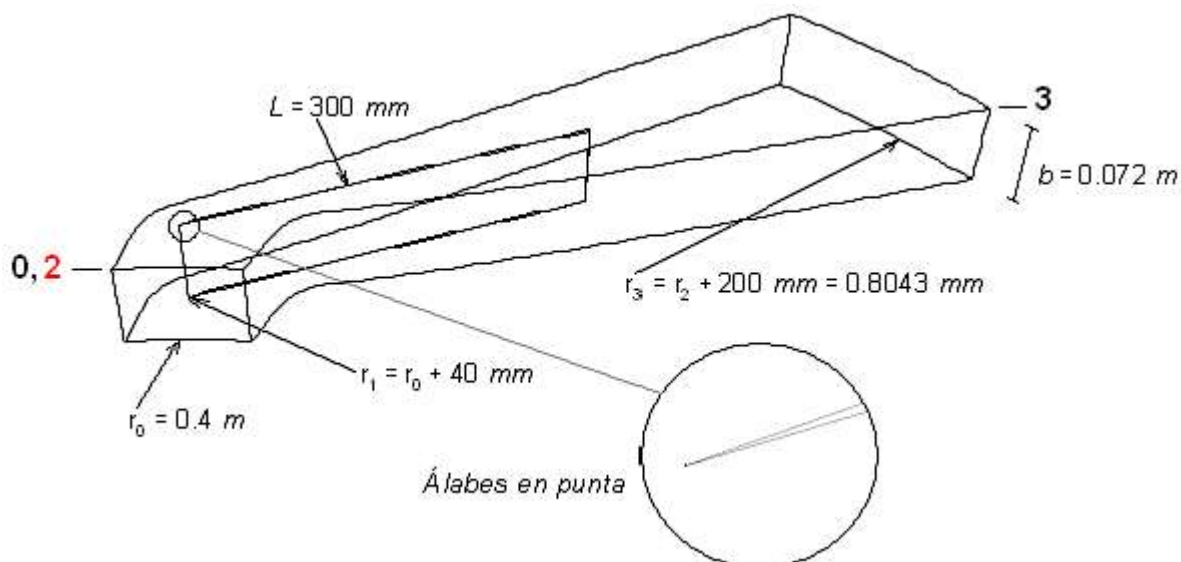


Fig. 6.1.1: Modelo geométrico usado

6.1.2 Condiciones de Contorno

Caso Compresible: Vapor de Agua

En el caso compresible, se simulará el difusor bajo las siguientes condiciones de contorno:

- Entrada: flujo másico impuesto
- Salida: presión impuesta

Se eligió una condición contorno de flujo másico a la entrada, en lugar de una de velocidad impuesta, debido a que con ésta última, el proceso no era demasiado estable.

En FLUENT, una condición de contorno de este tipo, requiere suministrar el valor de las siguientes variables:

- flujo másico,
- dirección del flujo,
- temperatura de remanso.

En el caso de la condición de contorno de presión impuesta basta suministrar el valor de dicha presión.

Para obtener esta información se hizo uso de valores experimentales del compresor real original correspondientes al punto óptimo, mostrados en la siguiente tabla. La nomenclatura de subíndices usada es la correspondiente al compresor completo, diferente a la que se emplea al tratar tan sólo del difusor.

n (rpm)	5500
\dot{V}_s (m³/s)	13,9
T_{RS} (°C)	40
Π_{SD}	1,31
a_2^*	431,8
M_2^*	0,55
$\tilde{\psi}$	1,951

Las propiedades del vapor de agua se asumen constantes. Sus valores para una temperatura de 40 °C se recogen en la siguiente tabla.

R (j/kg-k)	461,51
κ	1,32
c_p (j/kg-K)	1903
λ (j/kg-K)	0,0196
ρ_{RS} (kg/m³)	0,05121
v_{RS} (m²/s)	$2,013 \cdot 10^{-4}$
η'_{RS} (kg-m/s)	$1.031 \cdot 10^{-5}$

Para tratar la densidad, se supondrá que el vapor de agua se comporta como gas ideal.

Condición de contorno de flujo másico impuesto

El *flujo másico* viene dado por:

$$T_{RS} = 40 \text{ °C} = 313,15 \text{ K}$$

$$p_{RS} \rightarrow \text{Saturación} \rightarrow p_{RS} = 7374,532 \text{ Pa}$$

$$\dot{V}_{RS} = 13,9 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = \rho_{RS} \cdot \dot{V}_{RS} = \frac{p_{RS}}{R \cdot T_{RS}} \cdot \dot{V}_{RS} = \frac{7374,532}{461,4 \cdot 313,15} \cdot 13,9 = 0,70945 \text{ kg/s}$$

Este será el flujo másico total que entra en el difusor (el que sale del rotor, suponiendo que no hay pérdidas volumétricas). Si simulamos tan sólo uno de los 29 canales del difusor, haciendo uso de condiciones de contorno periódicas, el flujo másico que hemos de usar en las simulaciones viene dado por:

$$\dot{m} = \frac{0,70945}{29} = 0,024464 \text{ kg/s}$$

Para definir la *dirección del flujo*, como se hizo en las simulaciones del capítulo 5, se tomarán valores comprendidos entre los 16° y los 23°. De esta forma puede analizarse cómo se comporta el difusor ante los cambios de velocidad de la máquina.

También, para comprobar si las simulaciones se ajustan a la realidad, se simulará el punto de trabajo al que corresponden los valores experimentales que se han tomado. El valor del ángulo de entrada en este punto de trabajo, puede obtenerse a partir de los triángulos de velocidades dibujados en la figura 6.1.2.1. La nomenclatura de subíndices usada es, nuevamente, la correspondiente al compresor completo.

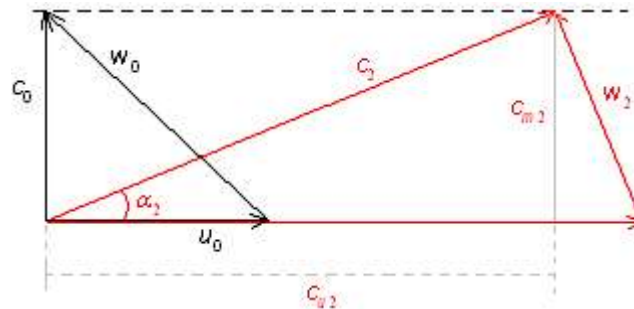


Fig. 6.1.2.1: Triángulos de velocidades

Dividiendo todas las magnitudes por la velocidad periférica a la salida del rotor, u_2 , tenemos:

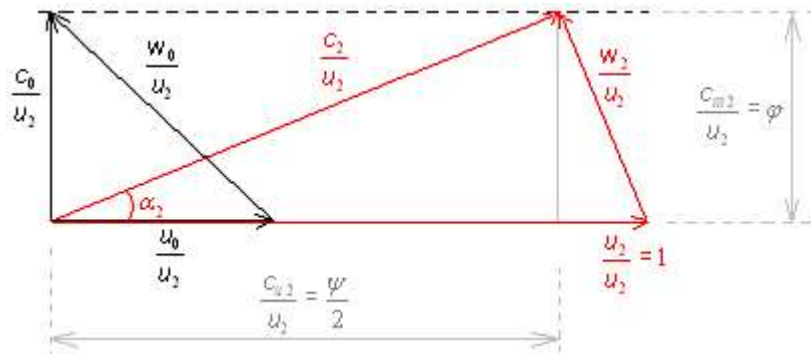


Fig. 6.1.2.2: Triángulos de velocidades adimensionales

Así, a partir de los valores de φ y $\tilde{\Psi}$, podemos obtener el ángulo α_2 correspondiente a la dirección del flujo a la salida del rotor y, por tanto, la dirección del flujo a la entrada del difusor.

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\varphi}{\frac{\tilde{\Psi}}{2}} = \frac{0,33342}{\frac{1,951}{2}} = 0,3418 \quad \rightarrow \quad \alpha_2 = 18,87^\circ$$

El punto de trabajo ($\varphi = 0,33342$; $\tilde{\Psi} = 1,951$) se corresponde con el punto óptimo de las curvas experimentales. Dado que los álabes del difusor tienen una inclinación de 18°, este valor está en concordancia con las conclusiones obtenidas en el capítulo 5, en las que se indicaba que la velocidad de la máquina debía ser tal que el ángulo medio a la salida del rotor fuera ligeramente superior al de inclinación de los álabes.

A partir de la información suministrada por el número de Mach crítico y la velocidad del sonido crítica a la salida del rotor podemos calcular la *temperatura de remanso* a la entrada del difusor.

$$a_2^* = 431,8 \text{ m/s} , \quad M_2^* = 0,55$$

$$a_2^* = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} \cdot R \cdot T_{R2}} \rightarrow T_{R2} = 355,12 \text{ K} = 81,97 \text{ °C}$$

Condición de contorno de presión impuesta

La condición de contorno a la salida del difusor será de presión impuesta. Para determinar su valor, es necesario conocer la presión a la entrada del compresor y tan sólo se dispone de la presión de remanso. No obstante, se puede asumir que la presión dinámica a la entrada es despreciable debido a las bajas velocidades, luego $p_{RS} \approx p_S$. Por medio de la relación de compresión se obtiene la presión a la salida.

$$\Pi_{SD} = \frac{p_D}{p_S} = 1,31 \rightarrow p_D = 1,31 \cdot p_S = 1,31 \cdot 7374,532 = 9660,6 \text{ Pa} = p_3$$

Con esto quedarían definidas las condiciones de contorno necesarias para llevar a cabo las simulaciones del caso compresible.

A partir de los valores experimentales considerados, pueden obtenerse otras magnitudes, útiles para controlar la simulación. Al respecto no debe olvidarse que todos estos valores se han obtenido de forma experimental, con el error que ello conlleva, y que en las simulaciones, también se están realizando muchas simplificaciones.

A partir de la expresión que relaciona las magnitudes temperatura y temperatura de remanso, se llega al valor de la temperatura a la salida del rotor,

$$\frac{T_2}{T_{R2}} = 1 - \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} M_2^{*2} \rightarrow T_2 = 340,3 \text{ K} = 67,15 \text{ °C}$$

y la velocidad queda determinada por la relación entre el número de Mach crítico y la velocidad del sonido crítica,

$$c_2 = a_2^* \cdot M_2^* = 431,8 \cdot 0,55 = 237,49 \text{ m/s}$$

Este mismo valor se obtiene haciendo uso del triángulo de velocidades (ver fig. 6.1.2.2):

$$\left(\frac{c_2}{u_2} \right)^2 = \varphi^2 + \left(\frac{\tilde{\Psi}}{2} \right)^2 = 0,33342^2 + \left(\frac{1,951}{2} \right)^2 = 1,06277$$

$$c_2 = \sqrt{1,06277} \cdot \frac{\pi \cdot 0,8 \cdot 5500}{60} = 237,49 \text{ m/s}$$

La siguiente tabla recoge, a modo de resumen, los valores experimentales usados para definir las condiciones de contorno, los valores de las mismas y los

correspondientes a dicho punto de trabajo experimental, empleados como control de ajuste de la simulación.

Valores experimentales punto de trabajo	Condición de contorno a la entrada de flujo impuesto	Valores calculados para el control de la simulación
$n = 5500 \text{ rpm}$ $V_s = 13,9 \text{ m}^3/\text{s}$ $T_{RS} = 40^\circ\text{C}$ $\Pi_{SD} = 1,31$ $a_2^* = 431,8$ $M_2^* = 0,55$ $\psi = 1,951$	$T_{R0} = 81,97^\circ\text{C}$ $\dot{m}_0 = 0,024464 \text{ kg/s}$ $\alpha_0 = \{16^\circ, 17^\circ, 18^\circ, 19^\circ, 20^\circ, 21^\circ, 22^\circ, 23^\circ\}$	$T_0 = 67,15^\circ\text{C}$ $c_0 = 237,49 \text{ m/s}$
	Condición de contorno a la salida de presión impuesta	
	$p_3 = 9660,6 \text{ Pa}$	

Tabla 6.1.2.1: Resumen de los valores experimentales y condiciones de contorno

Caso Incompresible: Aire

Para realizar simulaciones análogas considerando aire en lugar de vapor de agua, vamos a imponer semejanza en el número de Reynolds. El diagrama de la figura 6.1.2.3 muestra la estrategia seguida para imponer las condiciones de contorno para aire, a partir de las simulaciones de vapor de agua. En este diagrama se observa también la forma en la que se compararán los resultados obtenidos en los casos compresible e incompresible.

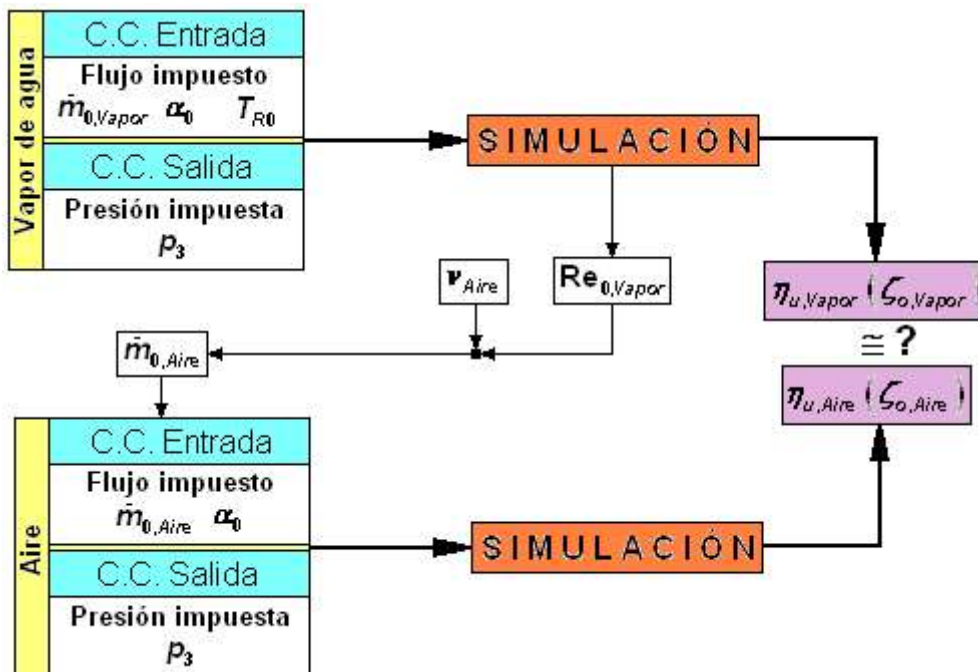


Fig. 6.1.2.3: Comparación de las simulaciones para los casos compresible e incompresible

A diferencia de las simulaciones correspondientes a la optimización de la geometría del difusor, expuestas en el capítulo 5, se ha impuesto una condición de contorno a la entrada de flujo impuesto en lugar de velocidad impuesta, tanto en el caso

compresible como incompresible. Esto no tiene mayor importancia, dado que el objetivo es ver cómo se comporta el difusor en situaciones análogas en las que se consideran o no los efectos de la compresibilidad. No se estaría siendo coherente si se impusieran distintos tipos de condiciones de contorno en ambos casos, pero mientras ambas situaciones se simulen bajo las mismas imposiciones, la comparación será correcta.

Observando el diagrama, se aprecia que, para definir la condición de flujo másico a la entrada, el valor del flujo se obtiene a partir del Reynolds a la entrada obtenido para el caso compresible y el valor de viscosidad cinemática del aire en las condiciones de presión adecuadas. Dado que se impondrá a la salida una presión igual a la del caso compresible, la viscosidad cinemática no será la misma que trabajando a presión atmosférica.

La viscosidad cinemática viene dada por $\nu = \frac{\eta'}{\rho}$, donde η' es la viscosidad dinámica y ρ es la densidad. La viscosidad dinámica no se ve muy afectada por la presión pero la densidad sí. El valor de densidad usado en las simulaciones del capítulo 5 era $\rho = 1,18 \text{ kg/m}^3$, correspondiente a un valor de presión igual a la atmosférica. Si ahora trabajamos imponiendo una presión a la salida del difusor de 9660 Pa y considerando que el aire se comporta como gas ideal, la densidad vendrá dada por:

$$\rho_{p=9660} = \frac{9660}{101325} \cdot \rho_{p=101325} = \frac{9660}{101325} \cdot 1,18 = 0,112497 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

y el valor de la viscosidad cinemática por:

$$\nu = \frac{\eta'}{\rho} = \frac{1,7894 \cdot 10^{-5}}{0,112497} = 1,5906 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Con este valor y el del Reynolds a la entrada (correspondiente al caso compresible) se obtiene el valor de la velocidad meridional a la entrada del difusor para el caso incompresible y, por consiguiente, el flujo másico.

En cuanto a la presión a la salida del difusor, como ya se ha comentado, se impondrá el mismo valor que para el caso compresible. También se realizaron las simulaciones imponiendo a la salida un valor de presión igual a la atmosférica, con el correspondiente valor de densidad para el aire. Es oportuno realizar también las simulaciones imponiendo presión atmosférica a la salida, pues éste fue el método empleado en las simulaciones del capítulo 5, para comparar más claramente las diferencias obtenidas al trabajar con otra presión (densidad) para un mismo fluido y al trabajar con otro fluido.

6.2 Simulación

Las siguientes gráficas muestran los resultados obtenidos para el rendimiento en función del coeficiente de pérdidas en los siguientes casos:

- caso compresible: vapor de agua, propiedades físicas constantes,
- caso compresible: vapor de agua, propiedades físicas dependientes de la temperatura según una relación polinomial de quinto grado,
- caso incompresible: aire y $p_3 = 9660,6 \text{ Pa}$,
- caso incompresible: aire y $p_3 = 101325 \text{ Pa}$.

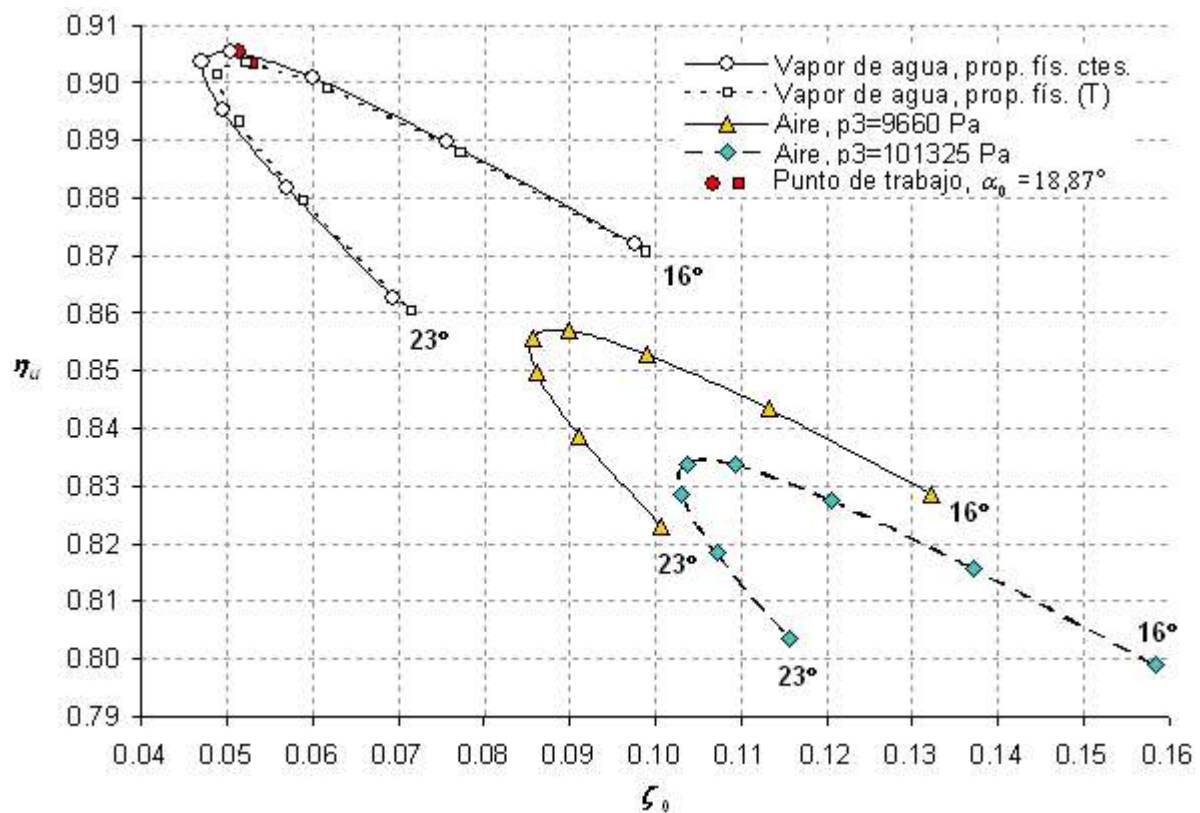


Fig. 6.2.1: Rendimiento en función del coeficiente de pérdidas en los casos compresible e incompresible

El punto de trabajo queda representado por los puntos de color rojo. La simulación del caso compresible se llevó a cabo considerando propiedades físicas constantes y dependientes de la temperatura. Como era de esperar, las diferencias son mínimas, dado el rango pequeño de variación de presión y temperatura, por lo que conviene simular considerando propiedades físicas constantes, reduciéndose el tiempo de cálculo en un 40%.

En primer lugar conviene cuantificar en qué medida se ajustan las simulaciones a la realidad. La tabla 6.2.1 recoge, para el punto de trabajo, representado en la gráfica 6.2.1 en rojo, los valores experimentales de algunas magnitudes y los valores obtenidos en la simulación considerando propiedades físicas constante. Esto permite caracterizar la calidad de la simulación.

	Experimentales	Simulación
p_0 (Pa)	-	8414.3604
T_0 (°C)	67,15	68,97
c_0 (m/s)	237,49	227.17226
M_0 (m/s)	0,521	0.495
p_3 (Pa)	9660,6	9660.58
T_3 (°C)	-	81,503
c_3 (m/s)	-	47,351

Tabla 6.2.1: Comparación valores experimentales con la simulación

Teniendo en cuenta que, tanto en las medidas experimentales como en las simulaciones se incurre en errores, el ajuste obtenido en los valores de temperatura, velocidad y número de Mach es aceptable. La gráfica muestra además, cómo el punto de trabajo, correspondiente al punto óptimo de funcionamiento del compresor, coincide prácticamente con el punto óptimo obtenido para la curva.

Observando la gráfica 6.2.1 se obtienen, además, las siguientes conclusiones:

- los valores de rendimiento obtenidos para vapor de agua son incluso mayores que los obtenidos para aire, a costa incluso de menores pérdidas. Esto queda reflejado en un desplazamiento hacia arriba y a la izquierda de la curva para vapor de agua respecto a la de aire. La forma de las curvas es similar. En el caso compresible la curva se estira, pero este efecto es apreciable únicamente lejos de la zona óptima, que es la interesante. En particular, el punto óptimo se presenta en ambos casos para el mismo valor, próximo a los 19°.
- Comparando las dos simulaciones realizadas para aire, una considerando una presión de salida de 9660 Pa y la otra considerando presión atmosférica, puede verse que la densidad del fluido juega un papel importante. Para una presión menor, y por tanto, menor densidad, a pesar de que las velocidades son más altas (esto ha de ser así si se quiere guardar la semejanza en el Reynolds) el rendimiento es mayor y menores las pérdidas. Así, si las geometrías consideradas en el capítulo 5 se simularan para un valor de presión de salida de 0,1 bar, los resultados serían aún mejores.

Resultados significativos se muestran también en la gráfica de la figura 6.2.2, en la que se ha representado el salto relativo de presión en las caras de presión y succión en el punto óptimo (aproximadamente unos 19°) para las simulaciones con vapor de agua (propiedades físicas constantes) y aire, tanto para $p_3 = 9660 Pa$, como para $p_3 = 101325 Pa$. Estos resultados son una prueba más de la similitud entre los tres modelos, siendo la evolución de la presión, tanto en la cara de presión como en la de succión, semejante en todos los casos.

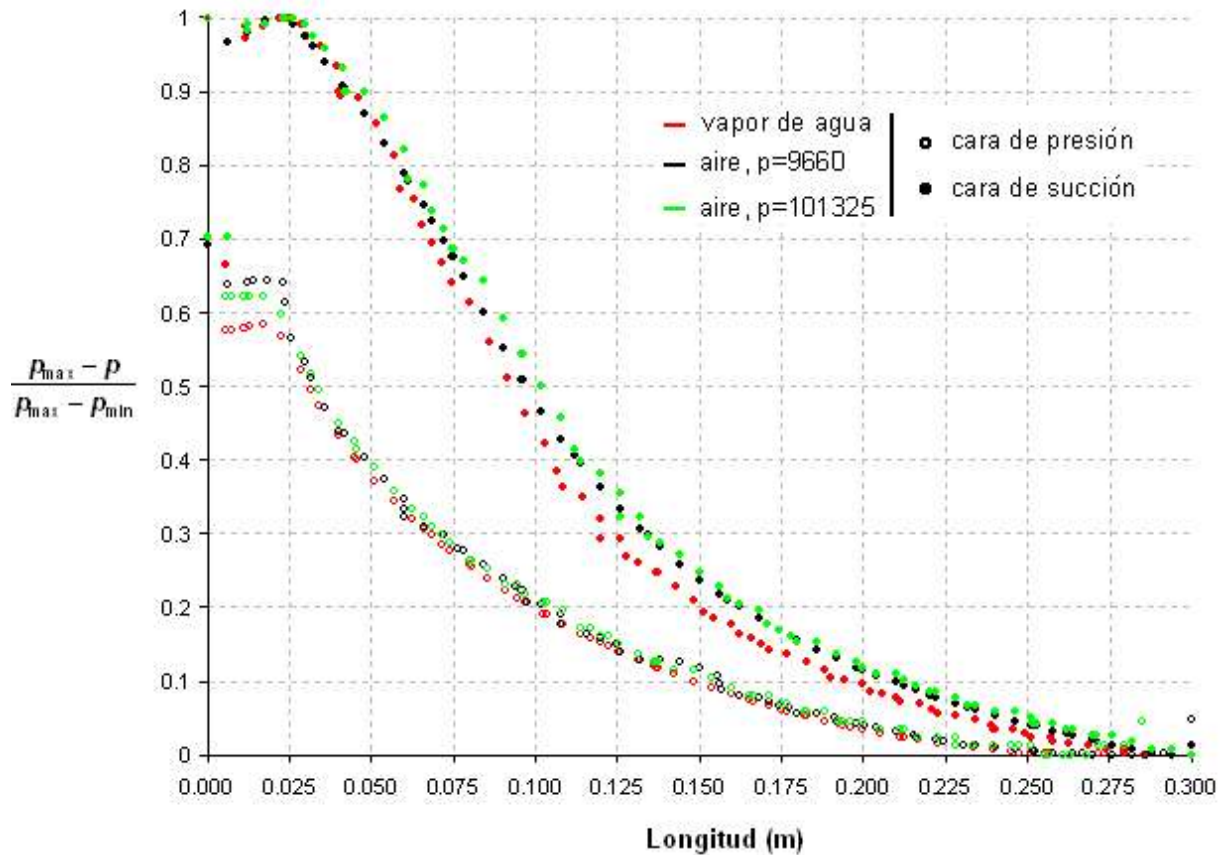


Fig.6.2.2: Salto de presión relativo en las caras de presión y succión para las simulaciones de vapor de agua y aire en el punto óptimo

Otros resultados de interés se aportan en las fotografías incluidas al final del capítulo, correspondientes a los campos de presión, velocidad y temperatura en el punto de trabajo. Las tablas 6.2.2 y 6.2.3 recogen los valores de las simulaciones para todos los ángulos de entrada simulados. En estas tablas, se indica cómo el número de Reynolds alcanzado a la entrada en las simulaciones con vapor de agua, se usa en las simulaciones con aire para determinar la condición de contorno de flujo másico a la entrada.

6.3 Conclusiones

Tras la comparación realizada en el apartado anterior puede afirmarse que el comportamiento del difusor simulado en condiciones de compresibilidad considerando vapor de agua como fluido, presentará un comportamiento mejor que el mostrado en las simulaciones realizadas para optimizar la geometría del difusor, llevadas a cabo con aire. La forma de las curvas correspondientes a un mismo modelo es similar, en particular en la zona óptima, quedando situados los puntos análogos, en posiciones relativas equivalentes. Esto permite extrapolar las conclusiones obtenidas en el capítulo 5 al caso compresible y afirmar que la geometría óptima simulando con aire será también la geometría óptima simulando con vapor de agua.

Las simulaciones del capítulo 5 se llevaron a cabo considerando una presión a la salida igual a la atmosférica. Para presiones menores, y por tanto, menores densidades, el comportamiento se mejora, sufriendo las curvas tan sólo un desplazamiento hacia menores pérdidas y mayores rendimientos, por lo que el razonamiento expuesto en el apartado anterior es igualmente válido.

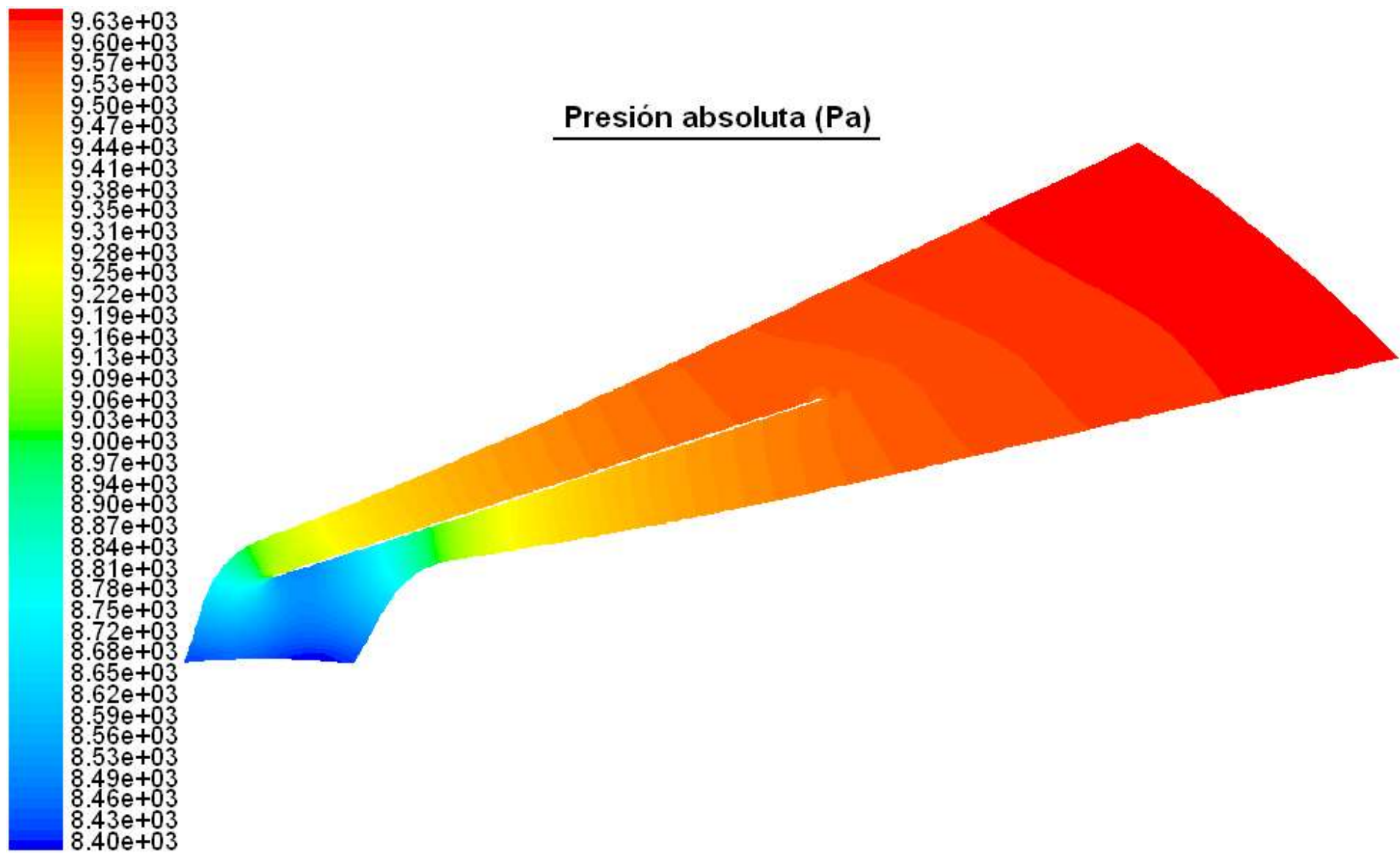


Fig. 6.2.3. Presión absoluta en el pto. óptimo. Caso: vapor de agua y prop. físicas. constantes.

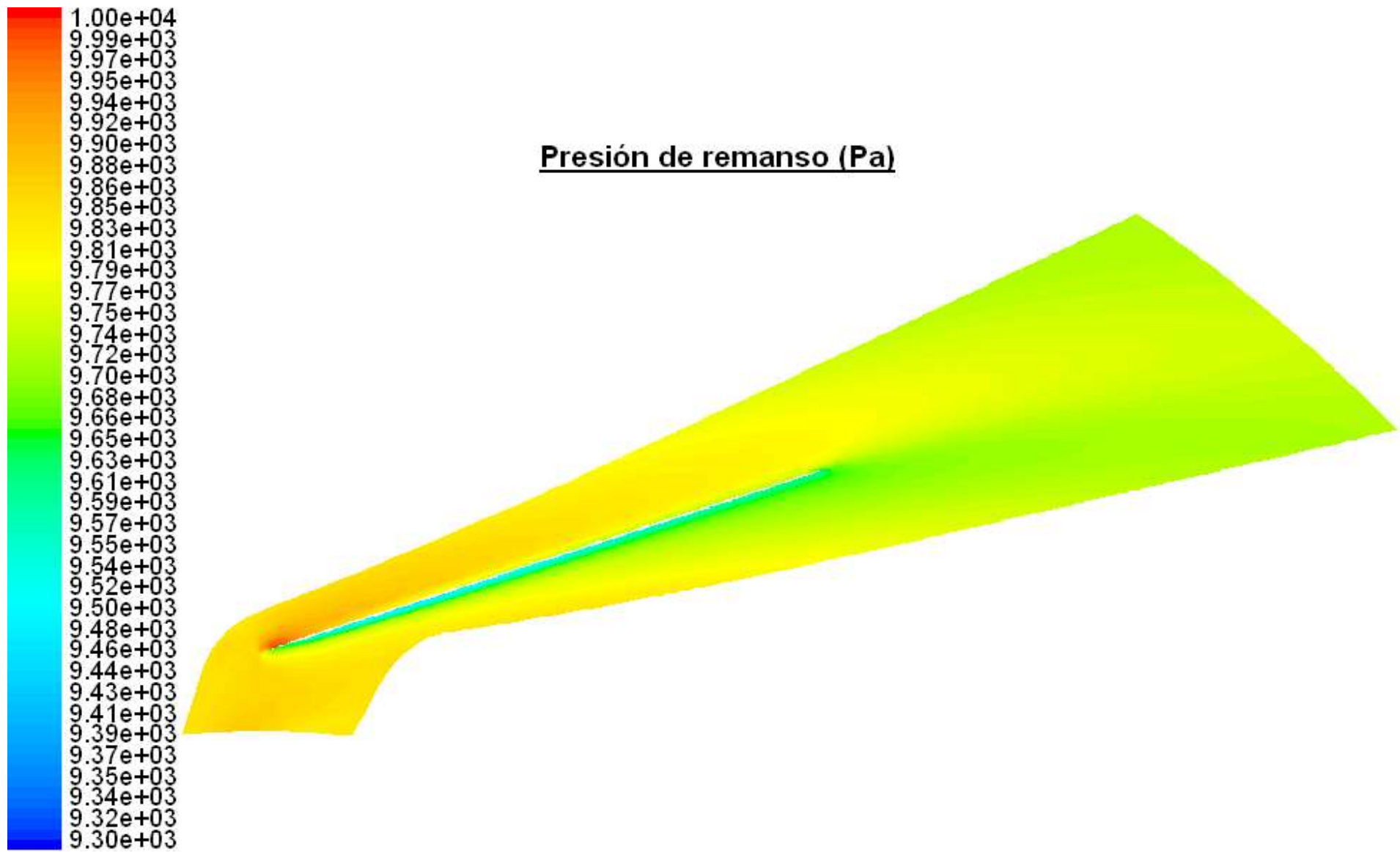


Fig. 6.2.4. Presión de remanso en el pto. óptimo. Caso: vapor de agua y prop. físicas. constantes.

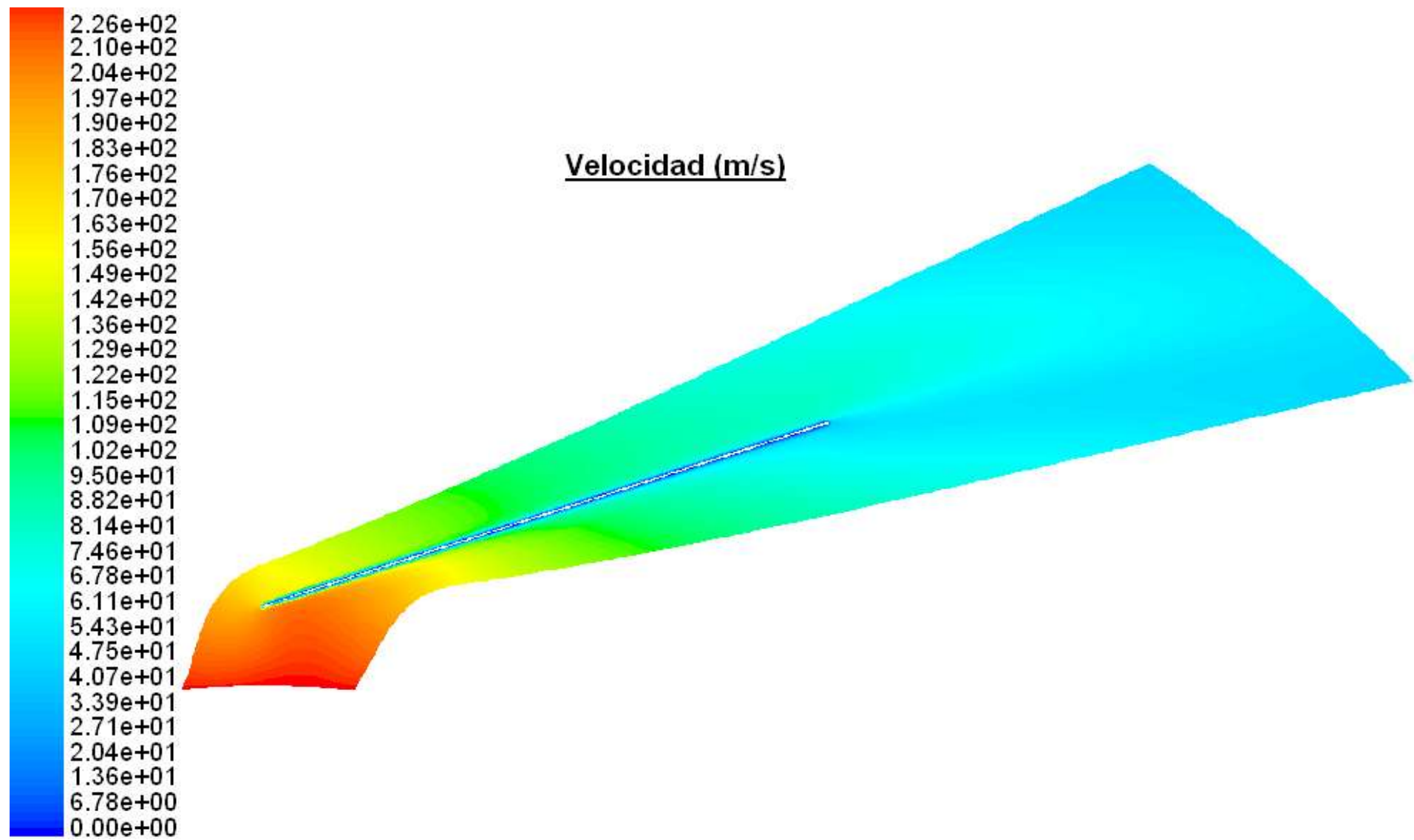


Fig. 6.2.5. Velocidad en el pto. óptimo. Caso: vapor de agua y prop. físicas. constantes.

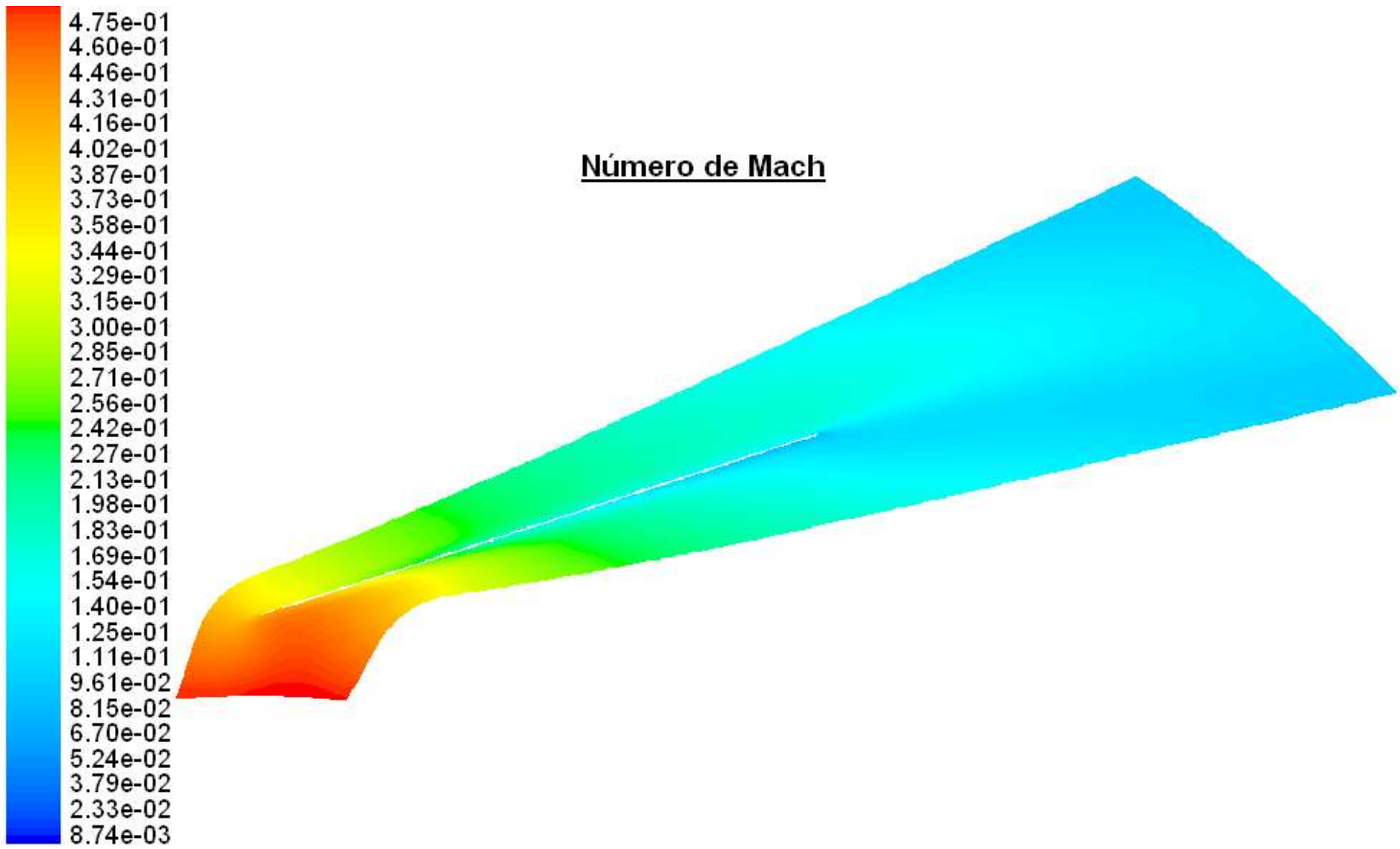


Fig. 6.2.5. Número de Mach en el pto. óptimo. Caso: vapor de agua y prop. físicas. constantes.

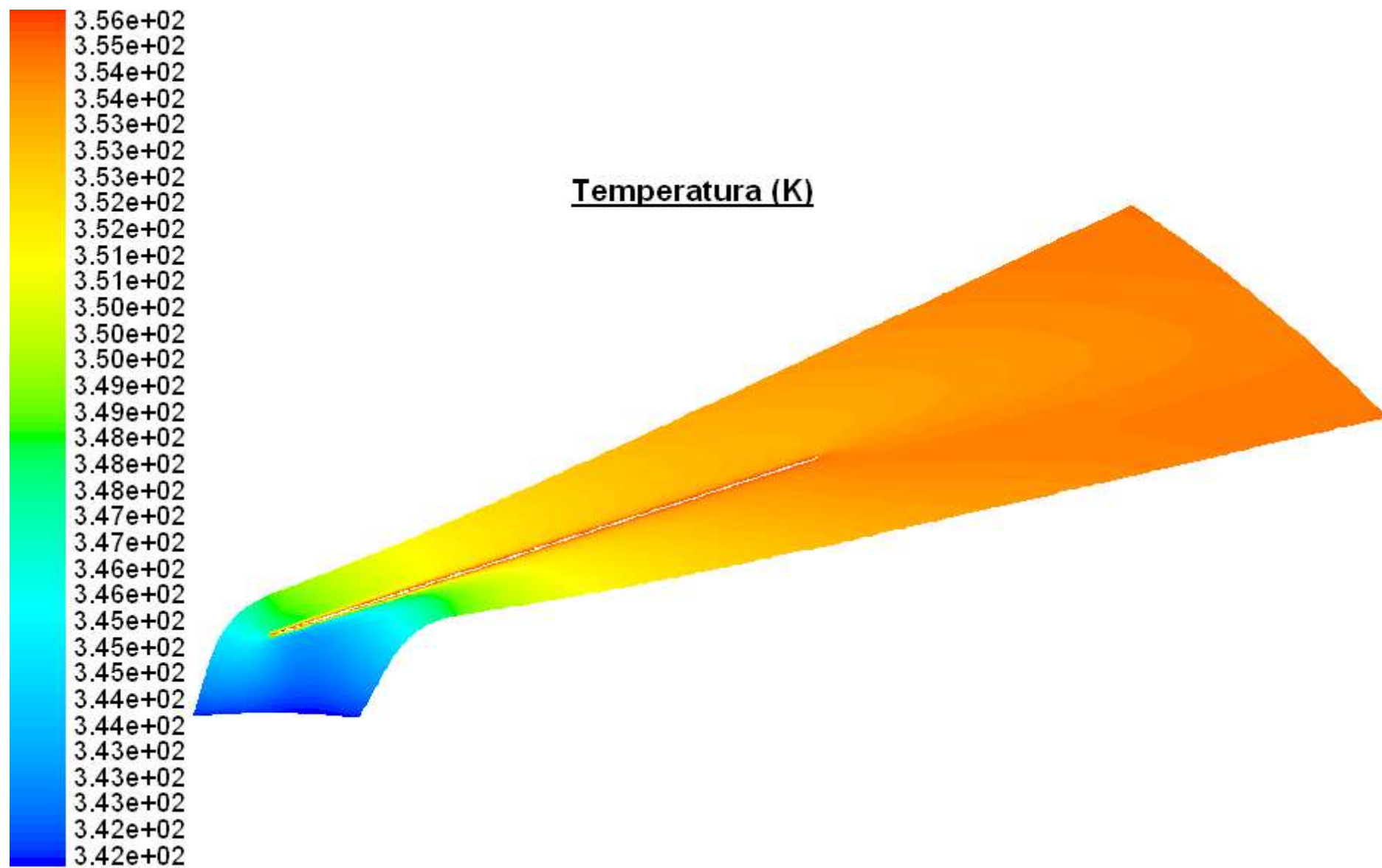


Fig. 6.2.5. Temperatura en el pto. óptimo. Caso: vapor de agua y prop. físicas. constantes.

Flujo másico (kg/s)	α_0 (°)	p_0 (Pa)	T_0 (K)	ρ_0 (kg/m ³)	C_0 (m/s)	p_3 (Pa)	T_3 (K)	ρ_3 (kg/m ³)	C_3 (m/s)	η_u	ζ_0	Re_0
0.024464	16	7943.80	335.80	0.05134	276.95	9660.58	354.74	0.05901	48.30	0.8719	0.0977	3.035E+05
0.024464	17	8126.09	338.44	0.05210	257.32	9660.58	354.70	0.05901	47.88	0.8897	0.0757	2.991E+05
0.024464	18	8287.79	340.58	0.05279	240.27	9660.58	354.67	0.05902	47.56	0.9009	0.0599	2.951E+05
0.024464	18,87	8414.36	342.12	0.05335	227.17	9660.58	354.65	0.05902	47.35	0.9053	0.0513	2.921E+05
0.024464	19	8432.29	342.33	0.05343	225.34	9660.58	354.65	0.05902	47.33	0.9055	0.0504	2.916E+05
0.024464	20	8562.05	343.78	0.05402	212.17	9660.58	354.63	0.05902	47.19	0.9035	0.0470	2.884E+05
0.024464	21	8678.73	345.00	0.05456	200.50	9660.58	354.61	0.05903	47.13	0.8954	0.0494	2.856E+05
0.024464	22	8783.60	346.02	0.05505	190.10	9660.58	354.60	0.05903	47.10	0.8817	0.0569	2.831E+05
0.024464	23	8878.23	346.89	0.05550	180.78	9660.58	354.58	0.05903	47.10	0.8627	0.0694	2.808E+05

Tabla 6.2.2. Resultados numéricos correspondientes a la simulación de vapor de agua y prop. físicas. ctes.

Re_0	α_0 (°)	m (kg/s)	p_0 (Pa)	C_0 (m/s)	p_3 (Pa)	C_3 (m/s)	η_u	η_o
3.035E+05	16	0.042357	7426.74	218.91	9660.57	43.23	0.8287	0.1323
2.991E+05	17	0.041741	7698.42	203.38	9660.57	42.39	0.8433	0.1132
2.951E+05	18	0.041193	7930.75	189.90	9660.57	41.68	0.8528	0.0990
2.916E+05	19	0.040701	8131.80	178.09	9660.57	41.07	0.8569	0.0899
2.884E+05	20	0.040258	8307.11	167.68	9660.58	40.58	0.8558	0.0857
2.856E+05	21	0.039861	8460.72	158.45	9660.58	40.16	0.8496	0.0862
2.831E+05	22	0.039505	8595.87	150.23	9660.58	39.80	0.8387	0.0911
2.808E+05	23	0.039185	8715.73	142.87	9660.58	39.48	0.8230	0.1006

Tabla 6.2.3: Resultados numéricos correspondientes a la simulación de aire, $p_3=9660$ Pa

- Valores impuestos en las condiciones de contorno
- Valores obtenidos en las simulaciones