



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

“Análisis de la influencia de parámetros operacionales sobre inestabilidades de combustión de metano y biogás”.

“Analysis of the influence of operational parameters on methane and biogas combustion instabilities”.

Autor:

Eduardo Tizné Larroy

Directores:

Javier Ballester Castañer

Ennio Giovanni Luciano

ESCUELA DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

2016

“Análisis de la influencia de parámetros operacionales sobre inestabilidades de combustión de metano y biogás”.

Resumen.

Las turbinas de gas son uno de los principales equipos destinados a la generación de energía en la industria. Debido a la extensa utilización de estos equipos se han ido desarrollando tecnologías que permiten hacer turbinas de gas más eficientes y menos contaminantes. La premezcla del combustible con grandes cantidades de aire es la técnica más eficiente de reducción de gases contaminantes, es decir trabajar con mezclas pobres. Como resultado, baja la temperatura de combustión y las emisiones de NO_x se ven significativamente reducidas. Sin embargo, esta técnica nos conduce a otro problema: las inestabilidades termoacústicas.

Este fenómeno puede dañar gravemente este costoso equipo, hecho por el cual se vienen dedicando notables esfuerzos de investigación en este campo, especialmente desde los años 90. Para ello se aplican diversos métodos de análisis tanto teóricos como experimentales. Una de las técnicas más utilizadas es la implementación de modelos que sean capaces de predecir el comportamiento de este fenómeno. Este trabajo de Fin de Grado intenta precisamente desarrollar un modelo capaz de predecir el comportamiento de este indeseable fenómeno en una instalación experimental situada en el LIFTEC.

Todos los resultados experimentales serán obtenidos mediante la utilización del combustor de una turbina de gas a escala de laboratorio, situado en el Laboratorio de Investigación en Fluidodinámica y Tecnologías de la Combustión (LIFTEC). El software utilizado para el desarrollo de los modelos ha sido MATLAB.

Además del desarrollo del modelo se estudiará la evolución de este fenómeno en distintas condiciones de operación. Se estudiarán las frecuencias características de la instalación así como las amplitudes de las oscilaciones de presión que se registran en cada condición de operación. Por otro lado, se compararán estos resultados experimentales con los valores teóricos obtenidos por los modelos.



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. Eduardo Tizné Larroy

con nº de DNI 17759821A en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster) Grado en Ingeniería Química, (Título del Trabajo)

"Análisis de la influencia de parámetros operacionales sobre inestabilidades de combustión de metano y biogás"

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 20 de junio de 2016

Fdo: Eduardo Tizné Larroy

Índice de contenidos - Memoria

1.	Introducción	1
1.1	La turbina de gas	1
1.1.1	Uso de la turbina de gas para la generación de energía	1
1.1.2	Combustión de premezcla pobre	1
1.1.3	El combustible	3
1.2	Inestabilidades Termo-acústicas.	3
1.2.1	Relevancia	3
1.2.2	Descripción del fenómeno	4
1.2.3	Mecanismos de amplificación y disipación de inestabilidades	4
1.3	Objetivos	5
2.	Descripción de la instalación.	6
2.1	Perno de restricción.	7
2.2	Instrumentación	7
3.	Teoría acústica y modelos diseñados.....	7
3.1	Ecuaciones de onda.....	8
3.2	Consideraciones generales de los modelos	9
3.3	Ecuaciones del sistema.....	10
3.3.1	Condiciones de contorno	11
3.3.2	Condiciones de discontinuidad	11
3.4	Modelo de frecuencia	12
3.4.1	Ecuaciones del sistema.....	12
3.4.2	Interpretación física de las soluciones	13
3.5	Modelo de presión	14
3.5.1	Ecuaciones del sistema.....	14
3.5.2	Método de resolución	14
3.5.3	Interpretación de la solución	15
3.6	Modelo de velocidad.....	15

3.6.1	Perfil teórico	16
4.	Ensayos realizados	17
4.1	Instalación y calibración de los transductores de presión.	17
4.2	Medida de $R1$	18
4.3	Medida de la FTF	18
4.4	Ensayos con cámara de 125 cm	20
4.5	Ensayos con cámara de 90 cm	20
5.	Resultados de los modelos.....	21
5.1	Modelo de frecuencia	21
5.2	Modelo de perfil de presión.....	23
5.3	Modelo de perfil de velocidad	24
6.	Influencia de los parámetros operacionales	26
6.1	Cámara de 125cm.....	26
6.2	Cámara de 90 cm.....	28
6.2.1	Metano	28
6.2.2	Biogás	31
7.	Análisis paramétrico.....	33
8.	Conclusiones y trabajo futuro.....	37
8.1	Hallazgos.....	37
8.2	Trabajo futuro	38
	Bibliografía	40

Índice de contenidos - Anexos

ANEXO I: DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN	45
1. Instalación experimental.....	46
1.1 Línea de gases.	46
1.2 Línea de premezcla.....	46
1.3 Perno de restricción.	47
1.4 Cámara de combustión.	47
1.5 Elementos auxiliares.	48
2. Instrumentación.....	48
2.1 Medidas de presión.....	48
2.2 Quimioluminiscencia.....	49
3. Imágenes de la instalación.	50
ANEXO II: MODELOS DESARROLLADOS.....	57
1. Modelo termo-acústico.....	57
1.1 Ecuaciones de conservación.....	57
1.1.1 Conservación de la masa.....	57
1.1.2 Ecuación del momento lineal.....	57
1.1.3 Ecuación de la energía.....	58
1.1.4 Ecuación de la entropía.....	58
1.1.5 Ecuación de la vorticidad.....	59
1.2 Ecuación de onda homogénea.....	59
1.2.1 Solución de la ecuación de onda homogénea.....	61
1.3 Ecuación de onda no homogénea.....	62
2. Ecuaciones generales de los modelos.....	63
2.1 Ecuaciones del sistema.....	64
2.1.1 Condiciones de contorno.....	64
2.1.2 Condiciones de discontinuidad.....	65
3. Modelo de frecuencia.....	68

3.1	Ecuaciones del sistema.....	68
3.2	Método de resolución.....	70
3.3	Interpretación física de las soluciones.....	70
4.	Modelo de presión.....	71
4.1	Ecuaciones del sistema.....	71
4.2	Método de resolución.....	73
4.3	Interpretación de la solución.....	74
5.	Modelo de velocidad.....	74
5.1	Perfil teórico.....	74
ANEXO III: ENSAYOS PRELIMINARES.....		77
1.	Adquisición de datos.....	77
2.	Calibración de la instrumentación de medida.....	77
2.1	Introducción.....	77
2.2	La instalación de calibración.....	78
2.3	Ensayos realizados y metodología.....	80
2.3.1	Procedimiento seguido en el 1er experimento.....	81
2.3.2	Procedimiento seguido 2º experimento.....	82
2.4	Cambio en el volumen muerto entre TP y orificio.....	84
2.4.1	Diferencia de amplitudes.....	84
2.4.2	Diferencia de fase.....	86
2.5	Cambio de la sección expuesta al el TP.....	89
2.5.1	Diferencia de amplitudes.....	89
2.5.2	Diferencia de fase.....	91
2.6	Resumen.....	93
2.6.1	Distintos volúmenes.....	93
2.6.2	Cambio en la sección expuesta del TP.....	93
2.6.3	Conclusión.....	94
2.6.4	Constante seleccionada.....	94

2.7	Colocación futura de los TPs en la instalación.	95
3.	Método multimicrófono.....	96
4.	Medida de $R1$	97
4.1	Condiciones medidas.	97
4.2	Metodología.....	98
4.3	Cálculo de $R1$	98
4.4	Resultados de $R1$ obtenidos.	99
5.	Medida de FTF.....	100
5.1	Ensayos realizados.....	100
5.2	Metodología.....	101
5.3	Cálculo de FTF.....	101
5.4	Resultados de FTF.....	102
ANEXO IV: RESULTADOS EXPERIMENTALES Y TEÓRICOS.....		105
1.	Análisis de resultados.....	106
1.1	Frecuencia.	106
1.2	Variación de presión.....	107
1.3	Variación de velocidad.	107
2.	Cámara de 125 cm.....	107
2.1	Metano.....	108
2.1.1	Restricción 30.	108
2.2	Biogás.	112
2.2.1	Restricción 30.	112
3.	Cámara de 90 cm.....	116
3.1	Metano.....	117
3.1.1	Restricción 30.	117
3.1.2	Restricción 15.	121
3.1.3	Restricción 9.	125
3.1.4	Restricción 6.	129

3.1.5	Restricción 3.....	133
3.2	Biogás.....	137
3.2.1	Restricción 30.....	137
3.2.2	Restricción 15.....	141
3.2.3	Restricción 9.....	145
3.2.4	Restricción 6.....	149
3.2.5	Restricción 3.....	153
4.	Conclusiones.....	157
4.1	Modelo de frecuencia.....	157
4.2	Modelo de perfil de presión.....	158
4.3	Modelo de perfil de velocidad.....	158
5.	Influencia de los parámetros operacionales.....	159
5.1	Cámara de 125cm.....	159
5.2	Cámara de 90 cm.....	161
5.2.1	Metano.....	161
5.2.2	Biogás.....	164
6.	Análisis paramétrico.....	166

Memoria

1. Introducción

1.1 La turbina de gas

1.1.1 Uso de la turbina de gas para la generación de energía

La turbina de gas es una turbomáquina con dos usos muy concretos y extendidos: por una parte, la generación de energía, bien sea para el autoconsumo en la planta o para la red eléctrica, y por otra la propulsión de vehículos y máquinas.

En las últimas décadas la tecnología de la turbina de gas ha experimentado un gran paso adelante gracias a los nuevos materiales, recubrimientos y sistemas de refrigeración. Un claro ejemplo de ello es el aumento de la presión en la cámara de combustión de 5 a 35 atmósferas, así como las temperaturas de entrada y salida de la cámara de combustión de 450 a 900 K y de 1100 a 1850 K respectivamente [1]. Esta considerable mejora en estos parámetros clave ha permitido aumentar la eficiencia de la turbina de gas, considerada como equipo aislado, de un 15% a un 42% aproximadamente [1, 2].

En caso de integrar la turbina de gas en un ciclo combinado de gas y vapor, aprovechando los gases del escape de la turbina para generar vapor, estas eficiencias pueden incrementarse hasta el 55-65% [1-3]. Este elevado rendimiento y su coste relativamente reducido explican la rápida expansión de las plantas de ciclo combinado de gas, que en países como España han experimentado un gran aumento durante la última década [4].

1.1.2 Combustión de premezcla pobre

Ajustarse a los límites de emisiones previstos por la legislación medioambiental es uno de los aspectos más críticos a la hora de diseñar cualquier equipo. En este aspecto la combustión representa el proceso crítico a estudiar, dado que diferentes condiciones en este proceso llevarán consigo más o menos contaminantes. En especial para la turbina de gas, el principal reto es mantener por debajo de los límites legales las emisiones de monóxido de carbono y NO_x.

Un parámetro de operación fundamental es el porcentaje de aire utilizado respecto al estequiométrico, que en este trabajo se expresará en términos de la relación de equivalencia (en lo sucesivo ER, definida como el cociente entre el aire estequiométrico y el aire utilizado). Este parámetro determina la temperatura de llama, con gran influencia sobre la formación de NO_x por mecanismo térmico.

En la mayoría de equipos de combustión industrial, la zona óptima de trabajo se sitúa en torno al punto estequiométrico, con bajo exceso de aire para asegurar que la llama sea estable, ya que altos excesos de aire reducen la temperatura de combustión y, como consecuencia, la estabilidad es peor [5-7]. Además, en caso de trabajar con elevado exceso de aire, se pueden emitir inquemados (sobre todo CO e hidrocarburos) si las reacciones no llegan a completarse debido a una temperatura de combustión demasiado baja para que en el tiempo de residencia del combustible en la cámara de combustión el combustible se queme completamente [1, 3].

Por estos motivos, tradicionalmente las llamas en combustores de turbinas de gas solían trabajar con bajo exceso de aire, inyectándose el aire de dilución adicional, que debe utilizarse para reducir la temperatura de los productos hasta el límite que fijan los materiales de la turbina, aguas abajo de la llama. Sin embargo, esta tecnología causaba altas emisiones de NO_x térmicos por altas temperaturas en cámara de combustión, los cuales ya se habían formado antes de que la temperatura fuera reducida por medio de la dilución. A partir de los años 90 se introdujo una nueva tecnología: la combustión de premezcla pobre. Esta técnica consiste en la inyección del combustible premezclado previamente con una corriente de aire, con una proporción aire-combustible muy superior a la estequiométrica, es decir, una importante fracción del aire de dilución se aporta antes de la combustión con el fin de reducir la temperatura y, con ello, la formación de NO_x térmico [1, 3].

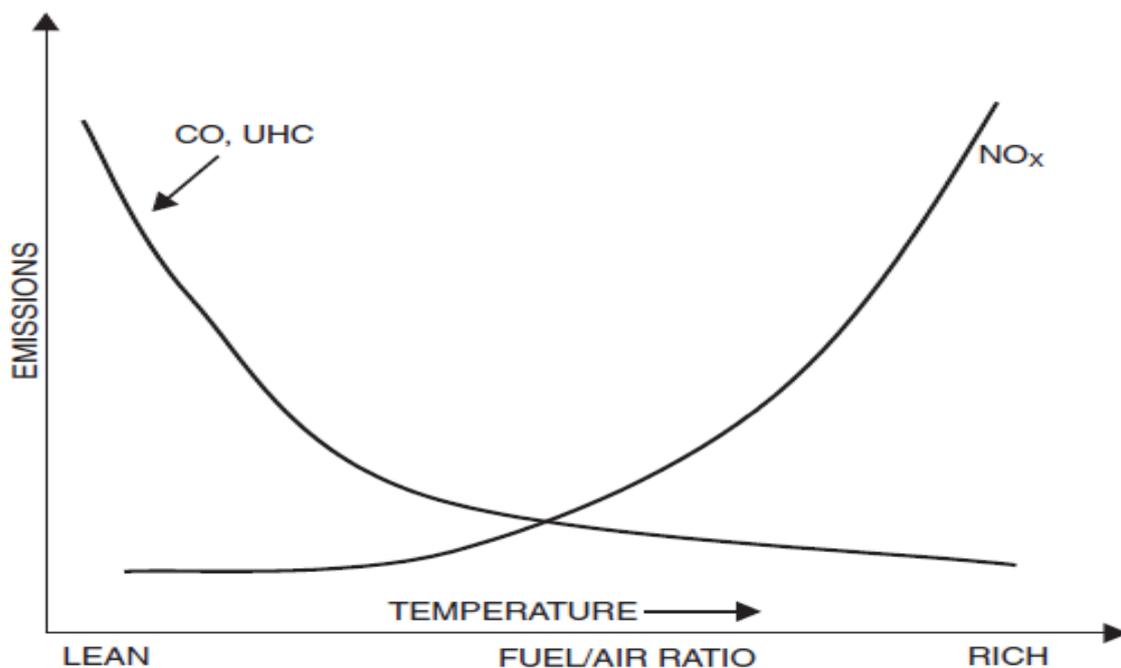


Figura 1: Relación entre emisiones de productos contaminantes y la relación aire-combustible [1].

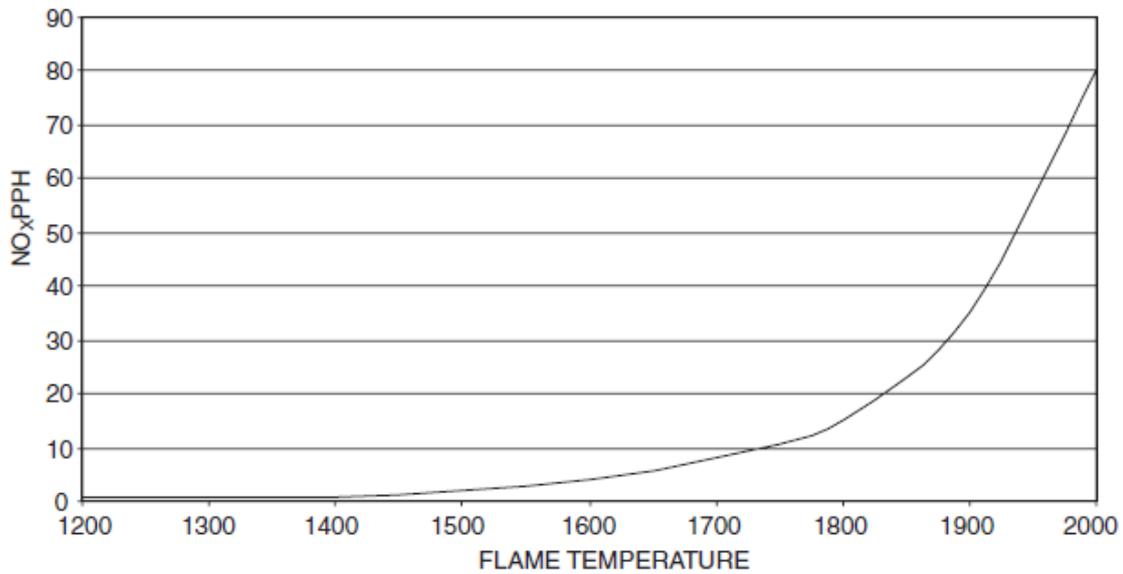


Figura 2: Relación entre temperatura de llama (K) y NO_x generado [1].

1.1.3 El combustible

Las turbinas de gas son capaces de trabajar con una gran variedad de combustibles. El análisis de este trabajo se centra en el uso de metano como representativo del gas natural y también la utilización de biogás. Sin embargo, el concepto de biogás abarca muchas composiciones distintas [8, 9], por ello, en este trabajo se utiliza un biogás “tipo” de composición 60% CH₄ y 40 % CO₂ (véase anexo I).

El hecho de tomar combustibles sintéticos es debido a que de esta forma se obtienen resultados en las mismas condiciones de composición y propiedades del combustible, ya que si se tomase gas natural de red no sería posible comparar los ensayos realizados en días distintos (véase anexo I).

1.2 Inestabilidades Termo-acústicas.

1.2.1 Relevancia

Las turbinas de gas de premezcla pobre tienen la gran ventaja de que sus emisiones de NO_x son muy bajas, por debajo de los límites legales (25 ppm a 15% de O₂). Sin embargo, el uso de llamas de premezcla tan pobres las hace susceptibles a la aparición de un problema: las inestabilidades termo-acústicas [7]. Este fenómeno consiste en la aparición y crecimiento rápido de fluctuaciones de presión, que pueden alcanzar amplitudes de varios bares [10], debido al acoplamiento entre la combustión y la acústica del sistema. Dicho fenómeno puede llegar a causar daños graves sobre componentes clave de la cámara de combustión y la propia turbina de gas.

1.2.2 Descripción del fenómeno

Las inestabilidades termo-acústicas surgen como consecuencia de la interacción entre las ondas de presión y la liberación de calor no estacionaria producida en la cámara de combustión. Debido a la baja relación de equivalencia utilizada en los combustores de premezcla, la llama es más inestable y más sensible a las perturbaciones de velocidad y ER en el flujo de inyección [6]. Estas fluctuaciones provocan una liberación de calor no estacionaria, que podrá acoplarse o no con las ondas de presión en función de la fase relativa entre ambas. Este mecanismo se describe mediante el criterio de Rayleigh [11], representado matemáticamente por la (Ec.1).

$$\oint_t p'(t) \dot{Q}'(t) dt > 0 \quad [\text{Ec. 1}]$$

Donde p' y Q' representan las fluctuaciones de presión y liberación de calor respectivamente. La integral se hace positiva cuando ambas fluctuaciones están en fase, lo que conlleva un incremento neto positivo de la energía acústica aportada al sistema, y por tanto de la amplitud de p' .

Sin embargo, hay efectos de disipación en la cámara de combustión que tienden a reducir la energía acústica en el sistema, disminuyendo la amplitud de las inestabilidades o incluso llegando a impedir su aparición. Por tanto, el criterio de Rayleigh es una condición necesaria pero no suficiente para la aparición de inestabilidades [12]. Este fenómeno se producirá únicamente cuando la energía suministrada al campo acústico por parte del proceso de combustión sea mayor que la energía perdida por mecanismos de disipación [6].

1.2.3 Mecanismos de amplificación y disipación de inestabilidades

Las inestabilidades termo-acústicas aparecen porque hay un “lazo retroalimentado” entre el proceso de combustión y las oscilaciones acústicas. Esta interconexión se representa en la Figura 3, según la cual se observa cómo fluctuaciones en la velocidad y el ER inducen fluctuaciones en la liberación de calor. Esto a su vez excita las oscilaciones acústicas, las cuales generan mayores fluctuaciones en la velocidad y en la relación de equivalencia, cerrando así el lazo retroalimentado. En función de las magnitudes relativas de energía añadida o disipada, las inestabilidades termo-acústicas crecerán, alcanzarán un nivel constante (ciclo límite) o se verán amortiguadas.

La energía ganada como consecuencia de los procesos ya descritos puede ser disipada por varios mecanismos de amortiguación. Dichos mecanismos juegan un papel muy

importante en la determinación de las condiciones bajo las cuales se producen las inestabilidades. La energía puede ser disipada o retirada del sistema principalmente mediante procesos tales como mecanismos viscosos y de transferencia de calor, convección y/o radiación de energía acústica y transferencia de energía de modos naturales a modos superiores. En resumen, en función de cómo actúan los mecanismos que amplifican y amortiguan las inestabilidades, se producirá o no un aumento de las mismas. Este fenómeno, por tanto, está íntimamente ligado a las características geométricas, de operación y acústicas del conducto de inyección y de la cámara de combustión [5, 6, 13].



Figura 3: Esquema de la realimentación feedback.

1.3 Objetivos

El fenómeno de inestabilidades termo-acústicas supone un importante reto tecnológico para los fabricantes y usuarios de turbinas de gas, al que vienen dedicando notables esfuerzos de investigación [13], sobre todo desde los años 90. Para ello se vienen aplicando diversos métodos de análisis, tanto teóricos como experimentales. Una de las aproximaciones más utilizadas, sobre todo para la identificación de frecuencias características en una cierta instalación, es la aplicación de modelos acústicos unidimensionales del sistema.

El objetivo de este trabajo es estudiar la influencia que tienen los distintos parámetros de operación sobre el fenómeno de las inestabilidades termo-acústicas en combustión mediante el análisis de datos experimentales y teóricos, para así proponer un método de mitigación de este indeseable fenómeno.

Tras un breve estudio previo de los modos dominantes de la instalación, las frecuencias características oscilan entre 100 y 150 Hz. Atendiendo a los parámetros geométricos de la cámara y velocidad del sonido, se determinó que los modos predominantes eran axiales y no transversales, por ello la manera de lograr el objetivo de este trabajo es generar un modelo unidimensional que simule el comportamiento de un quemador a escala de laboratorio presente en el LIFTEC. El modelo desarrollado, acoplado con un modelo de predicción de frecuencias naturales del sistema, modelizará tanto el perfil de la fluctuación de presión p' como el de la fluctuación de velocidad u' a lo largo de la instalación.

El hecho de conocer las frecuencias características de una instalación permite el dimensionamiento de resonadores que supriman esta frecuencia. Por otro lado, conocer el perfil de presiones nos permite conocer el punto de la instalación con mayor fluctuación de presión. En caso de querer instalar transductores de presión o amortiguadores en un equipo, con el modelo podríamos conocer el punto más adecuado para su instalación.

2. Descripción de la instalación.

La instalación experimental, mostrada en la Figura 4, está situada en el Laboratorio de Investigación en Fluidodinámica y Tecnologías de la Combustión (LIFTEC), un centro mixto perteneciente al CSIC y la Universidad de Zaragoza.

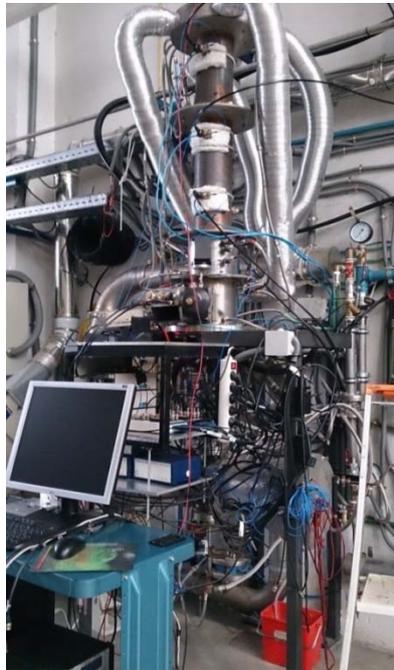


Figura 4: *Imagen de la instalación experimental situada en el LIFTEC.*

Esta instalación se ha diseñado para el estudio de quemadores de gas de premezcla (con y sin llama piloto), premezcla parcial y difusión. El sistema reproduce las principales características de los equipos reales, permitiendo una amplia flexibilidad en aspectos como el grado de premezcla, la configuración del quemador o las características acústicas del sistema. Incorpora instrumentación para estudiar tanto la llama como el comportamiento de toda la instalación (sensores de radiación, espectrómetro, imágenes de llama en el rango visible y ultravioleta, fluctuaciones de presión) y amplio acceso para la utilización de sondas o técnicas ópticas.

Además de combustibles convencionales, la instalación se ha diseñado para estudiar el comportamiento de combustibles alternativos como biogás u otro tipo de mezclas. Para ello,

se cuenta con un sistema de preparación de gas sintético mediante mezclas en proporción variable de distintos gases (CH_4 , CO_2 , CO , H_2 y gas natural de red).

La mezcla de combustible seleccionada se inyecta a una velocidad mayor que la del sonido en un plenum, situado antes del conducto de inyección. Seguidamente la mezcla entra en el conducto de inyección (o conducto anular), en el cual se halla un swirler el cual le da un movimiento helicoidal a la mezcla de gases. Finalmente, la mezcla alcanza la cámara de combustión donde se quema. Véase anexo I para conocer con más detalle la morfología de la instalación.

2.1 Perno de restricción.

Este perno de restricción (también llamado perno de bloqueo) es una pieza situada entre el plenum y el conducto de inyección que nos permite variar el coeficiente de reflexión de las ondas de presión en la entrada del conducto de inyección según su posición. La posición de este se mide mediante un cuentavueltas situado debajo del plenum principal. Cuanto mayor es el grado de apertura (mayor número de vueltas), menor es la interacción de esta pieza con las ondas de presión y cuanto menor sea la sección de paso mayor es esta interacción. En concreto, un valor de 30 vueltas representará una entrada al conducto completamente abierta mientras un valor de 3 vueltas indicará que el conducto está casi cerrado, siendo 15 vueltas el punto en el que la pieza comienza a entrar dentro del conducto. Se recomienda consultar el anexo I para conocer más detalladamente el funcionamiento de esta pieza clave en este trabajo.

2.2 Instrumentación

La instalación cuenta con diez transductores de presión (en lo sucesivo por brevedad TP) que proporcionan las medidas de fluctuación de presión necesarias para determinar las características de las ondas acústicas en distintos puntos del sistema. A su vez también se cuenta con un fotomultiplicador, el cual mide la radiación emitida por la llama filtrada en la banda de OH^* (310 nm), cuyo valor está ligado al desprendimiento instantáneo de calor [6, 14, 15]. Para conocer mejor la instrumentación de medida así como la de adquisición de datos se recomienda consultar el anexo I.

3. Teoría acústica y modelos diseñados

Además del estudio de la influencia de los parámetros operacionales en las inestabilidades en combustión de metano y biogás, en este trabajo se desarrollan dos modelos

que son capaces de predecir la forma del perfil de la fluctuación de presión (p') y de velocidad (u') en la instalación situada en el LIFTEC. Por otro lado, se perfecciona un modelo ya existente de variación de frecuencia, el cual es necesario para que funcionen los otros dos modelos de variación de presión y velocidad.

Los tres modelos parten de la misma base teórica, sin embargo, cada modelo tiene su propio funcionamiento.

3.1 Ecuaciones de onda.

Para desarrollar las ecuaciones fundamentales de la acústica, se parte de las ecuaciones básicas de conservación, en particular: conservación de la masa, ecuación del momento lineal, ecuación de la energía y ecuación de la entropía. Estas ecuaciones se detallan en el anexo II.

Por otro lado se definen los parámetros que caracterizan el flujo (presión p , densidad ρ y velocidad u) como la suma de dos componentes: una que caracteriza el flujo medio estacionario (denotado con una barra) y otra que refleja las pequeñas perturbaciones (denotada con primas) que fluctúan en el espacio (x) y en el tiempo (t).

$$p(x, t) = \bar{p} + p'(x, t) \quad [\text{Ec. 2}]$$

$$\rho(x, t) = \bar{\rho} + \rho'(x, t) \quad [\text{Ec. 3}]$$

$$u(x, t) = \bar{u} + u'(x, t) \quad [\text{Ec. 4}]$$

Combinando las ecuaciones de conservación mencionadas antes y bajo ciertas hipótesis llegamos a las ecuaciones de onda para p' y u' .

$$p'(x, t) = \hat{p}e^{i\omega t} = (A^+ e^{-ik^+(x-x_0)} + A^- e^{ik^-(x-x_0)})e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 5}]$$

$$u'(x, t) = \hat{u}e^{i\omega t} = \left(\frac{A^+}{\bar{\rho}c} e^{-ik^+(x-x_0)} - \frac{A^-}{\bar{\rho}c} e^{ik^-(x-x_0)} \right) e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 6}]$$

En las anteriores ecuaciones y en lo sucesivo los coeficientes A^+ y A^- (invariantes de Riemann) tienen unidades de presión y representan las amplitudes de dos ondas (incidente y reflejada), que se desplazan en el sentido de la coordenada x creciente y decreciente, respectivamente. Por otro lado, la longitud de onda de cada una de estas dos ondas se encuentra definida mediante los números de onda respectivos como $k^\pm = \frac{\omega}{c \pm \bar{u}} = \frac{2\pi}{\lambda(1 \pm M)}$,

donde ω es la frecuencia en rad/s, c es la velocidad del sonido, λ es la longitud de onda y M es el número de Mach.

Las invariantes de Riemann también pueden estar definidas en unidades de velocidad, en cuyo caso se indicarán en este trabajo como f y g . La relación entre ambas notaciones es: $A^+ = f\bar{\rho}c$ y $A^- = g\bar{\rho}c$. Para mayor detalle véase anexo II.

3.2 Consideraciones generales de los modelos

Los modelos utilizados comparten las mismas hipótesis de trabajo, que se resumen a continuación:

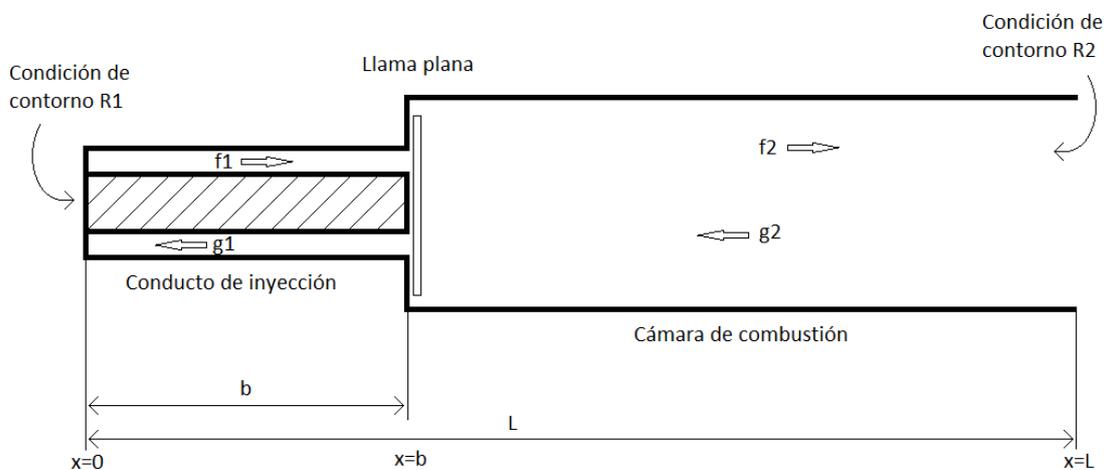


Figura 5: Esquema de la instalación experimental.

- La hipótesis principal es que únicamente existen ondas longitudinales. Es decir, desde el punto de vista acústico, el modelo es unidimensional.
- Se supone que el fluido se comporta como gas perfecto en el conducto de inyección tomando una temperatura de referencia de 20 °C. Así, la velocidad del sonido en el conducto anular se calcula como $c = \sqrt{\gamma RT}$.
- Se considera una llama compacta (longitud de llama \ll longitud de onda) y se desprecian fenómenos de fricción tanto en el conducto anular como en la cámara de combustión. Por tanto, se divide el sistema en dos partes, donde en cada una de ellas se tiene un flujo isentrópico e irrotacional. Entre ambas se sitúa la llama, donde estas consideraciones no se cumplen. Sin embargo la aproximación es válida ya que se trata de una discontinuidad puntual, siendo que su longitud es despreciable frente a la longitud de onda del sonido [6, 14, 16].
- La temperatura del segundo tramo (cámara de combustión) se considera constante e igual a 0.5 veces la temperatura adiabática de combustión.

- En el modelo de frecuencia la generación de sonido debida de a la combustión se introduce mediante la función de transferencia de llama (FTF) medida en régimen lineal.

En la Figura 5 se muestra un esquema de la instalación tal y como se plantea en los modelos. Este esquema representaría un corte de la instalación a lo largo de su eje axial. En el esquema se puede apreciar el conducto anular y la cámara de combustión.

3.3 Ecuaciones del sistema

El sistema puede considerarse dividido en dos tramos: el conducto de inyección y la cámara de combustión. Ambos tramos están separados por una discontinuidad debida a dos efectos de distinta naturaleza: un cambio de sección que origina cambios en la amplitud de las ondas, y una llama, que causa cambios de densidad, temperatura y composición del gas.

A partir de las ecuaciones básicas de conservación y de la teoría acústica es posible deducir las relaciones que deben cumplirse, a partir de las cuales se calcularán los modos de oscilación del sistema, así como los perfiles de fluctuación de presión y velocidad.

Así, en los dos tramos del sistema se deben cumplir las soluciones a la ecuación de onda homogénea para presión y velocidad. Por tanto, se verifican las (Ecs. 7-10) que expresan las ecuaciones de onda para las fluctuaciones de presión y velocidad en ambos tramos. En la Figura 5 se indican las longitudes del conducto anular (b), de la cámara de combustión ($L - b$) y del conjunto del sistema L . En lo sucesivo, el subíndice 1 hace referencia al conducto anular y el subíndice 2 a la cámara de combustión.

$$p'_1(x, t) = \widehat{p}_1 e^{i\omega t} = (A_1^+ e^{-ik_1^+(x-0)} + A_1^- e^{ik_1^-(x-0)}) e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 7}]$$

$$p'_2(x, t) = \widehat{p}_2 e^{i\omega t} = (A_2^+ e^{-ik_2^+(x-b)} + A_2^- e^{ik_2^-(x-b)}) e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 8}]$$

$$u'_1(x, t) = \widehat{u}_1 e^{i\omega t} = \left(\frac{A_1^+}{\rho c} e^{-ik_1^+(x-0)} - \frac{A_1^-}{\rho c} e^{ik_1^-(x-0)} \right) e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 9}]$$

$$u'_2(x, t) = \widehat{u}_2 e^{i\omega t} = \left(\frac{A_2^+}{\rho c} e^{-ik_2^+(x-b)} - \frac{A_2^-}{\rho c} e^{ik_2^-(x-b)} \right) e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 10}]$$

Para resolver estas ecuaciones es necesario definir unas condiciones de contorno en $x = 0$ y en $x = L$, y también condiciones de acoplamiento en la discontinuidad $x = b$.

3.3.1 Condiciones de contorno

A la entrada y salida del sistema existen condiciones de frontera que las ondas de presión y velocidad deben cumplir. Se denotan los coeficientes de reflexión en la entrada y la salida como $R1$ y $R2$, y se definen de acuerdo con las ecuaciones (Ec. 11) y (Ec. 12) respectivamente, como el cociente entre la amplitud de las ondas reflejada e incidente en la entrada ($R1$ en $x = 0$) y la salida ($R2$ en $x = L$).

$$R1 = \frac{A_1^+(x = 0)}{A_1^-(x = 0)} \quad [\text{Ec. 11}]$$

$$R2 = \frac{A_2^-(x = L)}{A_2^+(x = L)} \quad [\text{Ec. 12}]$$

Asumiendo que la descarga se efectúa a la atmósfera, se puede considerar un final abierto en el cual la oscilación de presión es nula [16] y por tanto el coeficiente de reflexión $R2$ toma un valor de -1. El valor de $R1$ depende de la configuración de la restricción instalada en la entrada y será uno de los parámetros que se variará en el estudio y que deberá determinarse experimentalmente, tal y como se recoge en el anexo III apartado 4.

3.3.2 Condiciones de discontinuidad

Vienen determinadas por el hecho de que se tiene que cumplir tanto la ecuación de cantidad de movimiento como la de la energía, definidas en el en el apartado 2.1 del anexo II, cuando el flujo pasa del conducto anular a la cámara de combustión. La discontinuidad tiene dos efectos, dados por el cambio de sección y por la llama, y estas condiciones de discontinuidad recogen ambos efectos de forma conjunta.

3.3.2.1 Cantidad de movimiento

Cuando el fluido pasa a través de la llama, las variaciones de cantidad de movimiento son debidas únicamente al cambio de presión y velocidad, pues los efectos viscosos son despreciables. Así, para números de Mach pequeños, se debe satisfacer la relación dada en la siguiente ecuación.

$$(A_2^+ + A_2^-) = (A_1^+ e^{-ik_1^+ b} + A_1^- e^{ik_1^- b}) \quad [\text{Ec. 13}]$$

El significado físico de esta ecuación simplificada (Ec. 13) se puede traducir en que entre un tramo y otro no puede haber un salto en la fluctuación de presión, sino que debe mantener una continuidad para bajos números de Mach.

3.3.2.2 Energía

Al atravesar la llama, el contenido energético del fluido se modifica como consecuencia de la generación de calor en las reacciones de combustión. Esto se expresa en la siguiente ecuación (Ec. 14).

$$\frac{S_2}{\bar{\rho}_2 c_2} (A_2^+ - A_2^-) - \frac{S_1}{\bar{\rho}_1 c_1} (A_1^+ e^{-ik_1^+ b} - A_1^- e^{ik_1^- b}) = \frac{\gamma - 1}{\gamma p_0} \hat{Q}_A \quad [\text{Ec. 14}]$$

Donde \hat{Q}_A es la amplitud compleja de la fluctuación de calor liberado, y se ha supuesto que tiene una dependencia temporal de frecuencia ω idéntica a la de las variables acústicas, ya que las variaciones en la llama son debidas a fluctuaciones en el flujo. Es decir, \hat{Q}_A se expresa como:

$$Q'_A = \hat{Q}_A e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 15}]$$

Lo que nos dice la Ec. 14 es que en el perfil de fluctuación de velocidad u' se da una discontinuidad entre los dos tramos de la instalación. Véase anexo II.

3.4 Modelo de frecuencia

En este modelo se trata de predecir a qué frecuencias va a oscilar la instalación experimental. Para ello se ha desarrollado un programa con el software MATLAB que se pretende que sea capaz de predecir dichos modos de oscilación.

De cara a implementar estas ecuaciones en un software de cálculo que permita obtener las frecuencias solución, se realiza una serie de transformaciones matemáticas que faciliten la tarea.

3.4.1 Ecuaciones del sistema

Hasta el momento se han mostrado las condiciones de contorno dadas por las definiciones de los coeficientes de reflexión, (Ec. 11) y (Ec. 12), que conducen a un sistema con solución distinta de la trivial únicamente para un número limitado de frecuencias [14].

Sin embargo, para cerrar el sistema, la liberación no estacionaria de calor \hat{Q}_A debe ser conocida o poder calcularse a partir de otras variables del problema. Dado que en este caso la mezcla aire-combustible se inyecta en el plenum a través de un orificio con bloqueo sónico (Mach=1), las fluctuaciones de presión no inducen variaciones en los caudales, por lo que tanto la relación aire-combustible como el gasto másico de combustible permanecen constantes y el mecanismo de inestabilidad puede deberse únicamente por fluctuaciones en la velocidad de inyección en la cámara de combustión (en $x = b$). El acoplamiento entre

fluctuaciones acústicas de velocidad y la liberación de calor se puede expresar en términos de la Función de Transferencia de la Llama (FTF). En el anexo III se expone el método de obtención de la FTF en este trabajo.

Mediante la combinación de las ecuaciones de onda, condiciones de contorno, ecuaciones de discontinuidad y FTF, llegamos a la (Ec. 16).

$$(1 + \Gamma_1 + \Gamma_2 * FTF) [R_1 * R_2 * e^{-i*[b*(k_1^+ + k_1^-) + (L-b)*(k_2^+ + k_2^-)]} - 1] + \quad [Ec. 16]$$

$$(1 - \Gamma_1 - \Gamma_2 * FTF) * [R_2 * e^{-i*(L-b)*(k_2^+ + k_2^-)} - R_1 * e^{-i*b*(k_1^+ + k_1^-)}] = 0$$

- $\Gamma_1 = \frac{\bar{\rho}_2 c_2 S_1}{\bar{\rho}_1 c_1 S_2}$ (Coeficiente de acoplamiento)
- $\Gamma_2 = \frac{\bar{\rho}_2 c_2}{\bar{\rho}_1 c_1 S_2} \frac{\gamma - 1}{\bar{\rho}_1 c_1^2} \frac{\bar{Q}}{\bar{u}}$

Esta ecuación, comúnmente llamada ecuación de dispersión [14], constituye una formulación completa del problema termo-acústico (con las simplificaciones mencionadas en el anexo II) y sus soluciones son las distintas frecuencias características a las que el sistema oscila, implícitas en los números de onda: $k^\pm = \frac{\omega}{c \pm \bar{u}}$.

Para conocer el método de resolución véase anexo II o referencia [17].

3.4.2 Interpretación física de las soluciones

La resolución de la ecuación de dispersión permite obtener unos resultados que representan los modos del sistema. Dichas soluciones tienen un significado físico bien definido, que se describe a continuación.

Las soluciones son números complejos, con parte tanto real (ω_r) como imaginaria (ω_i), según la forma:

$$\omega = \omega_r + i\omega_i \quad [Ec. 17]$$

La parte real indica la frecuencia a la que el sistema presenta inestabilidades. Puede expresarse en términos de frecuencia angular, ω_r (rad/s), o como frecuencia f , medida en hercios. Ambas están relacionadas según la siguiente expresión:

$$f(\text{Hz}) = \omega_r / 2\pi \quad [Ec. 18]$$

Por otro lado, es importante conocer la estabilidad de la solución, ya que su evolución con el tiempo puede hacer que la amplitud de las oscilaciones se atenúe (estable), permanezca

constante (parcialmente estable) o que se amplifique (inestable). La parte imaginaria de la solución es la que define la estabilidad del fenómeno. Así, dada la dependencia temporal considerada ($e^{i\omega t}$) una solución es estable cuando su parte imaginaria (ω_i) es positiva, e inestable en caso contrario.

3.5 Modelo de presión

El modelo diseñado en este apartado está pensado para predecir la forma que tendrá el perfil de la fluctuación de presión a lo largo de la instalación descrita en el anexo I. En la misma se midieron los perfiles de p' a través de transductores de presión colocados a lo largo de toda la longitud del quemador, para así poder comparar los valores teóricos con los reales.

3.5.1 Ecuaciones del sistema.

El modelo de presión arranca con la ecuación de onda de presión y velocidad.

$$p'(x) = A^+ e^{-i*k^+(x-x_0)} + A^- e^{i*k^-(x-x_0)} \quad [\text{Ec. 19}]$$

$$u'(x) = \frac{A^+}{\rho * c} e^{-i*k^+(x-x_0)} - \frac{A^-}{\rho * c} e^{i*k^-(x-x_0)} \quad [\text{Ec. 20}]$$

Las ecuaciones enseñadas se refieren al caso particular de una oscilación de presión calculada en $t = 0$ para tramos en los cuales se puede considerar que no haya generación de entropía. Esto, en nuestro caso, es cierto aguas abajo y aguas arriba de la llama, mientras la misma provoca una discontinuidad donde las ecuaciones de p' y u' no son válidas.

3.5.2 Método de resolución

El método de resolución que se lleva a cabo en el programa implementado por el software MATLAB consiste esencialmente en la obtención de las invariantes de Riemann para ambos tramos de la instalación.

Este modelo solo puede funcionar una vez ejecutado el modelo de frecuencia, dado que los valores de frecuencia tanto real como imaginaria dados por el modelo de frecuencia son tomados como parámetros de entrada para el modelo de presión.

El valor de frecuencia obtenido nos permitirá obtener automáticamente los valores de $R1$ mediante los datos obtenidos en los ensayos preliminares (anexo III). Por otro lado, al igual que en el caso del modelo de frecuencia, todos los parámetros correspondientes al fluido y la geometría de la instalación son conocidos. Esto nos deja como únicos parámetros desconocidos las invariantes de Riemann para ambos tramos de la instalación.

Los coeficientes f y g son desconocidos inicialmente, tan solo se conoce la relación que hay entre ellos, en términos del coeficiente de reflexión $R1 = f_1/g_1$. Dado el desconocimiento del valor de los coeficientes, y la imposibilidad de conocerlos a través de alguna condición, se supone que $g_1 = 1$ y, por lo tanto, $f_1 = g_1 * R1$. Suponer esto nos conduce a la imposibilidad de predecir la amplitud que alcanza la oscilación de presión, pero es posible predecir la forma del perfil de variación de presión dado que $R1$ sigue siendo el mismo. Este es el único camino para continuar.

Una vez conocidos f_1 y g_1 y, por lo tanto, A_1^+ y A_1^- , mediante las ecuaciones de conservación y condiciones de contorno anteriormente mencionadas obtenemos el siguiente sistema de ecuaciones del que deducimos f_2 y g_2 bajo la hipótesis de $R2 = -1$.

$$\begin{pmatrix} \rho_2 c_2 e^{-ik_2^+(b-b)} & \rho_2 c_2 e^{ik_2^-(b-b)} \\ -e^{-ik_2^+(L-b)} & -e^{ik_2^-(L-b)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_2 \\ g_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1^+ e^{-ik_1^+ b} + A_1^- e^{ik_1^- b} \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Ec. 21}]$$

Tras la obtención de f_2 y g_2 la obtención del perfil de fluctuación de presión es inmediata dado que tenemos todos los parámetros que intervienen en la ecuación de onda.

$$p_1'(x) = A_1^+ e^{-ik_1^+(x-0)} + A_1^- e^{ik_1^-(x-0)} \quad [\text{Ec. 22}]$$

$$p_2'(x) = A_2^+ e^{-ik_2^+(x-b)} + A_2^- e^{ik_2^-(x-b)} \quad [\text{Ec. 23}]$$

3.5.3 Interpretación de la solución

La solución que obtenemos permite describir la forma de los modos acústicos a lo largo del sistema en términos relativos dado que, al haber aplicado la hipótesis de $g_1 = 1$, no tenemos capacidad de predecir la amplitud de las oscilaciones de presión. Por este motivo se opta por normalizar el perfil de fluctuación de presión obtenido respecto del punto de aporte de calor tanto para los resultados obtenidos por el modelo como por los experimentales. De esta manera podemos comparar la forma de los perfiles de presión sin tener en cuenta la amplitud de cada uno.

3.6 Modelo de velocidad

Este modelo está diseñado para predecir la forma que tendrá el perfil de velocidades, tanto teórico como experimental.

A nivel de ecuaciones y fundamentos teóricos este modelo es igual al de presión. La principal diferencia la tendremos en la representación de los datos tanto teóricos como experimentales.

3.6.1 Perfil teórico

Al igual que con el modelo de presión se comienza tomando todos los datos geométricos de la instalación, así como los correspondientes al fluido para cada tramo de la instalación. Seguidamente se toma la frecuencia real que obtiene el modelo de frecuencia para el caso que queramos estudiar.

Los coeficientes f y g son, nuevamente, desconocidos inicialmente, tan solo se conoce la relación que hay entre ellos, es decir, conocemos el coeficiente de reflexión $R1 = f_1/g_1$. Dado el desconocimiento del valor de los coeficientes, y la imposibilidad de conocerlos, se supone nuevamente la hipótesis de que $g_1 = 1$ por lo tanto $f_1 = g_1 * R1$. Asumir esta hipótesis nos conduce a la imposibilidad de predecir la amplitud que alcanza la oscilación de velocidad, pero es posible predecir la forma del perfil de variación de velocidad dado que $R1$ y $R2$ siguen siendo los mismos. Este es, nuevamente, el único camino para continuar.

Una vez conocidos f_1 y g_1 , por lo tanto A_1^+ y A_1^- y dada la imposibilidad de conocer Q' , mediante la hipótesis de que $R2$, definido como $R2 = g_2/f_2$, es igual a -1 , calculamos f_2 y g_2 mediante el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{pmatrix} \rho_2 c_2 e^{-ik_2^+(b-b)} & \rho_2 c_2 e^{ik_2^-(b-b)} & 0 \\ e^{-ik_2^+(b-b)} & -e^{ik_2^-(b-b)} & -\frac{\gamma-1}{\gamma p_0} \\ -e^{-ik_2^+(L-b)} & -e^{ik_2^-(L-b)} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_2 \\ g_2 \\ Q'_A \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1^+ e^{-ik_1^+ b} + A_1^- e^{ik_1^- b} \\ \frac{S_1}{\bar{\rho}_1 c_1} (A_1^+ e^{-ik_1^+ b} - A_1^- e^{ik_1^- b}) \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Ec. 24}]$$

Resulta imposible conocer Q' de manera teórica puesto que el comportamiento de la FTF resulta no lineal para fluctuaciones de velocidad altas. Es decir, la FTF a una frecuencia determinada no se comporta de igual modo con distintas fluctuaciones de velocidad, puesto que el valor de u' crece más que el de Q' después de un cierto umbral de amplitud. Para conocer Q' deberíamos tener una FTF para cada valor de u' , mientras en este trabajo solo se ha medido la FTF en régimen lineal. Por esta razón Q' se deja como incógnita.

Una vez obtenidos los valores de f_2 y g_2 representamos el perfil de velocidades mediante la ecuación de onda para la variación de velocidad en cada tramos de la instalación.

$$u'_1(x) = f_1 e^{-ik_1^+(x-0)} - g_1 e^{ik_1^-(x-0)} \quad [\text{Ec. 25}]$$

$$u'_2(x) = f_2 e^{-ik_2^+(x-b)} - g_2 e^{ik_2^-(x-b)} \quad [\text{Ec. 26}]$$

4. Ensayos realizados

Previamente a la obtención de datos experimentales hay que realizar una serie de ensayos tanto para calibrar los equipos de medida como para determinar ciertos parámetros característicos de la instalación y de la llama.

4.1 Instalación y calibración de los transductores de presión.

Para medir la presión dinámica en varios puntos de la instalación experimental situada en el LIFTEC, se cuenta con diez transductores piezoeléctricos de presión (en lo sucesivo llamados por brevedad TP). De estos 10 transductores, 7 (de TP0 a TP6) ya estaban instalados y calibrados con respecto a un TP de referencia (TP0). Por otra parte, los tres TPs restantes (TP7 TP8 y TP9) no se habían testado todavía y resultan ser de un modelo diferente al de los previos. Pese a que el fabricante proporcione una hoja de calibración, por motivos que se van a detallar a continuación, se han decidido realizar pruebas de calibración para cada nuevo transductor.

Para la instalación de los nuevos transductores de presión (*PCB Piezotronics* modelo *106B*) es necesario hacer previamente una verificación del correcto funcionamiento de los mismos. Esto no es solamente para saber si el funcionamiento de los TPs es el correcto, sino porque las tomas para medir la presión ya realizadas en la instalación han sido pensadas para otro modelo de TP (*PCB Piezotronics* modelo *103B02*). Estos dos modelos difieren especialmente en la superficie sensible de medida: mientras el modelo *103B02* presenta una superficie sensible de unos 8 mm^2 (3.18 mm de diámetro), el modelo *106B* posee una superficie sensible de 193.6 mm^2 (15.7 mm de diámetro) (ver anexo I). Esto se traduce en el problema de deber medir la oscilación de presión con el modelo *106B* a través de orificios que aprovechan solo una pequeña parte de la superficie sensible del TP. Para asegurar que este hecho no perjudica la toma de datos de presión por los TPs *106B*, se van a calibrar los mismos en una instalación de calibración presente en el laboratorio del LIFTEC. Para reproducir la condición de reducción de área sensible, se dispone de una configuración en la instalación de calibración en la que se han simulado las condiciones futuras de medida (ver anexo III).

Tras el análisis de los ensayos de calibración y el análisis de los datos se ha determinado que las constantes que nos relacionan el voltaje con la presión son las indicadas en la Tabla 1.

Tabla 1: Valores obtenidos de la constante de calibración así como su intervalo de confianza.

Nº de TP	TP7	TP8	TP9
Constante. (mV/kPa)	46,350±1,048%	47,722±0,924%	48,836±0,831%

4.2 Medida de R1

El objetivo de estos ensayos es caracterizar la evolución del coeficiente de reflexión en la entrada del conducto anular con la frecuencia, que se utilizará como dato de entrada a los modelos. Se coloca un altavoz, que va a proporcionar la excitación, en la parte superior de la instalación, a la salida de la cámara de combustión, ya que se busca el coeficiente de reflexión a nivel del plenum ($x = 0$). Los ensayos no se pueden hacer en condiciones de combustión, pues se quemaría el altavoz, pero el resultado es igualmente válido ya que se está midiendo el coeficiente de reflexión en el tramo frío. Se realizan barridos en frecuencia de 50 Hz a 600 Hz con paso de 10 Hz para un rango de condiciones experimentales que simulan las condiciones de los ensayos e incluyen distintos caudales de aire (30 y 40 Nm³/h, representativos de los utilizados en condición de combustión) y distintos grados de restricción a la entrada del conducto de inyección. La longitud de la cámara no influye sobre el valor de $R1$, dado que se trata de un parámetro propio del tramo de inyección, tal y como se comprobó previamente a la realización de los ensayos.

Los resultados, representados en la Figura 6, enseñan el módulo y la fase de $R1$ en función de la frecuencia al variar la restricción.

En el anexo III se detalla el cálculo de este crucial parámetro de entrada al modelo.

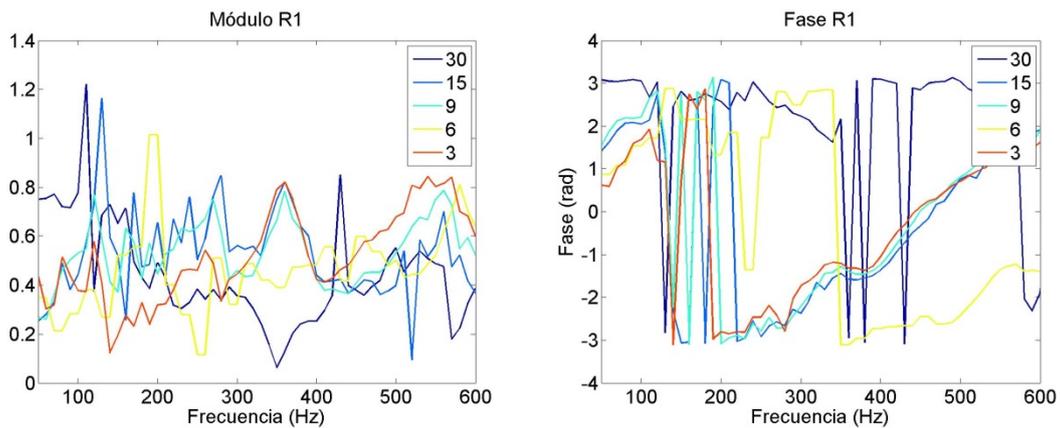


Figura 6: Resultados de $R1$ con distintos grados de restricción.

4.3 Medida de la FTF

El objetivo de estos ensayos es averiguar la evolución de la función de transferencia de llama con la frecuencia, que se utilizará como dato de entrada a los modelos. El procedimiento

llevado a cabo para su medida es similar al realizado en el caso de R1. La diferencia está en que, en vez de colocar el altavoz en la salida de la cámara de combustión, se colocan dos altavoces enfrentados entre sí en el plenum de la instalación.

$$FTF(\omega) = \frac{Q'/\bar{Q}}{u'/\bar{u}} \quad [\text{Ec. 27}]$$

La Función de Transferencia de la Llama describe la respuesta dinámica de la llama debida a oscilaciones de velocidad en el flujo, y viene dada por la anterior ecuación.

Para el cálculo y medida de este parámetro se realizan barridos en frecuencia de 50 Hz a 600 Hz con paso de 10 Hz para un rango de condiciones experimentales que simulan las condiciones de los ensayos. Más allá de estas frecuencias no tendría sentido realizar ensayos dado que la llama no responde a la excitación.

Se realizan dos tandas de ensayos en los que se utilizará como combustible en la primera metano (100% CH₄) y en la otra biogás (60% CH₄ y 40% CO₂). En cada tanda de ensayos se probarán las seis relaciones de equivalencia usadas en este trabajo (ER=0.98, ER=0.92, ER=0.86, ER=0.80, ER=0.72 y ER=0.66).

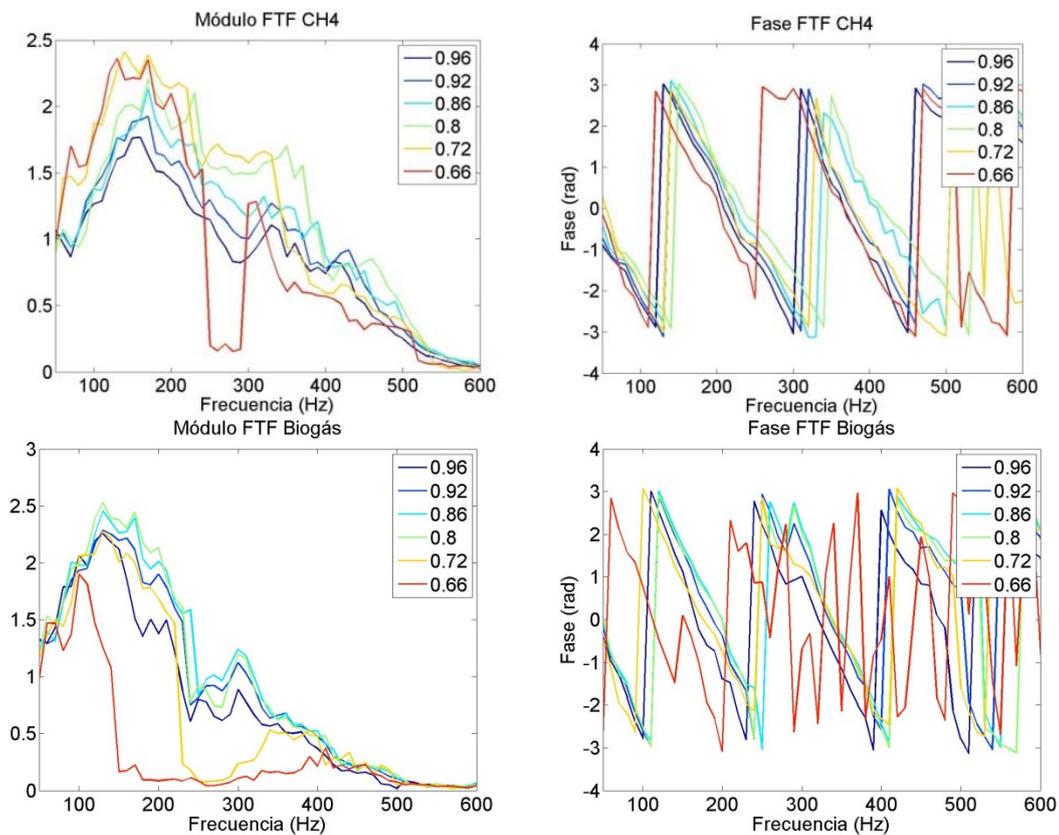


Figura 7: Ejemplo de FTF de metano y biogás con distintas relaciones de equivalencia.

La medición de la FTF se realiza con amplitudes de excitación bajas para asegurar que la fluctuación de velocidad u' no es elevada y la FTF se mantenga en régimen lineal [14]. Los resultados obtenidos se muestran a continuación en la Figura 7 para ambos combustibles.

En el anexo III se detalla el método de cálculo de este parámetro.

4.4 Ensayos con cámara de 125 cm

En este apartado se detallan los ensayos realizados con una cámara de combustión de 125 cm.

En total se han realizado 24 ensayos, los cuales se pueden dividir en 2 tandas de 12 ensayos cada una. La primera se realizó con metano (100% CH₄) y la segunda con biogás (60% CH₄ y 40% CO₂). Cada una de estas tandas ha consistido en repetir dos veces cada experimento para distintas relaciones aire-combustible (ER= 0.98 0.92 0.86 0.80 0.72 0.66) y con una restricción de 30 vueltas.

Cada experimento (o ensayo) consiste en registrar las fluctuaciones de presión a unas condiciones de operación determinadas (véase anexo IV).

En total se han utilizado 10 TPs distribuidos a lo largo de la instalación con los cuales se ha podido medir la fluctuación de presión a lo largo de todo el quemador, así como el fotomultiplicador

Tabla 2: Resumen de lo ensayos realizados con cámara de 125 cm.

Restricción (vueltas)	Combustible	Relaciones de equivalencia (ER)					
		CH ₄	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)
30	Biogás	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)	0,66 (x2)

4.5 Ensayos con cámara de 90 cm

En este apartado se detallan los ensayos realizados con una cámara de combustión de 90 cm. Se han realizado 120 ensayos con distintas restricciones y distintas relaciones de equivalencia, todos ellos repetidos dos veces, tanto para metano como para biogás. La Tabla 3 muestra la matriz completa de los ensayos realizados.

Tabla 3: Resumen de lo ensayos realizados con cámara de 90 cm.

Restricción (vueltas)	Combustible	Relaciones de equivalencia (ER)					
30	CH ₄	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)	0,66 (x2)
	Biogás	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)	0,66 (x2)
15	CH ₄	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)	0,66 (x2)
	Biogás	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)	0,66 (x2)
9	CH ₄	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)	0,66 (x2)
	Biogás	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)	0,66 (x2)
6	CH ₄	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)	0,66 (x2)
	Biogás	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)	0,66 (x2)
3	CH ₄	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)	0,66 (x2)
	Biogás	0,98 (x2)	0,92 (x2)	0,86 (x2)	0,80 (x2)	0,72 (x2)	0,66 (x2)

El procedimiento seguido a la hora de realizar estos ensayos se muestra en el anexo IV.

5. Resultados de los modelos.

Dada la gran cantidad de resultados obtenidos es necesario hacer una síntesis de los mismos. Los resultados obtenidos por el modelo de frecuencia se presentarán en su totalidad, dado que son suficientes unos pocos valores para describir cada uno de los casos. Por otro lado, los resultados de los modelos de presión y velocidad solo se pueden mostrar en parte por motivos de espacio. Los resultados completos de todos los casos simulados se analizan en el anexo IV.

5.1 Modelo de frecuencia

Para valorar la validez de las predicciones obtenidas con este modelo, es suficiente analizar las diferencias entre los valores medidos experimentalmente y los valores calculados teóricamente.

Las frecuencias características obtenidas experimentalmente a las frecuencias que presentan mayor amplitud en el espectro de la señal del fotomultiplicador. Por su parte, en el modelo se selecciona la frecuencia que más se aproxima al valor de frecuencia experimental obtenido.

En la Tabla 4 podemos ver las desviaciones obtenidas para el modelo de frecuencia en el caso de cámara de 125 cm, siendo positiva esta diferencia cuando la frecuencia del modelo es superior a la experimental. Como se aprecia las desviaciones obtenidas por el modelo son, en promedio, de 3.5 Hz lo cual se considera un nivel de acuerdo notablemente bueno.

Tabla 4: Desviaciones entre los valores experimentales de frecuencia y los obtenidos por el modelo (Hz) en cámara de 125 cm. Frecuencia modelo (Hz)- Frecuencia experimental (Hz).

Restricción	Combustible	Relaciones de equivalencia (ER)						MEDIA
		0.98	0.92	0.86	0.8	0.72	0.66	
30	CH ₄	5.29	7.75	6.58	3.19	1.47	-3.25	4.59
	Biogás	-1.25	0.42	2.18	-0.09	-6.75	2.97	2.28
MEDIA		3.27	4.08	4.38	1.64	4.11	3.11	3.43

En la Tabla 5 se muestran las desviaciones entre la frecuencia calculada por el modelo y la frecuencia medida para la cámara de 90 cm por el fotomultiplicador.

Como se puede apreciar, en general, las desviaciones se encuentran en el rango 4-8 Hz, con un promedio de 6 Hz. En el caso de ER=0.66 aparentemente se ajusta bien para CH₄, sin embargo, al tratarse de un caso en el que no hay inestabilidad termo-acústica no tiene especial interés y cabe destacar que, efectivamente, el modelo predice solamente modos estables en esta condición.

De forma experimental, la parte imaginaria no se puede obtener de ninguna manera dado que al haberse alcanzado el ciclo límite durante los ensayos no podemos conocer la evolución temporal de las inestabilidades, de forma puramente teórica esta sería $\omega_i = 0 \text{ rad/s}$ dado que no hay ningún cambio con el tiempo. Aunque no se muestre en las tablas, la parte imaginaria que obtiene el modelo también es de interés. En los casos estables la parte imaginaria que obtiene el modelo es positiva y en los casos inestables la parte imaginaria es negativa. Para poder ver estos resultados, véase anexo IV.

Tabla 5: Desviaciones de los valores experimentales de frecuencia con los obtenidos por el modelo (Hz) en cámara de 90 cm. Frecuencia modelo (Hz)- Frecuencia experimental (Hz).

Restricción	Combustible	Relaciones de equivalencia (ER)						MEDIA
		0.98	0.92	0.86	0.8	0.72	0.66	
30	CH ₄	-0.61	0.64	4.51	7.94	-0.75	10.25	4.12
	Biogás	-1.75	16.78	-0.25	-4.75	2.68	-	5.24
15	CH ₄	-5.75	2.38	-9.75	-0.75	5.75	12.25	6.10
	Biogás	-1.25	-0.25	-4.25	9.25	11.25	-	5.25
9	CH ₄	2.25	5.25	5.75	5.25	4.75	9.25	5.42
	Biogás	-3.25	12.56	9.75	9.75	5.50	-	8.16
6	CH ₄	8.10	9.48	3.73	5.23	13.25	4.97	7.46
	Biogás	10.25	8.25	5.25	6.91	4.75	-	7.08
3	CH ₄	3.75	4.75	4.73	13.49	11.25	0.25	6.37
	Biogás	8.63	8.25	8.78	4.25	-2.25	-	5.36
MEDIA		4.56	6.86	5.67	6.76	6.22	7.39	6.14

5.2 Modelo de perfil de presión

El modelo de perfil de presión desarrollado, a grandes rasgos, se ajusta bastante bien a los valores experimentales a pesar de que los cálculos se realizan para la frecuencia que predice el modelo de frecuencia, la cual, como se ha visto anteriormente, no siempre es exactamente igual a la experimental. A continuación se muestran algunos casos simulados.

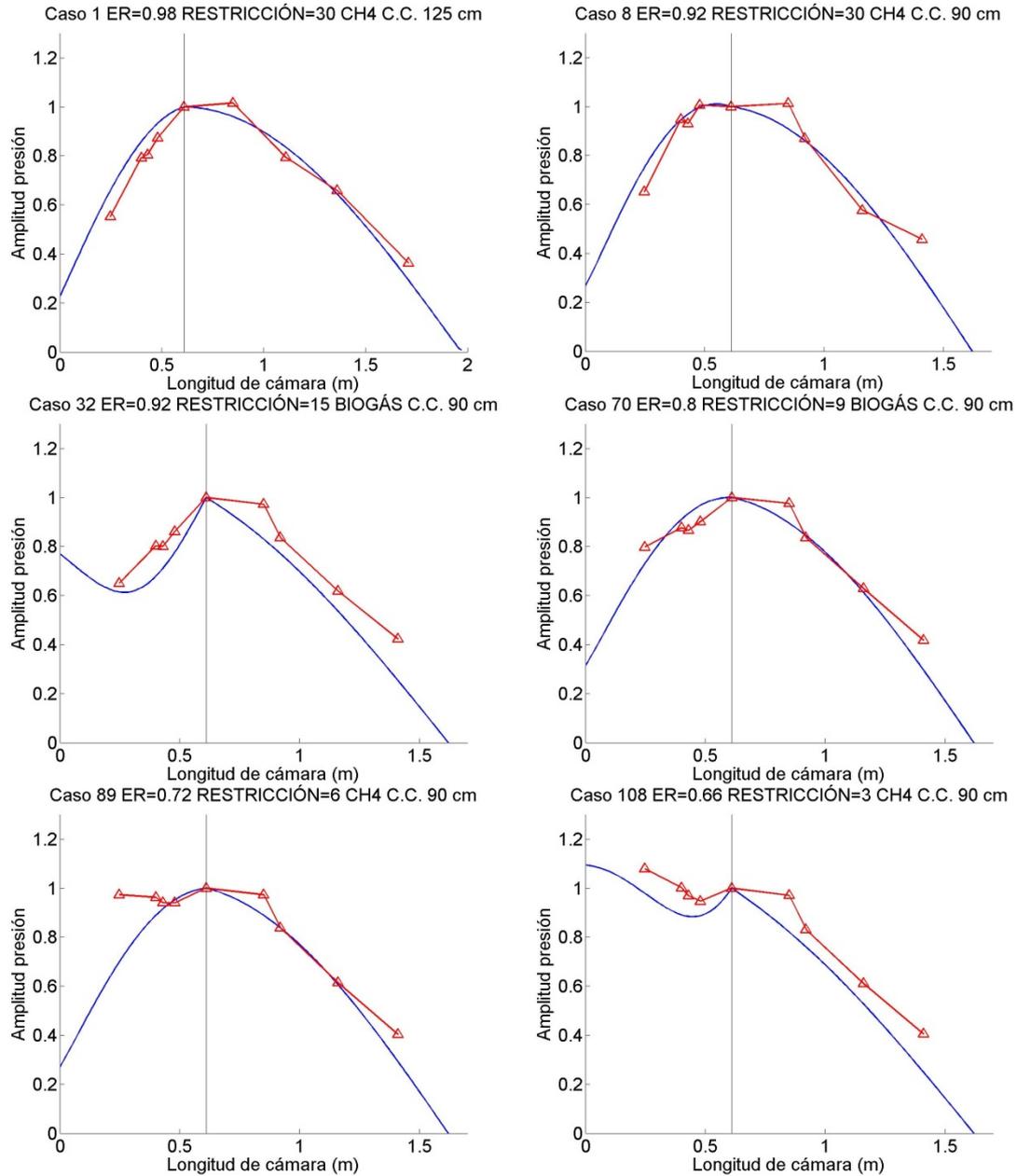


Figura 8: Resultados del modelo de presión en cámara de 125 cm y 90 cm a distintas ER.

Como se explica en el apartado 3, dado que no se modelan efectos no lineales o procesos de disipación, es imposible calcular la amplitud de las oscilaciones de presión. Por este motivo todos los perfiles de presión obtenidos se normalizan respecto un valor de referencia, que se ha elegido en la región ocupada por la llama. Con esta normalización

podemos comparar los valores experimentales y teóricos sin necesidad de conocer la amplitud.

En la Figura 8 se presentan algunos resultados, donde la línea continua de color azul es la fluctuación de presión predicha por el modelo y la línea roja son los valores experimentales. Cada triángulo rojo es la medida de cada TP. Pese a que existen 10 TPs instalados, en este caso se representan los valores para 9 TPs dado que los resultados del TP2 no eran fiables (posteriormente se comprobó que era debido a problemas en la instalación del sensor).

En el tramo de la cámara de combustión, el TP6 (el cuarto empezando por la derecha) siempre da valores de fluctuación de presión mayores que el modelo. Esta variación puede ser debida a que el modelo considera que el aporte de calor es puntual e instantáneo justo en el punto de entrada a la cámara de combustión. Sin embargo, en la instalación, esto no es del todo cierto, dado que la llama tiene una longitud de unos 10 cm por lo que el aporte de calor no se realiza instantáneamente en un punto sino que se produce a lo largo de la llama.

Cabe destacar que este modelo se ajusta mejor para la cámara de 125 cm que para la cámara de 90 cm. En la cámara de 90 cm al haberse cambiado la restricción en la entrada del conducto anular hay muchos más casos simulados que en el caso de cámara de 125 cm. El hecho de cambiar la restricción juega un papel importante a la hora de predecir el comportamiento de p' . Los resultados expuestos en el anexo IV indican que al aumentar la restricción (casos de restricción 9, 6 y 3 vueltas) la predicción del modelo es peor que si lo comparamos con los casos de restricción 30 o 15 vueltas.

Como se puede apreciar en la Figura 8 para restricciones de 30 y 15 vueltas, al parecerse más a un tubo abierto por ambos extremos, la forma de p' se parece más a media onda. Por el contrario en los casos con restricciones de 3 y 6 la instalación se asemeja a un tubo cerrado por un extremo y abierto por otro por lo que la forma de p' es parecida a un cuarto de onda [15, 18, 19].

5.3 Modelo de perfil de velocidad

El modelo de perfil de velocidad es, con diferencia, el que peor se ajusta a los valores experimentales. En líneas generales, el tramo de la cámara de combustión se ajusta a los valores experimentales, mientras la discontinuidad que se produce en el punto de aporte de calor y el perfil en el conducto anular no se predicen de manera adecuada en la mayoría de los casos.

No se conoce a ciencia cierta el origen de estas desviaciones, sin embargo, un motivo a tener en cuenta es que el perfil experimental no se calcula de forma directa, sino que se mide mediante el perfil de presiones con el método multimicrófono explicado en el anexo III.

El modelo de perfil de velocidad, al igual que el de perfil de presión se ajusta mejor para la cámara de 125 cm que para la cámara de 90 cm. En especial, en la cámara de 90 cm se ajusta mejor a los casos con una restricción leve (es decir restricción de 30 vueltas) que para los de restricción fuerte (restricción de 3 vueltas).

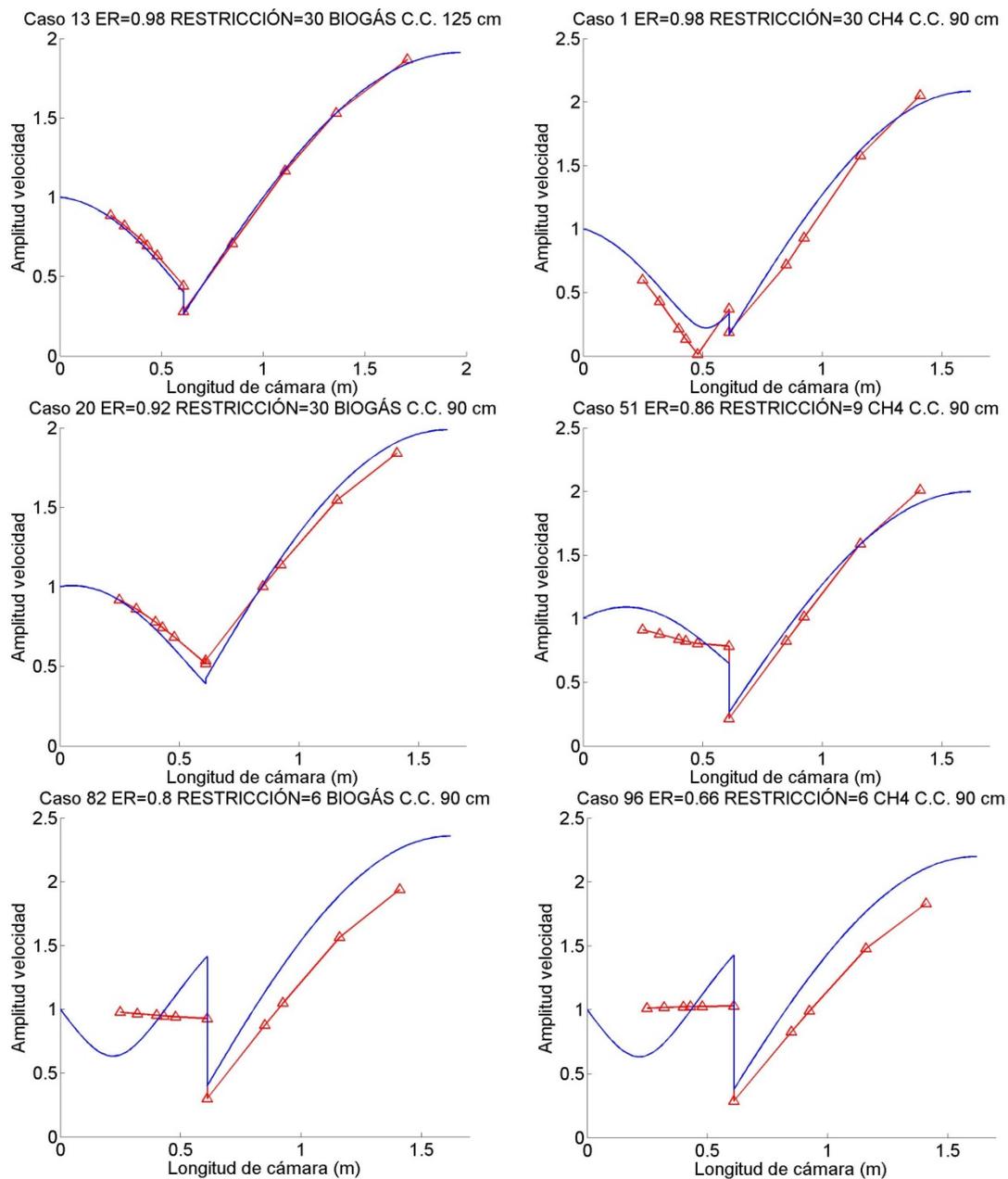


Figura 9: Resultados del modelo de velocidad en cámara de 125 cm y 90cm a distintas ER.

En anterior figura se muestran algunos casos simulados. Al igual que en el caso de perfil de presión la línea continua de color azul es la fluctuación de presión predicha por el

modelo y la línea roja son los valores experimentales así como que cada triangulo rojo es la medida de cada TP. En esta ocasión la normalización se realiza en el punto de entrada al conducto anular, es decir en $x = 0$.

Cuando analizamos los resultados del modelo de velocidad nos fijamos en tres puntos clave: conducto anular, salto de u' entre los dos tramos y la cámara de combustión. Como suele ocurrir con frecuencia, el caso de ER=0.66 no presenta inestabilidades fuertes, por lo que no se le da importancia al hecho de que no se ajuste correctamente el perfil de velocidades.

Nuevamente, los resultados completos de los modelos en los 144 ensayos realizados se presentan en el anexo IV, apartados 2 y 3.

6. Influencia de los parámetros operacionales

En este apartado se analizará cómo afecta a la estabilidad las distintas condiciones de operación.

6.1 Cámara de 125cm

En el análisis de la influencia de los parámetros operacionales para el caso de cámara de 125 cm solamente se ha analizado la influencia de la relación de equivalencia, dado que solo se disponen de ensayos a distintos ER y con la misma restricción a la entrada. Se analizarán simultáneamente el análisis para metano y para biogás.

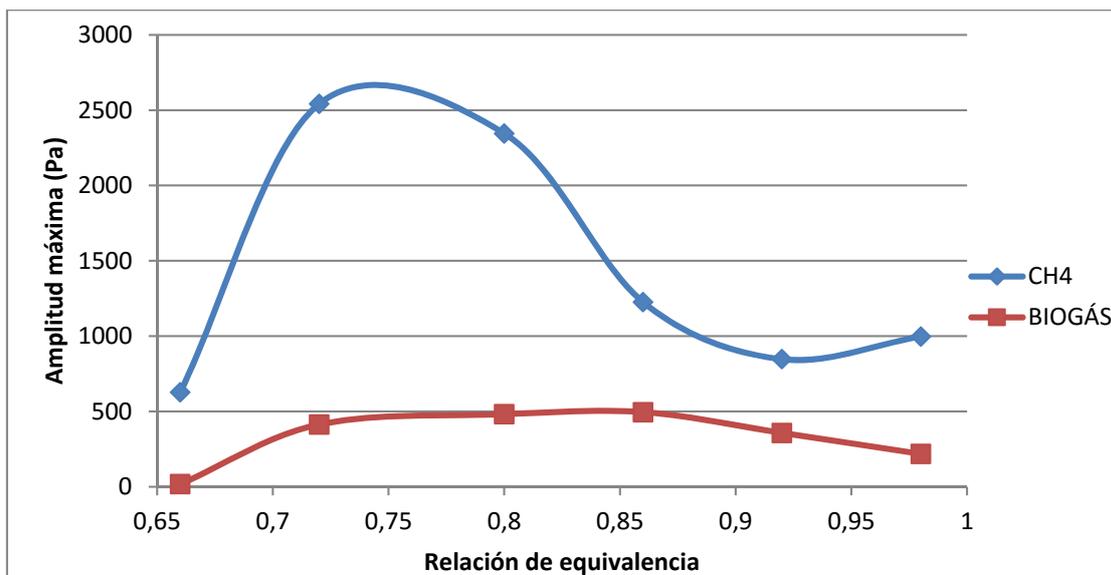


Figura 10: Amplitud máxima registrada frente a la relación de equivalencia.

En la Figura 10 podemos ver la evolución de la amplitud según la relación de equivalencia tanto para metano como para biogás.

Para el caso del metano la evolución de la amplitud resulta clara, siendo máxima para $ER=0.72$. Conforme la relación de equivalencia aumenta, la inestabilidad disminuye para luego aumentar un poco en $ER=0.98$. El caso de $ER=0.66$ suele resultar casi siempre el más estable.

En el biogás, como suele ocurrir casi siempre, la inestabilidad es menor, sin embargo, la evolución de las amplitudes con la relación de equivalencia es similar a la del caso de metano. Nuevamente el caso más estable resulta ser el caso con $ER=0.66$, a medida que aumentamos la relación de equivalencia, la inestabilidad se hace mayor hasta alcanzar los 500 Pa para valores de $ER=0.80$ y $ER=0.86$. La inestabilidad se va reduciendo gradualmente hasta alcanzar una relación de equivalencia de $ER=0.98$, es decir, mezcla casi estequiométrica.

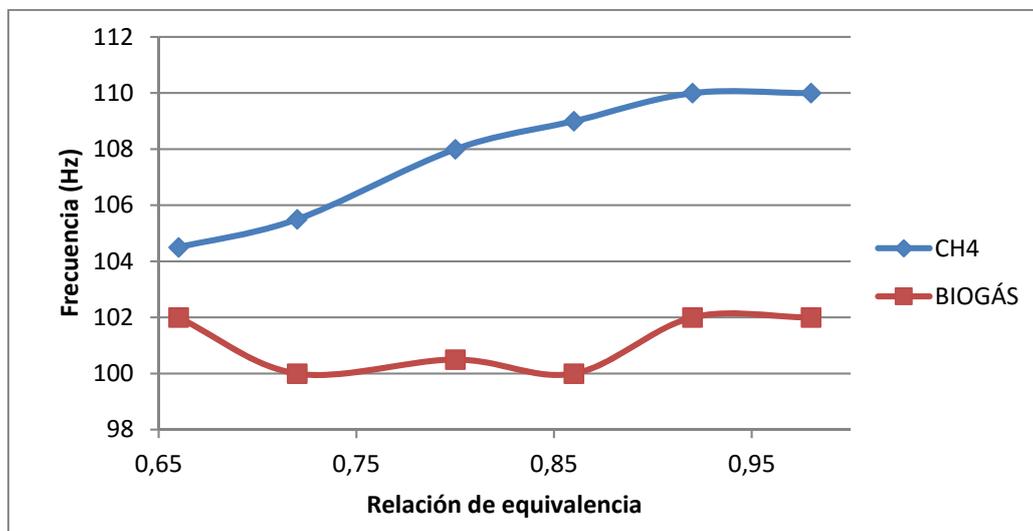


Figura 11: Frecuencia registrada frente a la relación de equivalencia.

En la Figura 11 se muestra la evolución de la frecuencia con la relación de equivalencia tanto para metano como para biogás.

En el caso de metano la evolución es muy clara, si aumenta la relación de equivalencia aumenta la frecuencia. Este hecho se puede interpretar de la siguiente manera: a medida que aumentamos la relación de equivalencia la temperatura en la cámara de combustión es mayor dado que nos acercamos más a la relación estequiométrica. En consecuencia, la velocidad del sonido es mayor, dado que aumenta con la temperatura. Al aumentar la velocidad del sonido la frecuencia también aumenta.

El caso de biogás es mucho más incierto dado que no hay una evolución clara, las frecuencias oscilan entre los 102 Hz y 100 Hz. Si superponemos las gráficas de la Figura 10 y Figura 11 podemos ver que los casos que vibran a 100 Hz son los más inestables y los que lo hace a 102 Hz son los más estables.

Por otro lado, cabría destacar que el hecho de que la frecuencia sea menor en el caso de biogás que en el de metano puede ser debido a que la cámara de combustión alcanza menos temperatura y, como ya se ha explicado, al haber menos temperatura se alcanza menos frecuencia.

6.2 Cámara de 90 cm

6.2.1 Metano

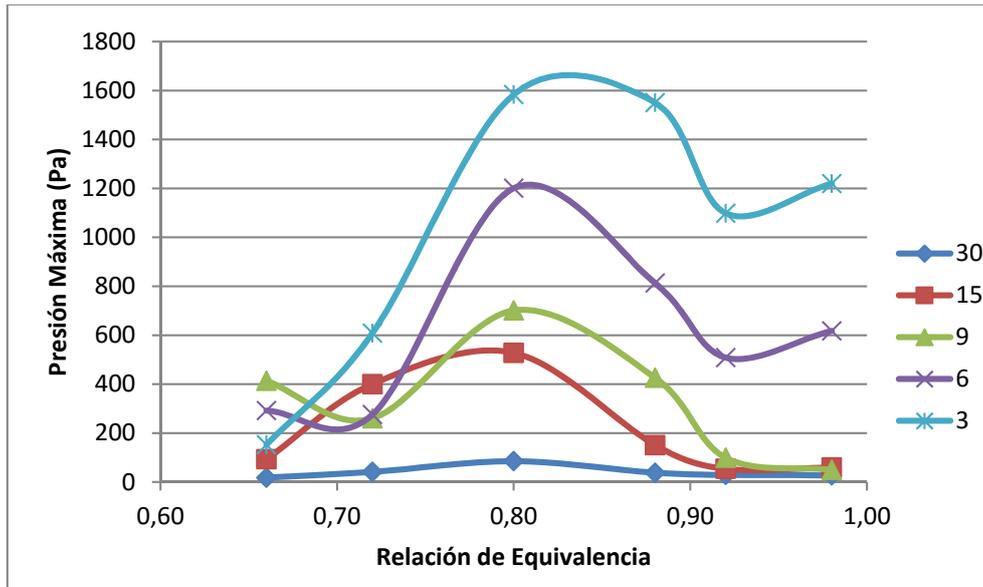


Figura 12: Amplitud máxima registrada frente a la relación de equivalencia según las distintas restricciones.

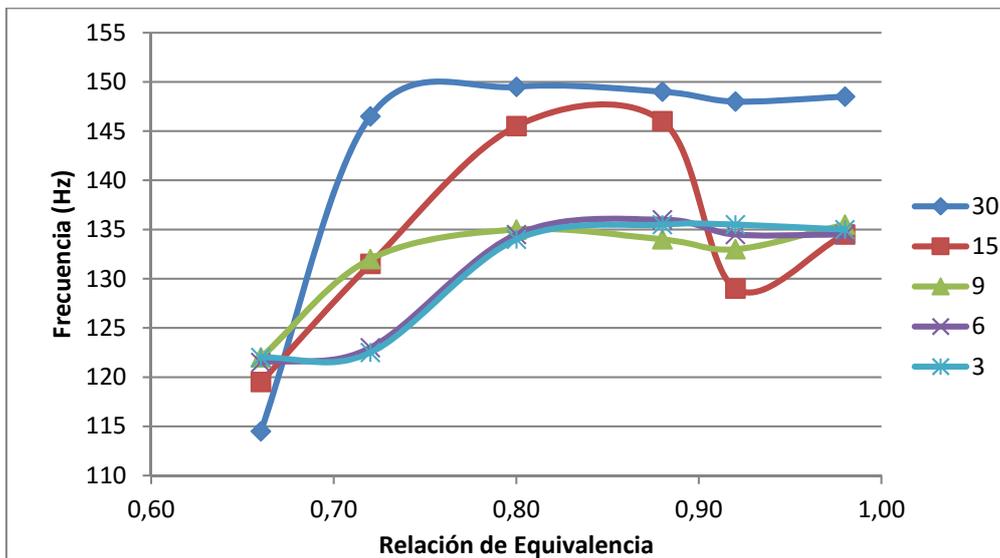


Figura 13: Frecuencia registrada frente a la relación de equivalencia según las distintas restricciones.

En la Figura 12 se muestran las amplitudes máximas registradas en cada condición de inyección y según su relación de equivalencia. La Figura 13 muestra lo mismo que la anterior, pero en vez de la fluctuación de presión máxima, la frecuencia a la que se da esta fluctuación.

Analizando los datos obtenidos se observa que cuanto mayor es la restricción a la entrada del conducto de inyección, mayor es la inestabilidad. Esta inestabilidad depende en gran medida de la relación de equivalencia. Para relaciones de equivalencia bajas, es decir $ER=0.66$, la inestabilidad es de baja amplitud en la mayoría de los casos a excepción de los casos en los que la restricción está en 6 y 9 vueltas en los que repunta un poco, pero aun así sigue siendo menor de 200 Pa. A medida que aumentamos la relación de equivalencia, la inestabilidad se hace intensa, siendo la subida más acusada entre $ER=0.72$ y $ER=0.80$. Para una relación de equivalencia en torno a 0.80 se da la inestabilidad más fuerte. A partir de este valor la inestabilidad pierde intensidad hasta hacerse casi nula en los casos con mezcla más rica. En los casos con restricción 6 y 3 vueltas la inestabilidad no termina de desaparecer al acercarnos a una relación de equivalencia cercana a la unidad, incluso se aprecia un pequeño repunte para el caso de $ER=0.98$.

Centrándonos en el análisis modal de estos mismos casos, observamos que se dan tres modos, los más destacables están en torno a 145 Hz, 135 Hz y 120 Hz. Los tres casos en los que la restricción es mayor (restricciones de 9, 6 y 3 vueltas) oscilan en el modo de 135 Hz para luego alcanzar el modo de 120 Hz cuando las relaciones de equivalencia disminuyen hasta $ER=0.66$. Se destaca que estos tres casos que vibran a 135 Hz son los que presentan una mayor inestabilidad. En el caso con restricción más baja (caso de restricción de 30 vueltas) la frecuencia dominante es la de 145 Hz. El caso de más interés resulta ser el de restricción de 15 vueltas puesto que registra los tres modos anteriormente mencionados según la relación de equivalencia. En relaciones de equivalencia de $ER=0.98$ y $ER=0.92$ el modo dominante es el de 135 Hz, conforme esta se reduce ($ER=0.86$ y $ER=0.80$) el modo de 145 Hz se dispara hasta convertirse en el modo dominante. Al seguir bajando la relación de equivalencia se vuelve de nuevo al modo de 135 Hz para llegar hasta el modo de 120 Hz a $ER=0.66$. Este caso particular se estudia con más detalle más adelante. Por último, destacar que para $ER=0.66$ todos los casos alcanzan el modo de 120 Hz, el cual resulta ser estable. La única excepción aparece para el caso de $ER=0.66$ y restricción de 30 vueltas en el que la frecuencia es de 110 Hz. Esto es debido a que se trataría de un caso muy estable o con una inestabilidad muy débil y no hay una frecuencia claramente definida.

Realizando el mismo análisis que para las anteriores figuras pero desde otro punto de vista, observamos nuevamente que cuanto mayor es la restricción a la entrada del conducto anular, mayor es la inestabilidad, a excepción de los casos de mezcla más pobre (ER=0.72 y ER=0.66) en los que esta tendencia no se muestra tan claramente, posiblemente debido a que se trata de casos, en general, menos inestables.

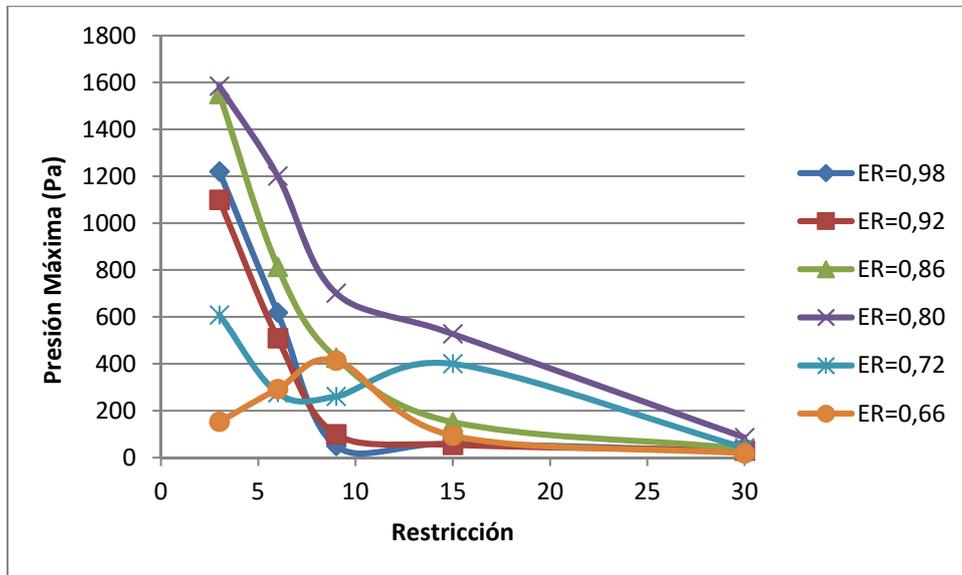


Figura 14: Amplitud máxima registrada frente a la restricción a la entrada según las distintas relaciones de equivalencia.

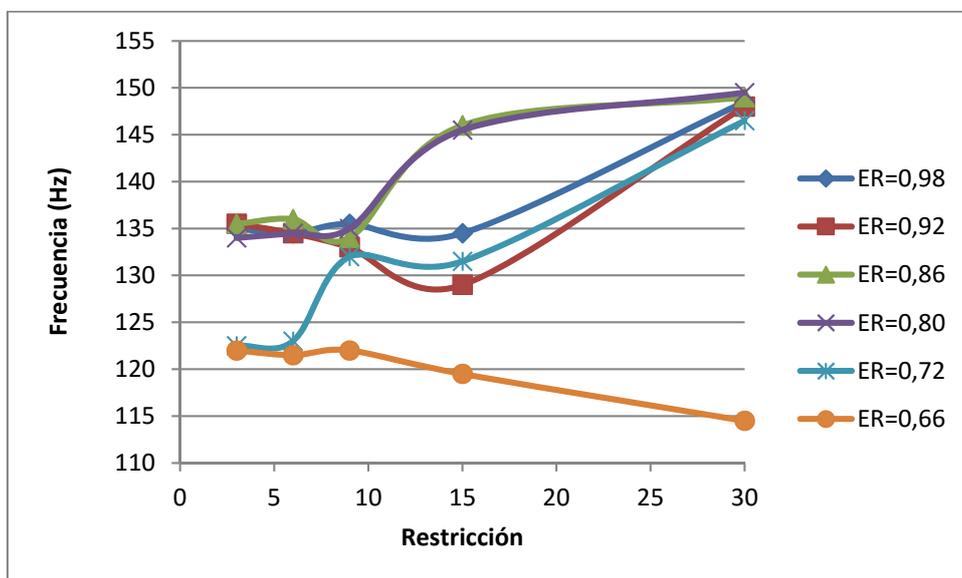


Figura 15: Frecuencia registrada frente a la restricción a la entrada según las distintas relaciones de equivalencia.

El análisis modal desde este punto de vista, nos muestra que en los casos con mayor restricción (9, 6 y 3 vueltas) el modo de oscilación dominante es el modo de 135 Hz. Para el caso de menor restricción (30 vueltas) casi todos los casos oscilan en torno a 150 Hz. Por

último, destacar que el caso de ER=0.66, al tratarse de un caso estable, oscila en el modo de 120 Hz tal y como se había dicho anteriormente.

6.2.2 Biogás

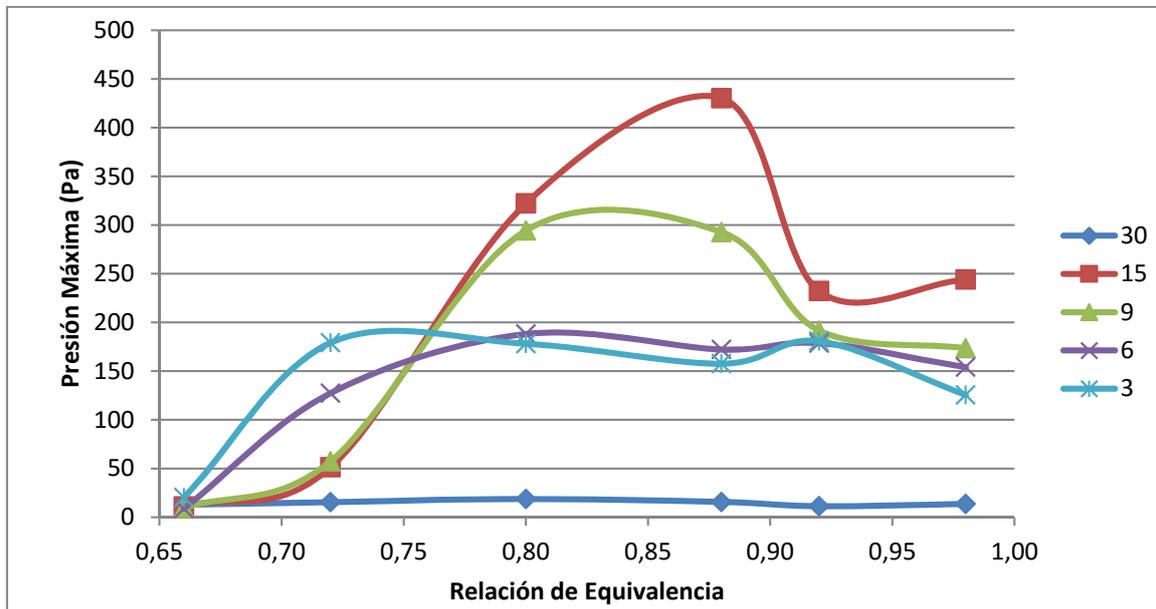


Figura 16: Amplitud máxima registrada frente a la relación de equivalencia según las distintas restricciones.

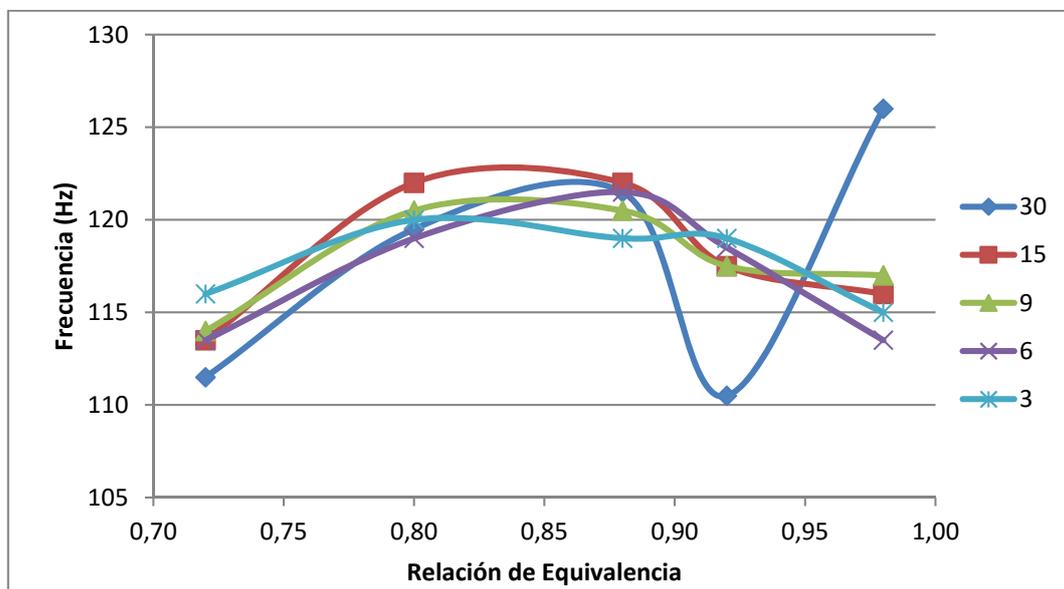


Figura 17: Frecuencia registrada frente a la relación de equivalencia según las distintas restricciones.

El caso del biogás muestra un comportamiento distinto al del metano, presentando una tendencia menos definida. El caso de ER=0.66 es un caso estable para todas las restricciones ensayadas, por ello no se representa. Por otro lado, la restricción de 30 vueltas,

se muestra estable para todas las relaciones de equivalencia. Para este combustible, nuevamente los casos que más inestabilidad presentan son los casos con $ER=0.8$ y $ER=0.86$. Sin embargo, al contrario que el metano, la mayor amplitud en la fluctuación de presión la presentan los casos de restricción de 15 y 9 vueltas. En los casos de mayor restricción, al contrario de lo que cabría esperar, presentan una menor inestabilidad que en los casos anteriormente mencionados.

En lo relativo al análisis modal, para este combustible, todo parece apuntar que la frecuencia depende en gran medida de la relación de equivalencia. Para relaciones de equivalencia bajas la frecuencia oscila en torno a 115 Hz, aumentando hasta los 120 Hz para las relaciones de equivalencia más inestables ($ER=0.80$ y $ER=0.86$). Cuando se alcanzan relaciones de equivalencia bajas la frecuencia vuelve a disminuir a 115 Hz. Esto concuerda con que los casos más inestables oscilan a 120 Hz y los estables a 115 Hz.

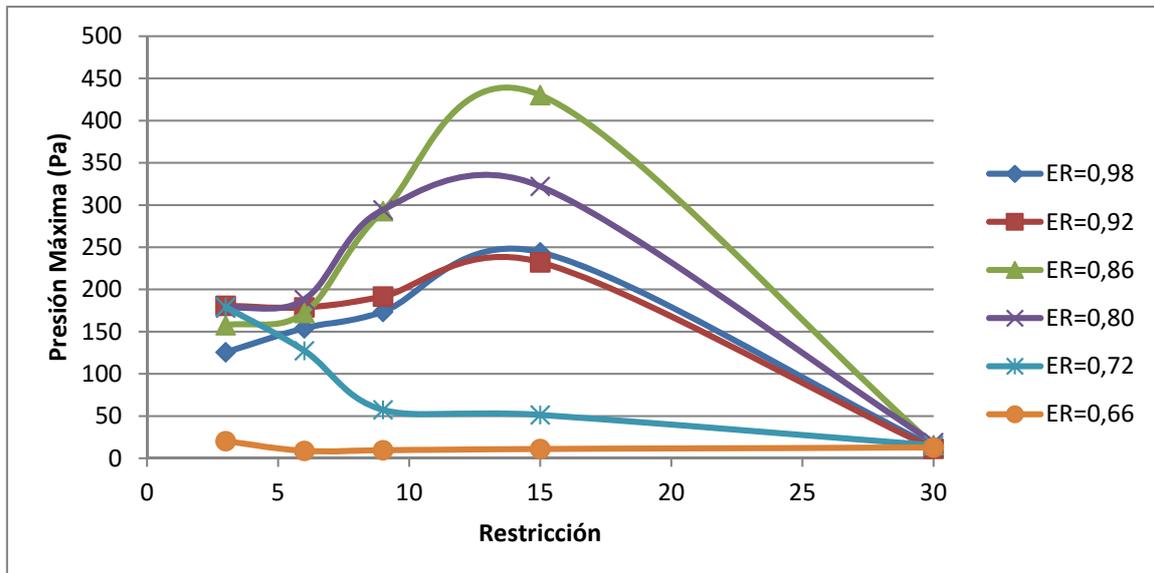


Figura 18: Amplitud máxima registrada frente a la restricción a la entrada según las distintas relaciones de equivalencia.

Cambiando el punto de vista, observamos que para el caso de restricción de 30 vueltas todos los casos son estables. Conforme aumentamos la restricción la inestabilidad aumenta hasta alcanzar un máximo en restricción de 15 vueltas. Cabe destacar que pese a que en la Figura 18 la evolución sea lineal, en la práctica esta evolución no sería lineal sino que cambiaría bruscamente al alcanzar unas determinadas condiciones de entrada al conducto de inyección, este grado de restricción estaría próximo a 17 vueltas. Si siguiésemos aumentando la restricción, la inestabilidad iría disminuyendo hasta la restricción de 3 vueltas. El caso de $ER=0.66$ es estable en todas las condiciones de entrada no así con el caso de $ER=0.72$ en el que parece ser estable hasta que la restricción alcanza valores de 6 y 3 vueltas de restricción.

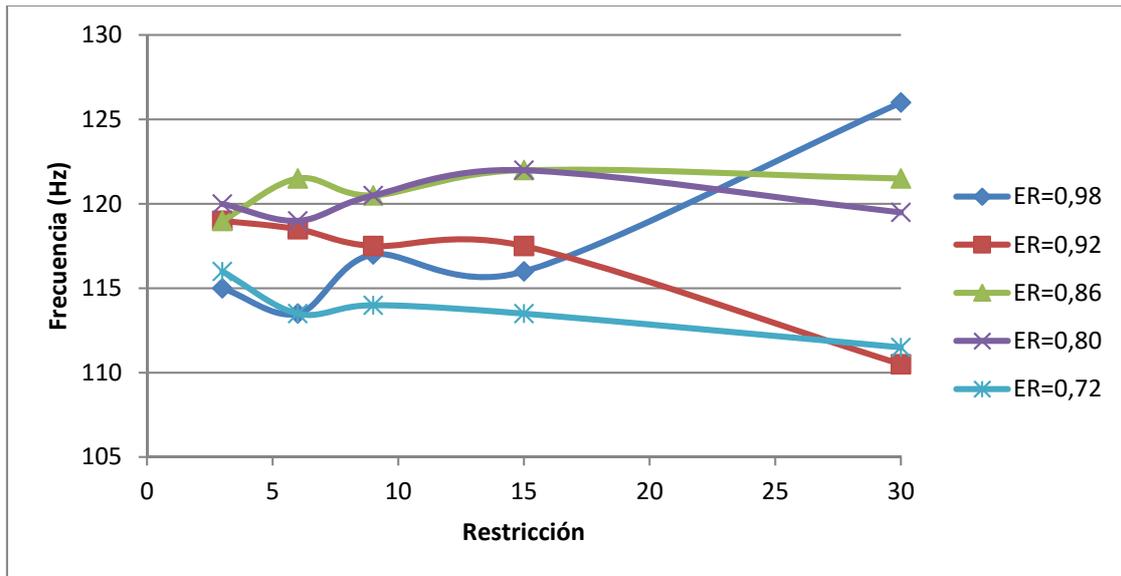


Figura 19: Frecuencia registrada frente a la restricción a la entrada según las distintas relaciones de equivalencia.

Atendiendo al análisis modal, podemos afirmar que la frecuencia a la que vibra la instalación depende en gran medida de la relación de equivalencia. Una vez más se puede ver como los casos más inestables vibran a 120 Hz y los casos menos inestables a 115 Hz.

Nótese que el caso de ER=0.66 ha sido eliminado en la Figura 17 y la Figura 19 dado que se trata de un modo de operación estable y carece de importancia en este trabajo.

7. Análisis paramétrico

En este apartado se lleva a cabo un breve análisis paramétrico de los casos en los que hay especial interés dada la existencia de varios modos de amplitud no despreciable. El objetivo de este análisis es determinar la influencia de cada parámetro operacional sobre los modos dominantes y así poder conocer su origen.

En especial se estudiará el caso en el que la restricción es de 15 vueltas y el combustible es metano en la cámara de combustión de 90 cm. Este caso tiene la particularidad de que tiene dos modos de vibración y ambos modos son detectados por el modelo de frecuencia. Se trata de averiguar si son modos propios del conducto anular, de la cámara de combustión, de la interacción entre ambos o si cada uno de ellos está asociado cada uno de los tramos.

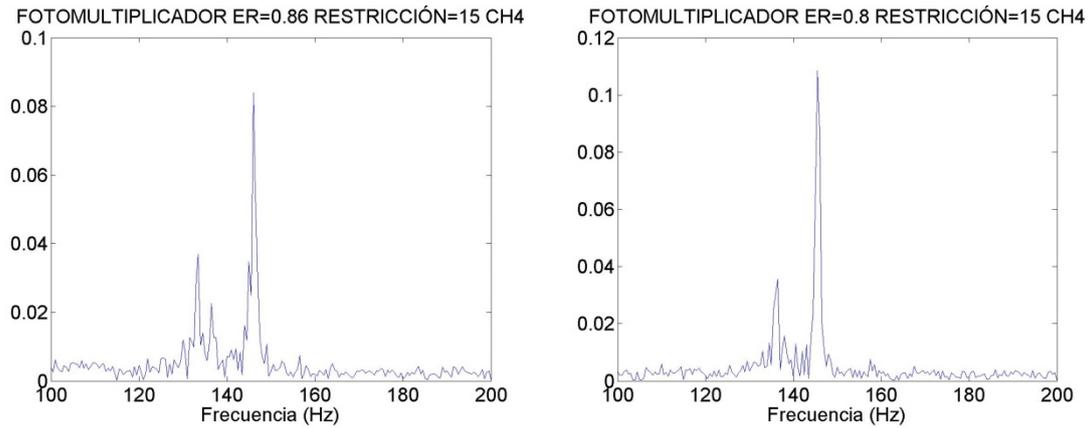


Figura 20: FFT del fotomultiplicador ampliadas en el rango de 100 a 200 Hz.

En la Figura 20 se representa el espectro (transformada de Fourier, FFT) de la señal del fotomultiplicador. En ella se aprecian los dos modos de vibración: uno en 135 Hz y otro entre 145 y 150 Hz.

En el siguiente análisis paramétrico se cambia la longitud de la cámara de combustión y se dejará constante la longitud del conducto anular. En la segunda parte del análisis se hace lo contrario, se cambia la longitud del conducto de inyección y se deja fija la cámara de combustión.

Tabla 6: Resultados del análisis paramétrico variando la geometría.

ER=0,86		1º Modo			2º Modo		
Longitud C.I. (m)	Longitud C.C. (m)	Frecuencia (Hz)	Imaginaria (rad/s)	Valor absoluto	Frecuencia (Hz)	Imaginaria (rad/s)	Valor absoluto
0.61	0.41	232.25	121.37	0.47	245.01	259.73	0.00
0.61	0.56	208.75	-4.85	0.00	180.25	-239.68	0.30
0.61	0.71	175.75	-210.82	0.00	140.25	-511.52	0.49
0.61	0.86	140.25	-197.30	0.19	165.59	-183.76	0.00
0.61	1.01	150.22	-117.43	0.00	136.25	-266.67	0.00
0.61	1.16	131.75	-312.54	0.00	149.75	-161.85	0.49
0.41	1.01	137.75	-404.48	0.01	475.95	44.11	0.00
0.46	1.01	137.25	-372.32	0.01	149.75	-87.74	0.34
0.51	1.01	136.75	-339.19	0.01	149.75	-79.18	0.21
0.56	1.01	136.25	-302.70	0.00	149.75	-89.90	0.09
0.61	1.01	136.25	-266.67	0.00	150.22	-117.43	0.00
0.66	1.01	136.75	-231.36	0.01	145.75	-144.24	0.01

Cabe destacar que tras el análisis paramétrico, representado en la Tabla 6, con el modelo de frecuencia se ha determinado que tanto el modo de 135 Hz como el de entre 145 y 150 Hz pertenecen a la cámara de combustión. Este hecho se ha demostrado ejecutando distintos casos en los que se varía la longitud del conducto anular y otros en los que se varía la

longitud de la cámara de combustión. En los casos en los que se variaba el conducto anular, estas frecuencias seguían apareciendo, lo cual nos hace pensar que son propias de la cámara de combustión.

Por otro lado, se realiza otro análisis para determinar la evolución de estos modos en función de la relación de equivalencia y en consecuencia de la temperatura.

En la Tabla 7 se listan los valores de frecuencia obtenidos por el modelo. Se aprecia cómo en el modo de menor frecuencia la parte imaginaria negativa permanece constante o bien se reduce en valor absoluto conforme se disminuye la relación de equivalencia, mientras el modo mayor va incrementando, en valor absoluto, su parte imaginaria negativa, lo que hace pensar que este segundo modo vaya ganando fuerza respecto al primero.

Tabla 7: Resultados del análisis paramétrico variando ER.

ER	1º Modo			2º Modo		
	Frecuencia (Hz)	Imaginaria (rad/s)	Valor absoluto	Frecuencia (Hz)	Imaginaria (rad/s)	Valor absoluto
0.96	128.75	-320.38	0.00	145.25	-56.21	0.22
0.92	131.38	-339.87	0.00	149.75	-95.20	0.12
0.86	136.25	-266.67	0.00	150.22	-117.43	0.00
0.80	144.75	-151.51	0.00	360.25	-84.93	0.00
0.72	137.25	-246.40	0.02	350.74	3.50	0.00
0.66	131.75	-272.03	0.00	13.75	125.91	0.36

Estos modos también pueden analizarse utilizando los modelos tanto de presión como por el de velocidad. En la Figura 21 se muestran los perfiles experimentales y teóricos de los modos del caso anteriormente mencionado, tanto el caso dominante como el caso menos inestable.

Como se puede apreciar en la anterior figura, el modelo se ajusta bien también para el segundo modo, pese a que no se trate del modo dominante.

Cabría destacar que la importante diferencia entre los casos de 130 Hz y 140 Hz en el tramo de inyección posiblemente esté provocada por la importante diferencia entre los coeficientes de reflexión a esas frecuencias. Este hecho puede apreciarse en el anexo III en el que se muestran las distintas $R1$ para todas las restricciones estudiadas.

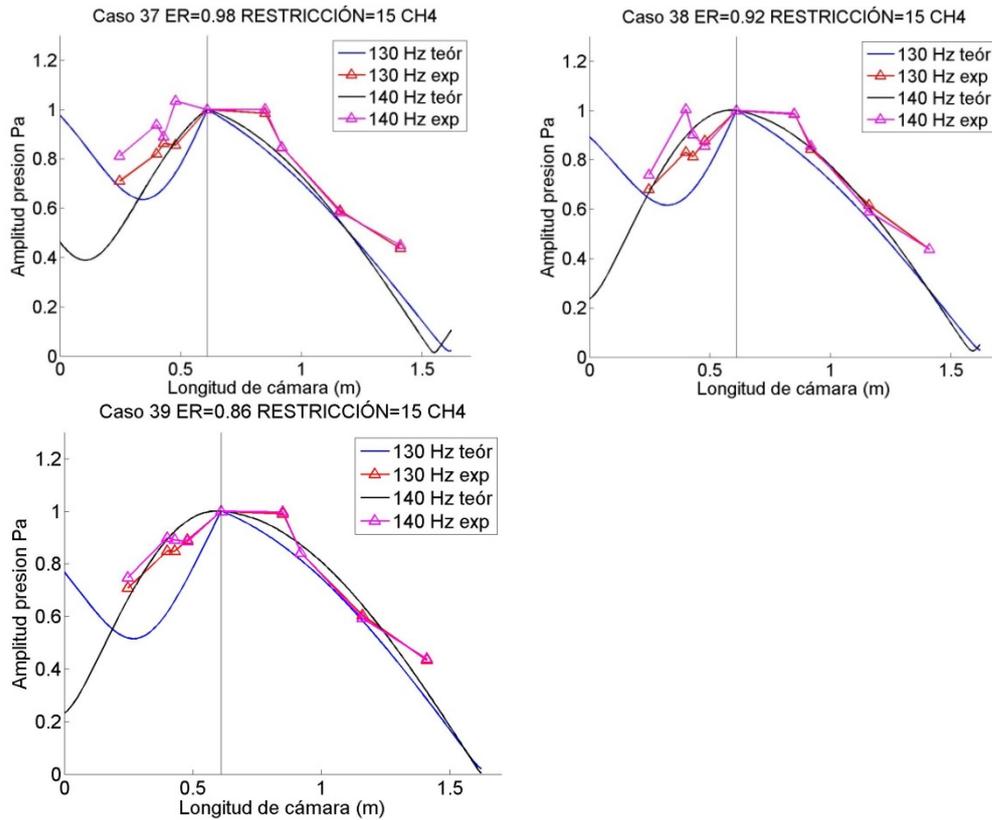


Figura 21: Modelo de presión aplicado a varios modos.

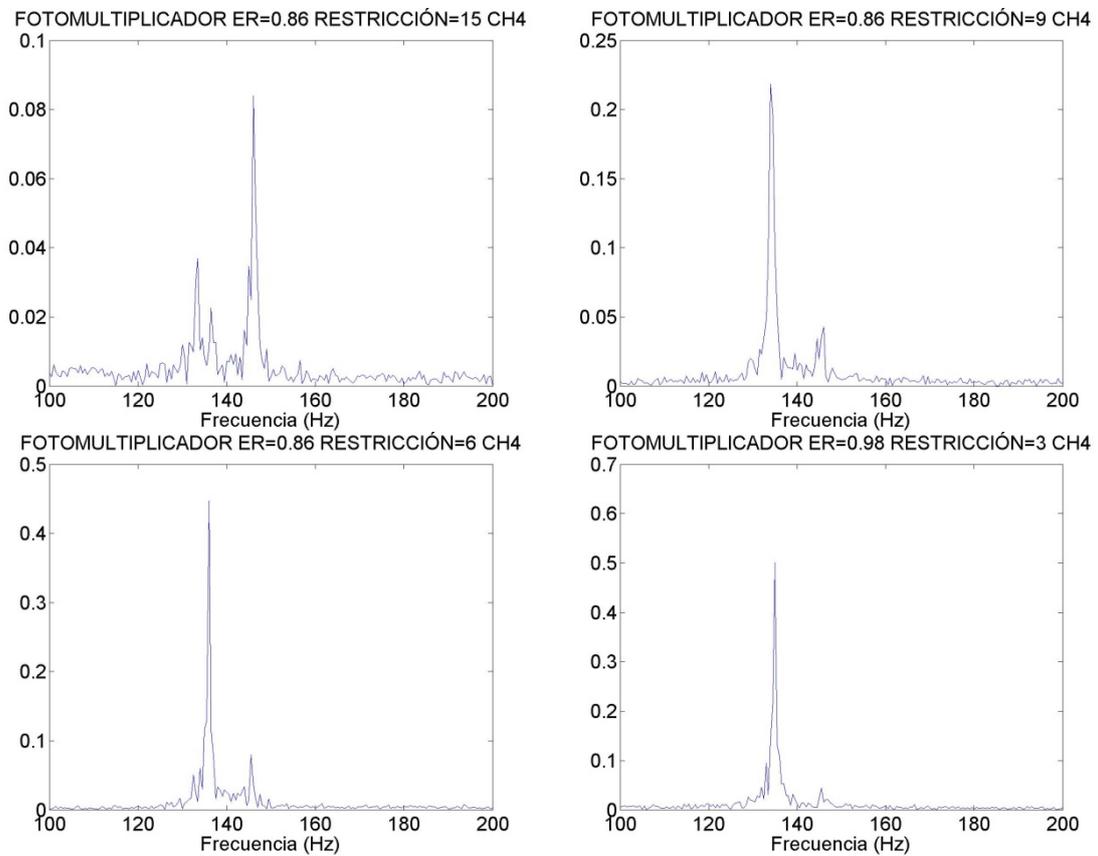


Figura 22: FFTs ampliadas en el rango 100 a 200 Hz.

Ambos modos siguen existiendo en los datos experimentales, mientras el modelo de frecuencia predice solo uno de los dos para restricción de 9, 6 y 3 vueltas. Los resultados experimentales para estos casos pueden ser apreciados en la Figura 22. La existencia de ambos modos también en estas condiciones de operación tiene sentido si se tiene en cuenta que en el anterior análisis paramétrico se ha determinado que se trata de modos de la cámara de combustión. Al cambiar la restricción estamos cambiando las condiciones de contorno del conducto de inyección, el cual está muy desacoplado de la cámara de combustión (coeficiente de acoplamiento $\Gamma_1 = 0.03175$).

8. Conclusiones y trabajo futuro.

Indudablemente el fenómeno de las inestabilidades termo-acústicas es un fenómeno de gran complejidad y peligroso para los equipos que se ven afectados.

En este trabajo se ha estudiado este complejo fenómeno desde un punto de vista tanto teórico como experimental.

8.1 Hallazgos

Desde el punto de vista experimental se han hallado las relaciones existentes entre la relación de equivalencia y la amplitud de las oscilaciones, así como la identificación de los modos que provocan estas inestabilidades para dos combustibles diferentes: metano puro y biogás.

Por otro lado, se ha determinado la relación que hay entre el coeficiente de reflexión a la entrada del conducto anular y la amplitud de las inestabilidades para los dos combustibles estudiados.

En el campo teórico, se destaca que se ha conseguido desarrollar un modelo capaz de predecir la forma del perfil de presiones p' y el de velocidades u' . En este trabajo también se han introducido algunas mejoras significativas en el modelo de frecuencia ya existente, al simplificar el programa de cálculo e introducir parámetros de entrada actualizados.

Finalmente podemos decir que el modelo de frecuencia predice bien los modos del sistema incluso en casos inestables a pesar de que la función de transferencia de la llama, FTF, solamente puede medirse en rango lineal, es decir para bajas amplitudes de fluctuaciones de velocidad, las cuales no son propias de un ciclo límite.

8.2 Trabajo futuro

Como se ha explicado en este trabajo, resulta imposible determinar de manera teórica la amplitud de p' y de u' . Si se pudiera disponer de métodos predictivos para calcular la amplitud de p' , se podría ahorrar gran cantidad de dinero en ensayos, además de que esta herramienta de análisis permitiría investigar en detalle las causas de los comportamientos observados. Por ello, se plantea la posibilidad de que, a partir de la parte imaginaria de la frecuencia, la cual informa sobre la evolución temporal de la inestabilidad, que obtiene el modelo de frecuencia, se pueda establecer una relación entre este valor y la amplitud de las oscilaciones. En este trabajo se ha conseguido establecer esta relación para el caso de metano y el modo de 145 Hz mencionado en el análisis de los datos experimentales.

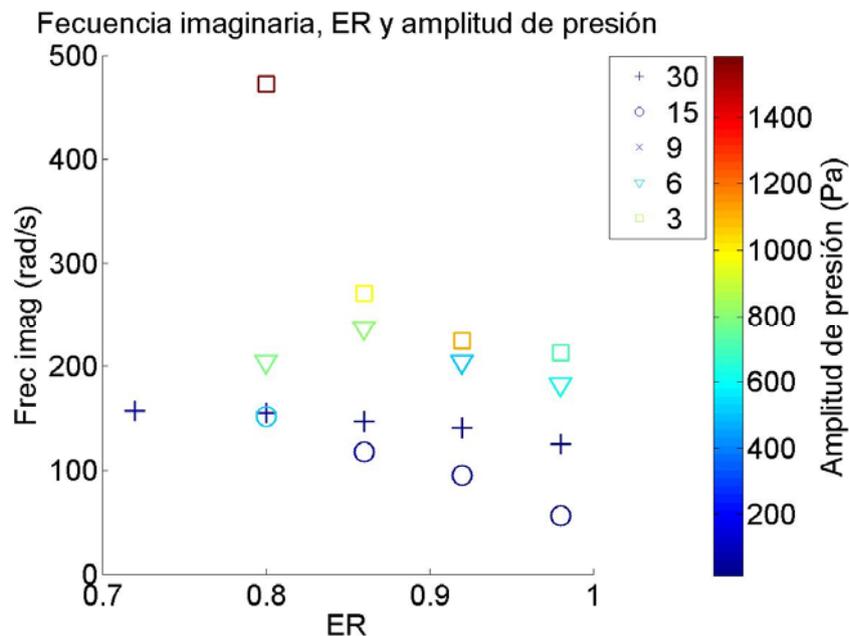


Figura 23: Relación entre la amplitud máxima de p' , relación de equivalencia y frecuencia imaginaria.

Esta relación se muestra en la Figura 23, donde se muestran las amplitudes de p' frente a la parte imaginaria para distintas relaciones de equivalencia y restricciones a la entrada. Como se puede ver, la correspondencia entre amplitud y frecuencia imaginaria es buena para este caso en particular. De conseguirse hallar una relación que nos permita predecir la amplitud de las oscilaciones de presión en el caso general, o al menos su variación con las condiciones de trabajo, sería un gran avance en el modelado de este fenómeno.

Bibliografía

1. Boyce, M.P., *Gas Turbine Engineering Handbook*. Second edition ed. 2012: Gulf Professional Publishing.
2. Çengel, Y.A. and Boles, M.A., *Termodinámica*. Séptima Edición ed. 2011: McGraw-Hill.
3. Lefebvre, A.H. and Ballal, D.R., *Gas Turbine Combustion Alternative Fuels and Emissions*. Third Edition ed. 2010, United States of America: Taylor & Francis Group.
4. Ministerio de Industria, E.y.T., *La energía en España*, S.d.e.d. energía, Editor. 2014, Subdirección General de Desarrollo Normativo, Informes y Publicaciones.: Madrid, España.
5. Lieuwen, T.C. and Yang, V., *Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines*. 2005: American Institute of Aeronautics and Astronautics.
6. Alemela, P.R., *Measurement and Scaling of Acoustic Transfer Matrices of Premixed Swirl Flames*, in *Lehrstuhl für Thermodynamik*. 2009, Technische Universität München.
7. Dowling, A.P. and Stow, S.R., *Acoustic Analysis of Gas Turbine Combustors*. *Journal of Propulsion and Power*, 2003. **19**: p. 751-764.
8. Seadi, T.A., Rutz, D., Prassl, H., Köttner, M., Finsterwalder, T., Volk, S., and Janssen, R., *Biogas Handbook*. 2008, Esbjerg, Denmark: University of Southern Denmark Esbjerg.
9. Doublein, D. and Steinhauser, A., *Biogas from Waste and Renewable Resources*. 2008, Federal Republic of Germany: Wiley-VCH.
10. Lieuwen, T. and McManus, K., *That Elusive Hum*, in *Mechanical Engineering*. 2012: Georgia Institute of Technology.
11. Rayleigh, L., *The explanation of certain acoustical phenomena*. *Nature*, 1878. **18**: p. 319-321.
12. Ducruix, S., Schuller, T., Durox, D., and Candel, S., *Combustion Instability Mechanisms in Premixed Combustors*, in *Combustion Instabilities in Gas Turbine Engines*. 2005, Progress in Astronautics and Aeronautics. p. 179-207.

13. Lieuwen, T., *Modeling Premixed Combustion–Acoustic Wave Interactions*. Journal of Propulsion and Power, 2003. **19**: p. 765-781.
14. Kim, K.T., Lee, J.G., Quay, B.D., and Santavicca, D.A., *Spatially distributed flame transfer functions for predicting combustion dynamics in lean premixed gas turbine combustors*. Combustion and flame, 2010.
15. Nord, L., *A Thermoacoustic Characterization of a Rijke-type Tube Combustor*, in *Department of Mechanical Engineering*. 2000, Virginia Polytechnic Institute.
16. Lipari, S., Sobrino, Á., and Ballester., J., *Experimental investigation of thermoacoustic instabilities in a swirl-stabilized lean premixed combustor.*, in *ICSV19*. 2012: Vilnius, Lithuania. p. 9.
17. Álvarez, E., *Análisis de inestabilidades termo-acústicas en llamas de premezcla de metano y biogases*, in *Laboratorio de Investigación en Fluidodinámica y Tecnologías de la Combustión (LIFTEC)*. 2014, Escuela de Ingeniería y Arquitectura, Universidad de Zaragoza: Zaragoza, Aragón, España.
18. Weng, F., Li, S., Zhong, D., and Zhu*, M., *Investigation of self-sustained beating oscillations in a Rijke burner*. Combustion and Flame, 2016. **166**: p. 181-191.
19. Matveev, K., *Thermoacoustic Instabilities in the Rijke Tube: Experiments and Modeling*. 2003, California Institute of Technology, Pasadena, California. p. 161.
20. Lee, J.G. and Santavicca, D.A., *Experimental diagnostics for the study of combustion instabilities in lean premixed combustors*. Journal of Propulsion and Power, 2003. **19**(5): p. 735-750.
21. Hauke, G., *An Introduction to Fluid Mechanics and Transport Phenomena*. 2008: Springer Science.
22. Orchini, A. and Juniper, M.P., *Linear stability and adjoint sensitivity analysis of thermoacoustic networks with premixed flames*. Combustion and flame (Elsevier), 2015. **165** p. 97–108.

Anexos

ANEXO I: DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

La instalación experimental, mostrada en la Figura 24, está situada en el Laboratorio de Investigación en Fluidodinámica y Tecnologías de la Combustión (LIFTEC), un centro mixto perteneciente al CSIC y la Universidad de Zaragoza.

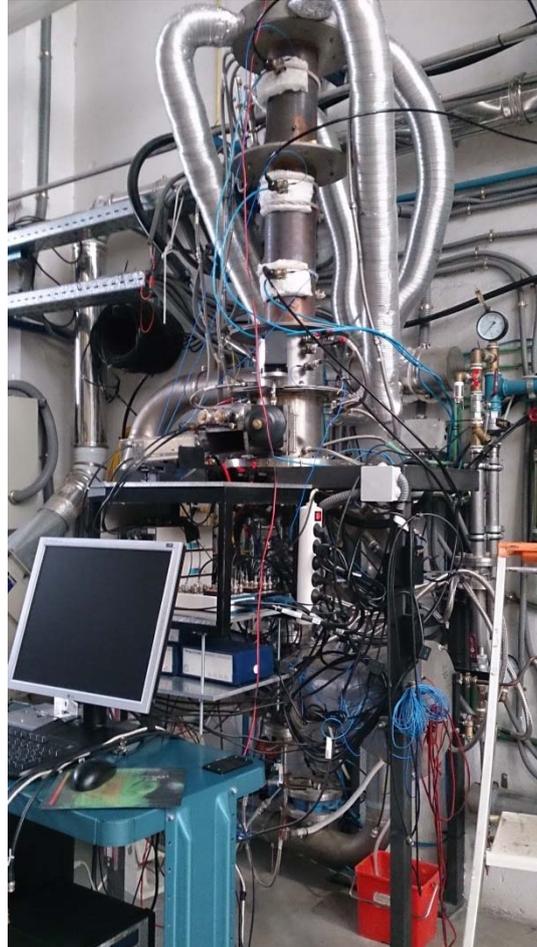


Figura 24: *Vista general de la instalación experimental*

Esta instalación se ha diseñado para el estudio de combustores de gas de mezcla (con y sin llama piloto), mezcla parcial y difusión. El sistema reproduce las principales características de los equipos reales, permitiendo una amplia flexibilidad en aspectos como el grado de mezcla, la configuración del quemador o las características acústicas del sistema. Incorpora instrumentación para estudiar tanto la llama como el comportamiento de toda la instalación (sensores de radiación, espectrómetro, imágenes de llama en el rango visible y ultravioleta, fluctuaciones de presión) y amplio acceso para la utilización de sondas o técnicas ópticas.

Además de combustibles convencionales, la instalación se ha diseñado para estudiar el comportamiento de combustibles alternativos como biogás u otro tipo de mezclas. Para ello,

se cuenta con un sistema de preparación de gas sintético mediante mezclas en proporción variable de distintos gases (CH_4 , CO_2 , CO , H_2 y gas natural de red).

1. Instalación experimental.

1.1 Línea de gases.

La instalación presenta varias líneas de alimentación de combustible (Figura 25), en particular una línea de gas natural (amarilla), que conecta directamente con la red de alimentación ciudadana, y otras cuatro líneas de CH_4 , H_2 , CO y CO_2 , las cuales se alimentan por medio de bombonas que contienen el gas elegido a presión. Para los ensayos efectuados se ha elegido no utilizar el gas natural de red porque la presión de red no es suficiente para inyectar en la instalación (a presión atmosférica) en condiciones críticas. Por otro lado, se comprobó que la composición del gas natural varía de un día a otro lo que imposibilita la repetibilidad de los ensayos o simplemente comparar unos con otros.

En este trabajo se han realizado ensayos utilizando como combustible sea metano puro sea una mezcla de CH_4 - CO_2 , que representa una mezcla tipo de biogás, en condición de premezcla perfecta con el aire. La línea CH_4 viene del exterior del laboratorio, donde se encuentran almacenadas las bombonas a 200 bar de presión. La línea de CO_2 es igual que la de CH_4 con la diferencia que, en este caso la bombona está en el interior del laboratorio. Por otro lado, el aire necesario para el proceso de combustión se inyecta de una línea de aire comprimido que alimenta a todo el laboratorio, el cual viene de un compresor situado en el exterior del mismo. Cada línea cuenta con un regulador de presión que reduce la misma hasta una presión de 5 bar aproximadamente. Para cada línea hay un caudalímetro (medidor de gasto másico de tipo térmico) dotado de válvula de regulación y regulador PID que permite controlar el flujo másico de gas, expresado en Nm^3/h , desde un ordenador.

Todas las líneas de combustible confluyen en el plenum de 7.5 l (Figura 26) que realiza una función de filtrado para evitar que pequeñas fluctuaciones en la regulación de las distintas líneas se convierta en variaciones de composición en la inyección al quemador.

1.2 Línea de premezcla.

Una vez el combustible se ha seleccionado y preparado, se debe formar la premezcla e inyectarla en la instalación de manera que la relación de equivalencia no se altere. Para ello, se suministrará a una presión que nos permita lograr una mezcla bloqueada al caudal necesario.

El combustible se inyecta en el conducto por el que circula el aire (Figura 26). Esta mezcla de aire y combustible entra en un plenum situado en la base de la instalación a una presión suficiente para alcanzar condición sónica. De esta manera las fluctuaciones de presión aguas abajo de la inyección no pueden afectar al caudal de premezcla y, por lo tanto, la relación de equivalencia, una vez establecida por medio de los caudalímetros, no puede variar.

Desde el plenum el flujo entra en un conducto anular de 25 y 40 mm de diámetro interno y externo respectivamente, y 610 mm de longitud. A una distancia de 20 cm desde el plenum la premezcla aire-combustible encuentra un swirler interno con 6 álabes planos axiales dispuestos a 37°, que le proporciona un movimiento helicoidal (para este trabajo el swirler se considera acústicamente transparente). Al final de este conducto la mezcla alcanza la cámara de combustión.

1.3 Perno de restricción.

Este perno de restricción (también llamado perno de bloqueo) es una pieza (Figura 29) que nos permite variar el coeficiente de reflexión de las ondas de presión en la entrada del conducto anular según su posición. La posición de este se mide mediante un cuentavueltas situado debajo del plenum principal (Figura 30). Cuanto mayor es el número de vueltas, menor es la interacción de esta pieza con las ondas de presión y cuanto menor sea el número mayor es esta interacción.

1.4 Cámara de combustión.

La cámara de combustión consiste en un conducto de 120 mm de diámetro formado por varias secciones desmontables con las que se puede variar su longitud.

La primera de estas secciones está formada por un cilindro de cuarzo de alta pureza con dimensiones 220 mm de longitud y 120 mm de diámetro. El hecho de que esta sección de la cámara sea de cuarzo, nos proporciona dos ventajas fundamentales: resistencia a altas temperaturas y acceso óptico total para el uso de cámaras de video y sensores de radiación.

Tras el cuarzo hay una sección de acero inoxidable que completa el primer tramo de la cámara de combustión hasta los 40 cm. Este tramo tiene una camisa de refrigeración interna por aire y una más exterior por agua.

Tras este primer tramo de 40 cm hay dos tramos de acero inoxidable desmontables de 35 y 50 cm los cuales tienen una única camisa de refrigeración por aire. Estos dos tramos

desmontables nos permiten tener cuatro configuraciones distintas de cámara de combustión: 40, 75, 90 y 125 cm.

Los gases generados en la combustión son succionados por un extractor de gases colocado en la parte final de la cámara de combustión. Estos gases son conducidos hasta la atmósfera. El extractor aspira los gases por el lateral, dejando el final de la cámara sin ninguna obstrucción, por lo tanto la salida de la cámara de combustión se puede considerar un final abierto.

1.5 Elementos auxiliares.

En condiciones estacionarias el funcionamiento es el descrito anteriormente. Sin embargo, para el encendido de la llama es necesaria la presencia de una llama piloto. Para ello la instalación cuenta con una línea de difusión que circula por dentro del cuerpo como del conducto anular y se puede controlar manualmente desde el exterior permitiendo encender una pequeña llama y extinguirla cuando se alcanza el régimen autotérmico.

2. Instrumentación.

2.1 Medidas de presión.

La medida de la fluctuación de presión se lleva a cabo con diez transductores de presión piezoeléctricos (en lo sucesivo TP). Estos transductores no son todos iguales, siete de ellos son *PCB Piezotronics 103B02* y los otros tres *PCB Piezotronics 106B* (Figura 33 y Figura 34). Las diferencias entre estos dos TPs se explican en el anexo III apartado de calibración. De estos diez TPs cinco están fijos en el conducto de inyección en las posiciones -36.25, -29, -21, -18, -13 cm respectivamente, siendo 0 cm el plano de inyección en la cámara de combustión. Los otros cinco TPs están en la cámara de combustión: dos de ellos fijos en las posiciones 61 cm (plano de inyección a la cámara de combustión) y 85 cm. Los otros tres distribuidos según la configuración de la cámara de combustión en el experimento en cuestión.

Algunos de los transductores del conducto de inyección están posicionados en el mismo conducto, otros en cambio están conectados a un tubo que conecta por un lado en el conducto de inyección (Figura 31). El otro extremo se conecta a una guía semi-infinita que sirve para evitar que la reflexión de las ondas a lo largo de este tubo perturbe las medidas (Figura 32). Por otro lado, los TPs de la cámara de combustión se instalan todos según el sistema de tubo y guía explicado anteriormente. En todos los casos, por las guías semi-infinitas hacemos fluir nitrógeno para por un lado evitar que se puedan dañar los transductores de la

cámara de combustión por las altas temperaturas y, por otro lado, evitar que los gases penetren en el tubo y alteren el caudal. El caudal de nitrógeno inyectado no afecta a las medidas ni a la combustión puesto que es inerte y el caudal es muy bajo en relación al caudal de la cámara de combustión. Esta línea semi-infinita en teoría debería ser recta pero se ha comprobado que aun no siendo así el coeficiente de reflexión es prácticamente nulo. Los TPs instalados en el ya mencionado tubo están colocados de forma perpendicular al tubo como se observa en la Figura 31. Se comprobó que esta colocación no afectaba a las medidas de p' .

Estos TPs envían una señal a un acondicionador de señal (PCB 482C) (Figura 35), el cual amplifica la señal y la transforma en ± 10 V. Posteriormente, la señal llega a la tarjeta de adquisición mostrada en la Figura 36 (NI-PCI 6229) para llegar finalmente al ordenador de la sala de control, en el cual se muestran y almacenan los valores medidos por cada TP.

2.2 Quimioluminiscencia.

Diversos trabajos han demostrado que la liberación de calor (magnitud a medir para este trabajo) puede considerarse proporcional a la presencia de radicales OH^* en la llama [6, 20]. Esta cantidad de OH^* se mide mediante un fotomultiplicador (PMT, Hamamatsu H5784-03) con un filtro de interferencias en la banda de emisión de OH^* (310 ± 5 nm). En la Figura 37 se puede ver el fotomultiplicador.

La señal del fotomultiplicador se considera proporcional a la tasa instantánea de liberación de calor en la llama y es el dato utilizado tanto para medir las fluctuaciones naturales de calor en los ensayos de combustión como para el cálculo de la Función de Transferencia de la Llama (FTF), junto con las fluctuaciones de velocidad determinadas mediante el método multimicrofono (explicado en el anexo III) a partir de las medidas de presión dinámica en el conducto de inyección.

3. Imágenes de la instalación.



Figura 25: Líneas de gases.

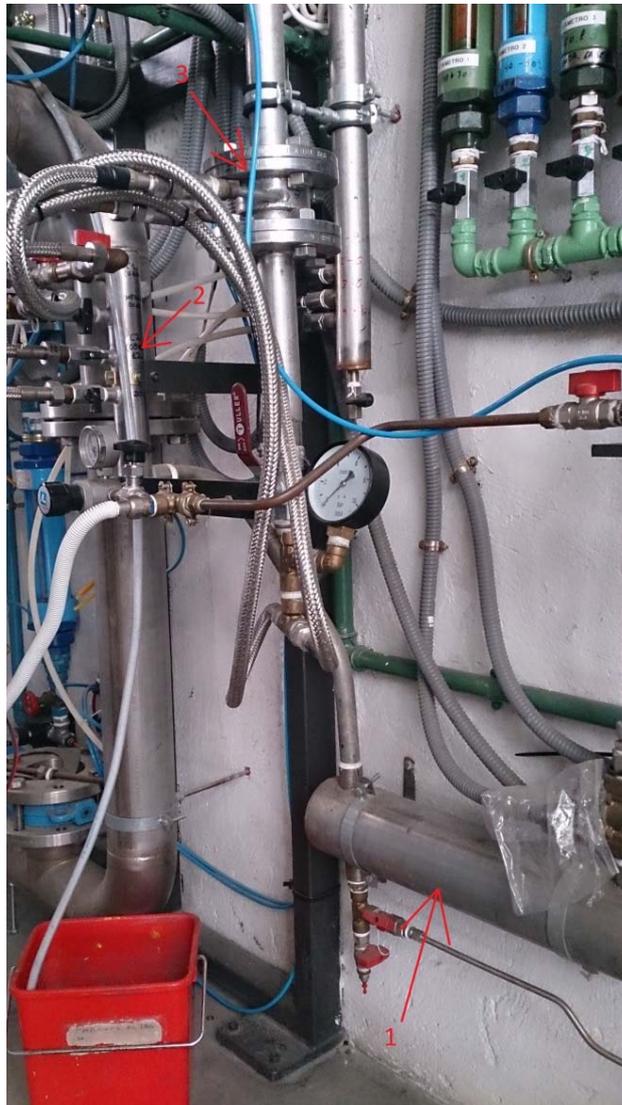


Figura 26: Mezclado de gases: 1. Plenum de combustibles, 2. Selección de tipo de mezcla, 3. Mezclado de aire y combustible.



Figura 27: Plenum de entrada al conducto anular.



Figura 28: Plenum desmontado con el perno de restricción montado



Figura 29: Modelo informático del perno de restricción.



Figura 30: Cuentavueltas del perno de bloqueo. En la imagen en posición 30 vueltas.



Figura 31: TP colocado en su posición (conducto anular) al final del tubo con la guía semi-infinita colocada a continuación de este.



Figura 32: Guía semi-infinita de un TP en la cámara de combustión.



Figura 33: Transductores de presión (TP). PCB Piezotronics 106B (arriba) y PCB Piezotronics 103B02 (abajo).



Figura 34: Transductores de presión (TP) con distintas superficies de medida. PCB Piezotronics 106B (derecha) y PCB Piezotronics 103B02 (izquierda).



Figura 35: Acondicionadores de señal.



Figura 36: Tarjeta de adquisición de datos.

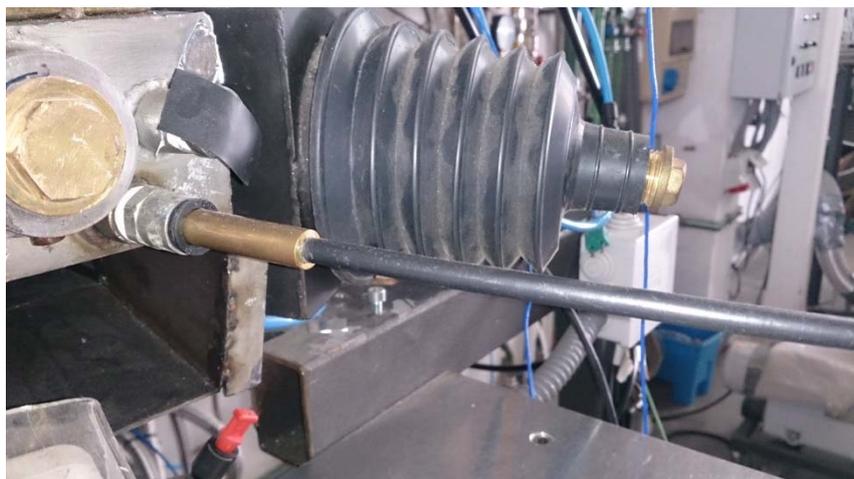


Figura 37: Fotomultiplicador.

ANEXO II: MODELOS DESARROLLADOS.

Además del estudio de la influencia de los parámetros operacionales en las inestabilidades en combustión de metano y biogás, en este trabajo se desarrollan dos modelos que son capaces de predecir la forma de las variaciones de presión p' y la forma del perfil de velocidad u' de la instalación situada en el LIFTEC. Por otro lado, se perfecciona un modelo ya existente de variación de frecuencia, el cual es necesario para que funcionen los otros dos modelos de variación de presión y velocidad.

Los tres modelos parten de la misma base teórica explicada a continuación, sin embargo, cada modelo tiene su propio funcionamiento.

1. Modelo termo-acústico.

1.1 Ecuaciones de conservación.

El punto de partida son las ecuaciones completas de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía. A continuación, se plantean en el caso más general posible, y se simplifican cuando sea posible para construir un modelo representativo pero no irresoluble.

1.1.1 Conservación de la masa.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j} + \rho \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \quad [\text{Ec. 2.1}]$$

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot u = 0 \quad [\text{Ec. 2.2}]$$

El caudal másico de aire y combustible inyectado en la instalación no cambia con el tiempo para cada condición ensayada, por lo tanto, se puede considerar que la instalación está en estado estacionario. En la (Ec. 2.2) se adapta la notación para simplificarla y poder trabajar de forma más sencilla. En ella, ρ es la densidad, y u la velocidad. El término D/Dt es la derivada sustancial o material, $D/Dt = \partial/\partial t + u \nabla$.

1.1.2 Ecuación del momento lineal.

El cambio en la cantidad de movimiento es debido a las contribuciones de todas las fuerzas externas sobre el fluido. Se desglosan estas fuerzas en las de superficie (incluidas los esfuerzos viscosos) y las volumétricas, todas ellas por unidad de volumen.

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \left(\frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_{mi} \right) \quad [\text{Ec. 2.3}]$$

Donde τ_{ij} es el tensor de esfuerzos de superficie y f_{mi} son las fuerzas másicas o de volumen.

Las fuerzas másicas, tanto para sistemas inerciales como no inerciales son de tipo “a distancia”, tales como gravedad, campos eléctricos y magnéticos, etc. Son relevantes en aspectos navales y de hidrostática, cuando el número de Froude (Fr) es mucho menor que uno. En este caso $Fr \gg 1$, y dichas fuerzas son despreciables [21].

Por otro lado, el tensor de fuerzas de superficie se puede descomponer en fuerzas de presión y esfuerzos viscosos: $\tau_{ij} = -p\delta_{ij} + \tau'_{ij}$. Con estas consideraciones, la Ec. 2.4 refleja de una forma compacta el cambio de momento lineal del fluido.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\nabla p + \frac{\partial \tau'_{ij}}{\partial x_j} \quad [\text{Ec. 2.4}]$$

1.1.3 Ecuación de la energía.

En adelante se va a suponer un gas perfecto, lo que implica que se cumple la relación $p = R_{gas}\rho T$, donde T es la temperatura, $R_{gas} = c_p - c_v$ es la constante del gas y c_p y c_v son los calores específicos a presión y volumen constante, respectivamente. La energía interna específica (por unidad de masa) es $e = c_v T$, y la entalpía específica es $h = c_p T = e + p/\rho$. Con estas consideraciones, y despreciando las fuerzas másicas, la ecuación de la energía tiene la siguiente forma, donde q_j es el flujo de calor añadido al fluido por unidad de tiempo y superficie.

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{u^2}{2} \right) = -\frac{\partial q_j}{\partial x_j} - p \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau'_{ij} u_i) \quad [\text{Ec. 2.5}]$$

De forma simplificada se puede expresar según la (Ec.2.6), donde k es la conductividad térmica del fluido y q hace referencia a la generación volumétrica de calor. Se observa cómo un esfuerzo viscoso aumenta la energía del fluido, y una expansión la reduce. El flujo de calor aportado también es una contribución positiva a la energía de fluido.

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{u^2}{2} \right) = -\nabla \cdot (pu) + q + \nabla \cdot (k\nabla T) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau'_{ij} u_i) \quad [\text{Ec. 2.6}]$$

1.1.4 Ecuación de la entropía.

En el caso de estudio la entropía tiene importancia [7], así que es conveniente presentar la ecuación que rige el cambio de la misma. Por las relaciones termodinámicas, la

entropía en forma específica para procesos internamente reversibles se expresa como $Tds = de + pd(1/\rho)$. Si además el fluido está en equilibrio local, se puede escribir:

$$\rho T \frac{Ds}{Dt} = \rho \frac{De}{Dt} + \rho p \frac{D}{Dt} \left(\frac{1}{\rho} \right) \quad [\text{Ec. 2.7}]$$

1.1.5 Ecuación de la vorticidad.

El desarrollo de la vorticidad, definido como $\zeta = \nabla \times \mathbf{u}$ da lugar a la (Ec. 2.8) [7].

$$\frac{D}{Dt} \left(\frac{\zeta}{\rho} \right) = \left(\frac{\zeta}{\rho} \cdot \nabla \right) u + \frac{1}{\rho^3} \nabla \rho \times \nabla p + \frac{1}{\rho} \nabla \times \left(\frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau'_{ij}}{\partial x_j} e_i \right) \quad [\text{Ec. 2.8}]$$

El primer término del lado derecho describe cómo las líneas de vórtice intensifican la vorticidad local, mientras que el último término representa la generación de vorticidad por efectos viscosos. El segundo término muestra que la vorticidad se crea cuando el gradiente de presión y densidad no están alineados.

1.2 Ecuación de onda homogénea.

Se va a definir los parámetros que caracterizan el flujo como la suma de dos componentes: una que caracteriza el flujo medio estacionario (denotado con una barra) y otra que refleja las pequeñas perturbaciones (denotada con primas).

$$p(x, t) = \bar{p} + p'(x, t) \quad [\text{Ec. 2.9}]$$

$$\rho(x, t) = \bar{\rho} + \rho'(x, t) \quad [\text{Ec. 2.10}]$$

$$u(x, t) = \bar{u} + u'(x, t) \quad [\text{Ec. 2.11}]$$

Se asume un fluido no viscoso [6], con lo que el tensor de esfuerzos viscosos es idénticamente nulo, y se hace la aproximación de gas perfecto por lo que se toman los calores específicos c_p y c_v constantes. Se asume también un flujo irrotacional, con lo que el cambio de vorticidad es nulo. Con estas consideraciones, de las ecuaciones de continuidad, momento, entropía y vorticidad se obtienen las linealizaciones para las perturbaciones consideradas, mostradas en las ecuaciones (Ecs. 2.12-2.15).

$$\frac{D\rho'}{Dt} + \bar{\rho} \nabla \cdot u' = 0 \quad [\text{Ec. 2.12}]$$

$$\frac{Du'}{Dt} + \frac{1}{\bar{\rho}} \nabla p' = 0 \quad [\text{Ec. 2.13}]$$

$$\bar{\rho}\bar{T}\frac{DS'}{Dt} = q' \quad [\text{Ec. 2.14}]$$

$$\frac{D\zeta'}{Dt} = 0 \quad [\text{Ec. 2.15}]$$

Al tratarse de la ecuación de onda homogénea, no existen fluctuaciones en la liberación de calor. Esto supone que la ecuación final será válida para tramos en los que no haya discontinuidades que provoquen oscilaciones en el flujo de calor. La (Ec. 2.14) se transforma en:

$$\bar{\rho}\bar{T}\frac{DS'}{Dt} = 0 \quad [\text{Ec. 2.16}]$$

Esto significa que la entropía de cada partícula permanece constante, es decir, se tiene un flujo isentrópico.

Por otro lado, es conocido que la presión es una función de estado, y como tal su ecuación de estado viene dada por la relación entre dos variables termodinámicas. Esta ecuación, en forma diferencial, se recoge en la (Ec.2.18).

$$p = p(s, \rho) \quad [\text{Ec. 2.17}]$$

$$dp = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s d\rho + \left(\frac{\partial p}{\partial s}\right)_\rho ds \quad [\text{Ec. 2.18}]$$

Y finalmente, teniendo en cuenta que $ds = 0$ debido a la consideración de flujo isentrópico, la velocidad del sonido, denotada como c , permite relacionar las oscilaciones de presión y densidad, como se muestra en la (Ec.2.20).

$$c^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s \quad [\text{Ec. 2.19}]$$

$$p' = c^2 \rho' \quad [\text{Ec. 2.20}]$$

Combinando de la (Ec. 2.12) a la (Ec. 2.15) con la consideración de la (Ec.2.17) y teniendo en cuenta que $q' = 0$ se llega a la (Ec. 2.21), que representa la ecuación de una onda homogénea.

$$\left(\frac{1}{\bar{c}^2} \frac{D^2}{Dt^2} - \nabla^2\right) p' = 0 \quad [\text{Ec. 2.21}]$$

Esta ecuación se puede generalizar considerando un flujo medio \bar{u} no nulo. De forma análoga al desarrollo anterior, a partir de las ecuaciones de conservación acústica se llega a las siguientes expresiones:

$$\left(\frac{\partial}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial}{\partial x}\right) \frac{p'}{c^2} + \bar{\rho} \frac{\partial u'}{\partial x} = 0 \quad [\text{Ec. 2.22}]$$

$$\bar{\rho} \left(\frac{\partial u'}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial u'}{\partial x}\right) + \frac{\partial p'}{\partial x} = 0 \quad [\text{Ec. 2.23}]$$

Estas relaciones, combinadas con las ecuaciones de conservación de masa y momento permiten eliminar u' , dando lugar a la ecuación de onda homogénea con flujo medio, dada en la (Ec.2.14).

$$\left(\frac{\partial}{\partial t} + \bar{u} \frac{\partial}{\partial x}\right)^2 p' - c^2 \frac{\partial^2 p'}{\partial x^2} = 0 \quad [\text{Ec. 2.24}]$$

1.2.1 Solución de la ecuación de onda homogénea.

La ecuación de onda es lineal, permitiendo superposición de soluciones. También es homogénea, sin términos que amplifiquen o amortigüen las perturbaciones. Por tanto, el método D'Alembert 1-D permite hallar las soluciones a estas ecuaciones (Ec.2.25) y (Ec.2.26).

$$p'(x, t) = f\left(t - \frac{x}{(c + \bar{u})}\right) + g\left(t + \frac{x}{(c - \bar{u})}\right) \quad [\text{Ec. 2.25}]$$

$$\frac{u'(x, t)}{\bar{\rho}c} = f\left(t - \frac{x}{(c + \bar{u})}\right) - g\left(t + \frac{x}{(c - \bar{u})}\right) \quad [\text{Ec. 2.26}]$$

Donde f y g se denominan invariantes de Riemann. La solución de la ecuación homogénea puede interpretarse como una onda que viaja hacia adelante con una velocidad de propagación de $c + \bar{u}$ y otra onda que viaja hacia atrás a una velocidad $c - \bar{u}$. La solución armónica de la ecuación tiene la forma de las (Ec. 2.27) y (Ec. 2.28), donde se define el número de onda según la (Ec. 2.29), considerando M el número Mach y ω la frecuencia angular de la onda, definiéndose ω como $\omega = \omega_r + i\omega_i$.

$$p'(x, t) = f e^{(-i\omega t + ik^+ x)} + g e^{(-i\omega t - ik^- x)} \quad [\text{Ec. 2.27}]$$

$$\frac{u'(x, t)}{\bar{\rho}c} = f e^{(-i\omega t + ik^+ x)} - g e^{(-i\omega t - ik^- x)} \quad [\text{Ec. 2.28}]$$

$$k^{\pm} = \frac{\omega}{c \pm \bar{u}} = \frac{k}{1 \pm M} \quad [\text{Ec. 2.29}]$$

Por comodidad en el tratamiento matemático posterior, se definen: $A^+ = \rho c f$ y $A^- = \rho c g$, cambiando las unidades de las invariantes de Riemann de unidades de velocidad a presión. Por tanto, las ecuaciones (Ec. 2.30) y (Ec. 2.31) reflejan las oscilaciones de presión y velocidad, donde las magnitudes denotadas con “^” hacen referencia al módulo. Así mismo, se generalizan las (Ec. 2.27) y (Ec. 2.28) para considerar una referencia espacial x_0 que no tiene por qué ser nula.

$$p'(x, t) = \hat{p}e^{i\omega t} = (A^+ e^{-ik^+(x-x_0)} + A^- e^{ik^-(x-x_0)})e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 2.30}]$$

$$u'(x, t) = \hat{u}e^{i\omega t} = \left(\frac{A^+}{\bar{\rho}c} e^{-ik^+(x-x_0)} - \frac{A^-}{\bar{\rho}c} e^{ik^-(x-x_0)} \right) e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 2.31}]$$

1.3 Ecuación de onda no homogénea.

Las ecuaciones presentadas hasta el momento son válidas para tramos sin discontinuidades. Sin embargo, cuando se añade calor de forma periódica al fluido y por tanto $q' \neq 0$, el segundo término de la (Ec. 2.18) ya no se anula (el flujo ya no es isentrópico). Bajo la consideración de flujo medio nulo, dicho término se puede desarrollar como se expone a continuación.

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_{\rho} \frac{Ds}{Dt} = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_{\rho} \frac{\partial s}{\partial t} = \left(\frac{\partial p}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial \rho} \right)_{\rho} \frac{\partial s}{\partial t} = \left(\frac{\partial p}{\partial T} T \frac{\partial T}{\partial \rho} \right)_{\rho} \frac{1}{T} \frac{\partial q}{\partial t} = \frac{R_{gas}}{c_v} \frac{\partial q}{\partial t} = (\gamma - 1) \frac{\partial q}{\partial t} \quad [\text{Ec. 2.32}]$$

Donde $\gamma = c_p/c_v$ es la relación de calores específicos, por otro lado también se han utilizado las relaciones: $\partial s = \frac{\partial q}{\partial T} \left(\frac{\partial q}{\partial T} \right)_{\rho} = \rho c_p$, así como la ecuación de gas ideal, $R_{gas} = p/\rho T$.

De esta manera, combinando de nuevo las ecuaciones de continuidad, momento, entropía y vorticidad (Ecs. 2.12-2.15) se llega a la ecuación de onda no homogénea, dada en la (Ec. 2.33). Esta ecuación es no lineal y no permite superposición de soluciones, por lo que su resolución es más compleja.

$$\frac{1}{\bar{c}^2} \frac{D^2 p'}{Dt^2} - \nabla^2 p' = \frac{\gamma - 1}{\bar{c}^2} \frac{Dq'}{Dt} \quad [\text{Ec. 2.33}]$$

2. Ecuaciones generales de los modelos.

Los modelos en cuestión tienen las mismas consideraciones en lo relativo a simplificaciones asumidas que se resumen a continuación:

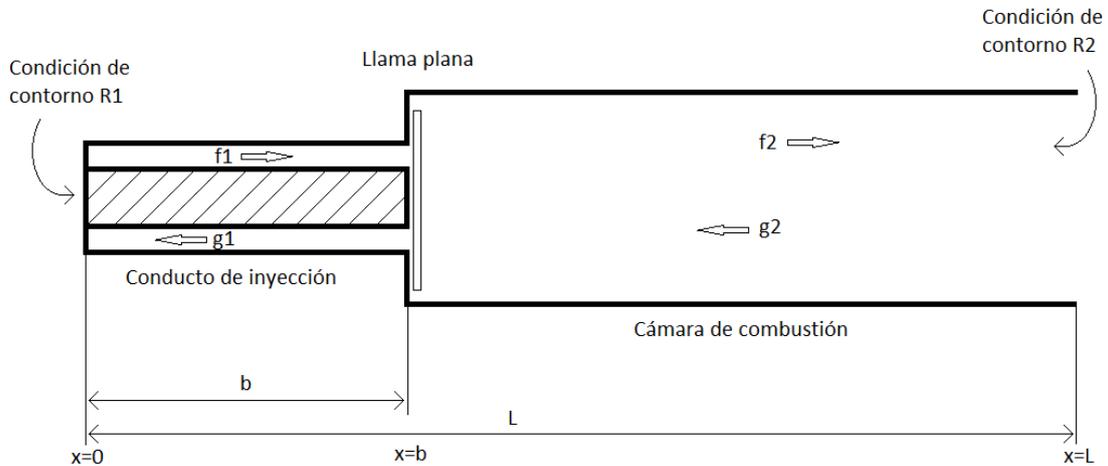


Figura 38: Esquema de la instalación experimental.

- La hipótesis principal es que únicamente existen ondas longitudinales. Es decir, desde el punto de vista acústico, el modelo es unidimensional.
- Se supone que el fluido se comporta como gas perfecto en el conducto de inyección tomando una temperatura de referencia de 20 °C. Así, la velocidad del sonido en el conducto anular se calcula como $c = \sqrt{\gamma RT}$.
- Se considera una llama compacta y se desprecian fenómenos de fricción tanto en el conducto anular como en la cámara de combustión. Por tanto, se divide el sistema en dos partes, donde en cada una de ellas se tiene un flujo isentrópico e irrotacional. Entre ambas se sitúa la llama donde estas consideraciones no se cumplen, pero la aproximación es válida ya que se trata de una discontinuidad puntual, ya que su longitud es despreciable frente a la longitud de onda del sonido [6, 14] y [16].
- La temperatura del segundo tramo (cámara de combustión) se considera que es 0.5 veces la temperatura adiabática de combustión.
- En el modelo de frecuencia la generación de sonido debida de a la combustión se introduce mediante la función de transferencia de llama (FTF) medida en régimen lineal.

En la Figura 38 se muestra un esquema de la instalación tal y como se plantea en los modelos. Este esquema representaría un corte de la instalación a lo largo de su eje axial. En el

esquema se puede apreciar el conducto anular y la cámara de combustión con su sección de salida abierta.

2.1 Ecuaciones del sistema.

El sistema puede considerarse dividido en dos tramos: el conducto de inyección y la cámara de combustión. Ambos tramos están separados por una discontinuidad debida a dos efectos de distinta naturaleza: un cambio de sección que origina cambios en la amplitud de las ondas, y una llama, que causa cambios de densidad, temperatura y composición del gas.

A partir de las ecuaciones básicas de conservación y de la teoría acústica es posible deducir las relaciones que deben cumplirse, a partir de las cuales se calcularán los modos de oscilación del sistema, así como los perfiles de fluctuación de presión y velocidad.

Así, en los dos tramos del sistema se deben cumplir las soluciones a la ecuación de onda homogénea para presión y velocidad. Por tanto, se verifican las (Ecs. 2.34-2.37), que expresan las ecuaciones de onda para la presión y la velocidad acústica en ambos tramos. En la Figura 38 se indican las longitudes del conducto anular (b), la cámara de combustión ($L - b$) y el conjunto del sistema, L . En lo sucesivo el subíndice 1 hace referencia al conducto anular y el subíndice 2 a la cámara de combustión.

$$p'_1(x, t) = \widehat{p}_1 e^{i\omega t} = (A_1^+ e^{-ik_1^+(x-0)} + A_1^- e^{ik_1^-(x-0)}) e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 2.34}]$$

$$p'_2(x, t) = \widehat{p}_2 e^{i\omega t} = (A_2^+ e^{-ik_2^+(x-b)} + A_2^- e^{ik_2^-(x-b)}) e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 2.35}]$$

$$u'_1(x, t) = \widehat{u}_1 e^{i\omega t} = \left(\frac{A_1^+}{\rho c} e^{-ik_1^+(x-0)} - \frac{A_1^-}{\rho c} e^{ik_1^-(x-0)} \right) e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 2.36}]$$

$$u'_2(x, t) = \widehat{u}_2 e^{i\omega t} = \left(\frac{A_2^+}{\rho c} e^{-ik_2^+(x-b)} - \frac{A_2^-}{\rho c} e^{ik_2^-(x-b)} \right) e^{i\omega t} \quad [\text{Ec. 2.37}]$$

Para resolver dichas ecuaciones es necesario definir unas condiciones de contorno en $x = 0$ y en $x = L$, y también condiciones en la discontinuidad $x = b$.

2.1.1 Condiciones de contorno.

A la entrada y salida del sistema existen condiciones de frontera que las ondas de presión y velocidad deben cumplir. Se denotan los coeficientes de reflexión en la entrada y la salida como $R1$ y $R2$, y se definen de acuerdo con las ecuaciones (Ec. 2.38) y (Ec. 2.39) respectivamente, como el cociente entre la amplitud de las ondas reflejada e incidente en la entrada ($R1$ en $x = 0$) y la salida ($R2$ en $x = L$).

$$R1 = \frac{A_1^+(x = 0)}{A_1^-(x = 0)} \quad [\text{Ec. 2.38}]$$

$$R2 = \frac{A_2^+(x = L)}{A_2^-(x = L)} \quad [\text{Ec. 2.39}]$$

Asumiendo que la descarga se efectúa a la atmósfera, se puede considerar un final abierto en el cual la oscilación de presión es nula [16] y por tanto el coeficiente de reflexión $R2$ toma un valor de -1. El valor de $R1$ es desconocido y será uno de los parámetros que se determine experimentalmente dado que depende en gran medida de la instalación y de su configuración, tal y como se recoge en el anexo III, apartado 4.

2.1.2 Condiciones de discontinuidad.

Vienen definidas por el hecho de que se tiene que cumplir tanto la ecuación de cantidad de movimiento como la de la energía, definidas en el en el apartado 2.1 de este anexo, cuando el flujo pasa del conducto anular a la cámara de combustión. La discontinuidad tiene dos efectos, dados por el cambio de sección y la llama, y estas condiciones de discontinuidad recogen ambos efectos de forma conjunta.

2.1.2.1 Cantidad de movimiento.

Cuando el fluido pasa a través de la llama, las variaciones de cantidad de movimiento son debidas únicamente al cambio de presión y velocidad, pues los efectos viscosos son despreciables. Así, se debe satisfacer la relación dada en la siguiente ecuación:

$$p_2 + \bar{\rho}_2 u_2^2 = p_1 + \bar{\rho}_1 u_1^2 \quad [\text{Ec. 2.40}]$$

Se expresan los términos de presión y velocidad como suma de sus contribuciones media y oscilante y se desarrollan los cuadrados. Las contribuciones medias son idénticamente nulas, pues la condición se cumple también para ellas. Además, se pueden despreciar los infinitésimos de segundo orden, ya que el producto de dos fluctuaciones es mucho menor que el orden de una oscilación. Con estas consideraciones se tiene la siguiente ecuación:

$$p_2'(x = b) - p_1'(x = b) + 2(\bar{\rho}_2 \bar{u}_2 u_2'(x = b) - \bar{\rho}_1 \bar{u}_1 u_1'(x = b)) = 0 \quad [\text{Ec. 2.41}]$$

Esta condición general, expresada junto con las ecuaciones que se deben cumplir en cada tramo, permite llegar a la (Ec. 2.42).

$$(A_2^+ + A_2^-) + 2M_2(A_2^+ - A_2^-) = (A_1^+ e^{-ik_1^+ b} + A_1^- e^{ik_1^- b}) + 2M_1(A_1^+ e^{-ik_1^+ b} - A_1^- e^{ik_1^- b}) \quad [\text{Ec. 2.42}]$$

Donde M es el número Mach en cada tramo, que normaliza la velocidad respecto a la velocidad del sonido. Una simplificación que en principio parece razonable es despreciar los términos multiplicados por el número de Mach, ya que se trabaja con flujos medios del orden de 10 m/s y la velocidad del sonido se encuentra en el rango 350-900 m/s, y por tanto es un factor 2 órdenes de magnitud menor. Con esta simplificación, la (Ec. 2.42) se puede reescribir como:

$$(A_2^+ + A_2^-) = (A_1^+ e^{-ik_1^+ b} + A_1^- e^{ik_1^- b}) \quad [\text{Ec. 2.43}]$$

El significado físico de esta ecuación simplificada (Ec. 2.43) se puede traducir en que entre un tramo y otro no puede haber un salto en la fluctuación de presión, sino que debe mantener una continuidad para bajos números de Mach.

2.1.2.2 Energía.

Al atravesar la llama, el contenido energético del fluido se modifica como consecuencia de la generación de calor en las reacciones de combustión. Esto se expresa en la siguiente ecuación (Ec. 2.44).

$$\rho_1 u_1 H_1 S_1 = \rho_2 u_2 H_2 S_2 + Q_A \quad [\text{Ec. 2.44}]$$

Donde H se denomina entalpía de remanso por unidad de masa, S_1 y S_2 representan la superficie transversal al flujo en $x = b$ antes y después de la llama respectivamente y Q_A es la cantidad de energía térmica que se aporta al fluido por unidad de tiempo. La entalpía de remanso H se puede desglosar en sus componentes, para poder hacer simplificaciones y llegar a una condición final de discontinuidad más compacta.

$$H = h + \frac{u^2}{2} \quad [\text{Ec. 2.45}]$$

Donde h es la entalpía por unidad de masa del fluido. El orden de magnitud de la velocidad es de decenas de metros por segundo, por lo que la energía cinética por unidad de masa es del orden de 10^2 J/kg. Por otro lado, se cumple que $h = c_p T$, donde c_p del aire es del orden de 10^3 J/kg/K y al multiplicar por una temperatura en Kelvin (factor 10^2) se sitúa en valores del orden de 10^5 J/kg. En consecuencia, el término de energía cinética de la entalpía de estancamiento se puede despreciar. Por tanto, se tiene lo siguiente:

$$H \approx h = c_p T \quad [\text{Ec. 2.46}]$$

Considerando la ecuación de estado de gas ideal, y las relaciones $R_{gas} = c_p - c_v$ y $\gamma = c_p/c_v$ se llega a la relación que se muestra.

$$H \approx \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{p}{\rho} \quad [\text{Ec. 2.47}]$$

Se sustituye esta relación en la (Ec. 2.44) y de nuevo se expresan presión y velocidad como suma de sus contribuciones. Eliminando términos promedio (la condición se cumple también para los valores medios) e infinitésimos de segundo orden se llega a la siguiente expresión:

$$(\bar{u}_2 p'_2 + u'_2 \bar{p}_2) S_2 - (\bar{u}_1 p'_1 + u'_1 \bar{p}_1) S_1 = \frac{\gamma - 1}{\gamma} Q'_A \quad [\text{Ec. 2.48}]$$

Se ha considerado $\gamma_1 \cong \gamma_2$ ya que en el rango de temperaturas de trabajo al pasar del tramo 1 al 2 los cambios en c_p son similares a las variaciones en c_v , y por tanto el cociente de calores específicos se puede considerar aproximadamente constante. Así mismo, Q'_A muestra las oscilaciones en el flujo de calor extendido a toda la superficie, esto es, la fluctuación de calor generada en toda la llama.

A continuación, teniendo en cuenta que la presión absoluta puede suponerse constante en todo el sistema, es decir ($\bar{p}_1 = \bar{p}_2 = p_0$) se obtiene:

$$S_2 \left(\bar{u}_2 \frac{p'_2}{p_0} + u'_2 \right) - S_1 \left(\bar{u}_1 \frac{p'_1}{p_0} + u'_1 \right) = \frac{\gamma - 1}{\gamma p_0} Q'_A \quad [\text{Ec. 2.49}]$$

Es posible hacer algunas simplificaciones más en la ecuación. En primer lugar, se expresan las fluctuaciones de presión y velocidad en términos de sus ecuaciones de onda y, tras agrupar, se obtiene la expresión siguiente:

$$S_2 \left[(A_2^+ - A_2^-) \left(\frac{\bar{u}_2}{p_0} + \frac{1}{\rho_2 c_2} \right) \right] - S_1 \left[(A_1^+ e^{-ik_1^+ b} - A_1^- e^{ik_1^- b}) \left(\frac{\bar{u}_1}{p_0} + \frac{1}{\rho_1 c_1} \right) \right] = \frac{\gamma - 1}{\gamma p_0} Q'_A \quad [\text{Ec. 2.50}]$$

Se pueden hacer simplificaciones en los términos de la izquierda de la ecuación. p_0 es del orden de 10^5 Pa y el flujo medio de velocidad es de 10^0 m/s. Por tanto, los términos $\frac{\bar{u}}{p_0}$ son factores de orden $10^{-4} - 10^{-5}$ m/s/Pa. Sin embargo, la velocidad del sonido tanto en el tramo 1 como el 2 es de orden 10^2 m/s, mientras que ρ_1 y ρ_2 tienen valores de 10^0 y 10^{-1} kg/m³ respectivamente. Por tanto, los términos $\frac{\bar{u}}{p_0}$ son despreciables frente a los de $\frac{1}{\rho c}$. Con esta simplificación, la ecuación queda:

$$\frac{S_2}{\bar{\rho}_2 c_2} (A_2^+ - A_2^-) - \frac{S_1}{\bar{\rho}_1 c_1} (A_1^+ e^{-ik_1^+ b} - A_1^- e^{ik_1^- b}) = \frac{\gamma - 1}{\gamma p_0} \hat{Q}_A \quad [\text{Ec. 2.51}]$$

Donde \hat{Q}_A es la amplitud compleja de la fluctuación de calor liberado, y se ha supuesto que tiene una dependencia temporal de frecuencia ω idéntica a la de las variables acústicas, ya que las variaciones en la llama son debidas a fluctuaciones en el flujo. Es decir, \hat{Q}_A se expresa como:

$$Q'_A = \hat{Q}_A e^{-i\omega t} \quad [\text{Ec. 2.52}]$$

3. Modelo de frecuencia.

En este modelo se trata de predecir a qué frecuencias va a vibrar la instalación experimental. Para ello se ha desarrollado un programa con el software MATLAB que se pretende que sea capaz de predecir dichos modos de oscilación.

De cara a implementar estas ecuaciones en un software de cálculo que permita obtener las frecuencias solución, se realiza una serie de transformaciones matemáticas que faciliten la tarea.

3.1 Ecuaciones del sistema.

Hasta el momento se han mostrado las condiciones de contorno dadas por las definiciones de los coeficientes de reflexión, (Ec. 2.38) y (Ec. 2.39), que conducen a un sistema lineal con solución distinta de la trivial únicamente para un número limitado de frecuencias [14].

Sin embargo, para cerrar el sistema la liberación no estacionaria de calor, \hat{Q}_A , debe ser conocida o poder calcularse a partir de otras variables del problema. Dado que en este caso la mezcla combustible se inyecta a través de un orificio con bloqueo sónico (Mach=1), las fluctuaciones de presión no inducen variaciones en los caudales, por lo que tanto la relación aire-combustible como el gasto másico de combustible permanecen constantes y el mecanismo de inestabilidad puede deberse únicamente a fluctuaciones en la velocidad de inyección a la cámara de combustión (en $x = b$). El acoplamiento entre fluctuaciones acústicas de velocidad y la liberación de calor se puede expresar en términos de la Función de Transferencia de la Llama (FTF), que podrá obtenerse por métodos analíticos, experimentales o de simulación numérica. La FTF es una función en el dominio de la frecuencia y se encuentra

definida según la (Ec. 2.53). En el anexo III se expone el método de obtención de la FTF en este trabajo.

$$FTF(\omega) = \frac{Q'/\bar{Q}}{u'/\bar{u}} \quad [\text{Ec. 2.53}]$$

Con estas consideraciones, definiendo un coeficiente Γ_1 (coeficiente de acoplamiento), y teniendo en cuenta las relaciones que se exponen a continuación, las condiciones de discontinuidad se pueden escribir de forma matricial compacta según (Ec. 2.56).

$$\Gamma_1 = \frac{\bar{\rho}_2 c_2 S_1}{\bar{\rho}_1 c_1 S_2} \quad [\text{Ec. 2.54}]$$

$$\gamma p_0 = \rho_1 c_1^2 \quad [\text{Ec. 2.55}]$$

$$\begin{pmatrix} A_2^+ \\ A_2^- \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} (1 + \Gamma_1) e^{-ik_1^+ b} & (1 - \Gamma_1) e^{ik_1^- b} \\ (1 - \Gamma_1) e^{-ik_1^+ b} & (1 + \Gamma_1) e^{ik_1^- b} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_1^+ \\ A_1^- \end{pmatrix} + \frac{1}{2} \frac{\rho_2 c_2 \gamma - 1}{S_2 \rho_1 c_1^2} \begin{pmatrix} \hat{Q}_A \\ -\hat{Q}_A \end{pmatrix} \quad [\text{Ec. 2.56}]$$

Se define el un segundo coeficiente Γ_2 y se desarrolla el tercer término de la ecuación anterior incluyendo este coeficiente y la definición de FTF dada en la (Ec. 2.53). Así, se sustituye en la ecuación matricial explicitando las 2 componentes según se muestra en la (Ec. 2.58) y (Ec. 2.59).

$$\Gamma_2 = \frac{\bar{\rho}_2 c_2}{\bar{\rho}_1 c_1 S_2} \frac{\gamma - 1}{\bar{\rho}_1 c_1^2} \frac{\bar{Q}}{\bar{u}} \quad [\text{Ec. 2.57}]$$

$$A_2^+ = \frac{1}{2} (1 + \Gamma_1 + \Gamma_2 * FTF) A_1^+ e^{-ik_1^+ b} + \frac{1}{2} (1 - \Gamma_1 - \Gamma_2 * FTF) A_1^- e^{ik_1^- b} \quad [\text{Ec. 2.58}]$$

$$A_2^- = \frac{1}{2} (1 - \Gamma_1 - \Gamma_2 * FTF) A_1^+ e^{-ik_1^+ b} + \frac{1}{2} (1 + \Gamma_1 + \Gamma_2 * FTF) A_1^- e^{ik_1^- b} \quad [\text{Ec. 2.59}]$$

Dividiendo ambas expresiones y reagrupando en función de las definiciones de los coeficientes de reflexión, dados en las (Ec. 2.38) y (Ec. 2.39), se llega a la ecuación que define el comportamiento del sistema del sistema (Ec. 2.60), la ecuación de dispersión.

$$\begin{aligned} & (1 + \Gamma_1 + \Gamma_2 * FTF) [R_1 * R_2 * e^{-i*[b*(k_1^+ + k_1^-) + (L-b)*(k_2^+ + k_2^-)]} - 1] + \\ & (1 - \Gamma_1 - \Gamma_2 * FTF) * [R_2 * e^{-i*(L-b)*(k_2^+ + k_2^-)} - R_1 * e^{-i*b*(k_1^+ + k_1^-)}] = 0 \end{aligned} \quad [\text{Ec. 2.60}]$$

Esta ecuación, comúnmente llamada ecuación de dispersión, constituye una formulación completa del problema termo-acústico (con las simplificaciones mencionadas) y

sus soluciones son las distintas frecuencias características a las que el sistema oscila, implícitas en los números de onda: $k^{\pm} = \frac{\omega}{c \pm \bar{u}}$.

3.2 Método de resolución.

El método de resolución utilizado consiste en analizar el resultado de la ecuación de dispersión para distintos valores de ω . Las soluciones son aquellos valores de frecuencia angular que cumplen la (Ec. 2.60), es decir, que hacen que el miembro de la izquierda tenga un valor igual (o muy próximo) a cero.

Se considera solución aquel punto cuyo resultado de la ecuación de dispersión sea menor que 0.5. Esto permite tener un error aceptable pero no perder demasiada información sobre la evolución de soluciones o el comportamiento del sistema.

Para saber más acerca del método de resolución consultar referencia [17] de la bibliografía.

3.3 Interpretación física de las soluciones.

La resolución de la ecuación de dispersión permite obtener unos resultados numéricos como soluciones de frecuencias características del sistema. Dichas soluciones tienen un significado físico bien definido, que se describe a continuación.

Las soluciones son números complejos, con parte tanto real (ω_r) como imaginaria (ω_i), según la forma:

$$\omega = \omega_r + i\omega_i \quad [\text{Ec. 2.61}]$$

La parte real indica la frecuencia a la que el sistema presenta inestabilidades. Puede expresarse en términos de frecuencia angular, ω_r (rad/s), o como frecuencia f , medida en hercios. Ambas están relacionadas según la siguiente expresión:

$$f(\text{Hz}) = \omega_r/2\pi \quad [\text{Ec. 2.62}]$$

Por otro lado, es importante conocer la estabilidad de la solución, ya que su evolución con el tiempo puede hacer que se atenúen las oscilaciones (estable), que permanezcan constantes (parcialmente estable) o que se amplifiquen (inestable). Dada la dependencia temporal considerada, $e^{i\omega t}$, la parte imaginaria de la solución es la que define la estabilidad del fenómeno. Así, una solución es estable cuando su parte imaginaria (ω_i) es positiva, e inestable en caso contrario.

4. Modelo de presión.

El modelo diseñado en este apartado está pensado para predecir la forma que tendrá el perfil de la variación de presión a lo largo de la instalación descrita en el anexo correspondiente a la misma, en la que se midieron los perfiles experimentales para así poder comparar los valores teóricos con los experimentales.

En este modelo los valores experimentales de fluctuación de presión son directamente medidos por los transductores de presión conociéndose las constantes de calibración y su posición longitudinal a lo largo de la instalación.

4.1 Ecuaciones del sistema.

El modelo acústico arranca con la ecuación de onda de presión y velocidad.

$$p'(x) = A^+ e^{-i*k^+(x-x_0)} + A^- e^{i*k^-(x-x_0)} \quad [\text{Ec. 2.63}]$$

$$u'(x) = \frac{A^+}{\rho * c} e^{-i*k^+(x-x_0)} - \frac{A^-}{\rho * c} e^{i*k^-(x-x_0)} \quad [\text{Ec. 2.64}]$$

- $A^+ = \rho * c * f$
- $A^- = \rho * c * g$
- $k^\pm = \frac{\omega}{c \pm u}$

Las ecuaciones enseñadas se refieren al caso particular de una oscilación de presión unidimensional armónica en el espacio y calculada en $t = 0$ para tramos en los cuales se puede considerar que no haya generación de entropía. Esto, en nuestro caso, es cierto aguas abajo y aguas arriba de la llama, mientras la misma provoca una discontinuidad donde las ecuaciones de p' y u' no son válidas. Generalizando las ecuaciones de p' y u' para cualquier valor de t , bajo hipótesis de oscilación armónica también en el tiempo, se obtienen las siguientes formulaciones:

$$p'(x, t) = [A^+ e^{-i*k^+(x-x_0)} + A^- e^{i*k^-(x-x_0)}] * e^{i*\omega*t} \quad [\text{Ec. 2.65}]$$

$$u'(x, t) = \left[\frac{A^+}{\rho * c} e^{-i*k^+(x-x_0)} - \frac{A^-}{\rho * c} e^{i*k^-(x-x_0)} \right] * e^{i*\omega*t} \quad [\text{Ec. 2.66}]$$

Cabe destacar que las ecuaciones obtenidas son fruto de una convención de representación de la fluctuación temporal, lo mismo daría definir la fluctuación como $e^{-i\omega t}$ con tal de ser coherentes con los signos. Ambas convenciones son utilizadas indistintamente

en [6] o [14] con lo cual haremos referencia a la primera simplemente por ser más utilizada en los trabajos previos a este.

Estas ecuaciones de onda dependen en gran medida de los valores de f y g definidos. Estas constantes están definidas por la condición de contorno del sistema. Se definen para la entrada y la salida del sistema los coeficientes $R1 = f_1/g_1$ y $R2 = g_2/f_2$ respectivamente. Estos coeficientes, llamados coeficientes de reflexión, están definidos por las condiciones de ingreso y salida del tubo. Analizando las ecuaciones de p' podemos definir los valores de $R1$ excitando con un altavoz a una frecuencia determinada para conocer este valor a esta frecuencia dada y usar este valor como parámetro de entrada al modelo, la manera de medir este parámetro está detallada en el anexo III, apartado 4. En el caso de $R2$ al considerarse un extremo abierto este valor se toma como -1 sin necesidad de medirlo.

Para validar el modelo podemos simular los casos triviales cuyas soluciones son conocidas. Estos casos tienen las siguientes características: $R1 = 1$, $R2 = -1$, lo cual correspondería a un tubo cerrado a la entrada y abierto en la salida, sección de paso del flujo constante y ningún aporte de calor. Bajo estas condiciones el modelo debe obtener una forma que corresponda a un cuarto de onda [15, 19]. El otro caso trivial es $R1 = -1$ y $R2 = -1$, lo que se correspondería a un tubo abierto en sus dos extremos, por lo que la forma del perfil de presión debe ser de media onda [15, 19].

Cuando se aporta calor en algún punto de la instalación, estas ecuaciones deben ser divididas en dos tramos: antes de la llama (conducto de inyección) y después de la llama (cámara de combustión). En nuestro caso se añaden los subíndices 1 y 2 para distinguir la porción de tubo antes (conducto de inyección) y después de la llama (cámara de combustión) respectivamente.

Al contrario que en el caso de validación antes mencionado de un tubo sin aporte de calor, en el momento en el que se introduce un aporte de calor ya no hay soluciones triviales como en el anterior caso.

Pese a la inexistencia de soluciones triviales para los casos en los que se realiza un aporte de calor, como los estudiados en este trabajo, se puede saber si el modelo funciona de forma adecuada. Pese a que haya un aporte de calor, la condición de salida ($R2 = -1$) sigue siendo la misma, esto nos conduce a que la fluctuación de presión a la salida de la cámara de combustión debe ser $p' = 0$. Por otro lado también podemos intuir una solución correcta si $p'_1(b) = p'_2(b)$, es decir, si no hay discontinuidad en el perfil de presión.

4.2 Método de resolución.

El método de resolución que se lleva a cabo en el programa implementado por el software MATLAB consiste esencialmente en la obtención de las invariantes de Riemann para ambos tramos de la instalación.

Este modelo solo puede funcionar una vez ejecutado el modelo de frecuencia, dado que los valores de frecuencia tanto real como imaginaria dados por el modelo de frecuencia son tomados como parámetros de entrada para el modelo de presión.

El valor de frecuencia obtenido nos permitirá obtener automáticamente los valores de $R1$ y de FTF mediante los datos obtenidos en los ensayos preliminares (anexo III). Por otro lado, al igual que en el caso del modelo de frecuencia, todos los parámetros correspondientes al fluido y la geometría de la instalación son conocidos. Esto nos deja como únicos parámetros desconocidos las invariantes de Riemann para ambos tramos de la instalación.

Como ya se ha explicado en los anteriores desarrollos de las ecuaciones, el sistema debe ser dividido en dos tramos (conducto anular y cámara) cada uno con sus respectivas ecuaciones. Esta división de las ecuaciones requiere distintos coeficientes f y g para cada tramo del tubo. Los coeficientes del segundo tramo se calculan a partir de los del primer tramo y de las ecuaciones de conservación entre un lado y otro de la llama, las cuales, linealizadas para bajos números de Mach (apartado 3.1 de este anexo), dan como resultado que el perfil de presión no presenta discontinuidad, es decir que el valor de $p'_1(b) = p'_2(b)$, siendo b el punto de aporte de calor, y que la velocidad, al contrario que la presión, presenta una discontinuidad en el punto de aporte de calor conocida.

Los coeficientes f y g son desconocidos inicialmente, tan solo se conoce la relación que hay entre ellos, es decir, conocemos el coeficiente de reflexión $R1 = f_1/g_1$. Dado el desconocimiento del valor de los coeficientes, y la imposibilidad de conocerlos, se supone la hipótesis de que $g_1 = 1$ por lo tanto $f_1 = g_1 * R1$. Asumir esta hipótesis nos conduce a la imposibilidad de predecir la amplitud que alcanza la oscilación de presión, pero es posible predecir la forma del perfil de variación de presión dado que $R1$ sigue siendo el mismo. Este es el único camino para continuar.

Una vez conocidos f_1 y g_1 , por lo tanto A_1^+ y A_1^- , mediante las ecuaciones de continuidad, conservación y contorno anteriormente mencionadas obtenemos el siguiente sistema de ecuaciones del que deducimos f_2 y g_2 bajo la hipótesis de $R2 = 1$.

$$\begin{pmatrix} \rho_2 c_2 e^{-ik_2^+ (b-b)} & \rho_2 c_2 e^{ik_2^- (b-b)} \\ -e^{-ik_2^+ (L-b)} & -e^{ik_2^- (L-b)} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_2 \\ g_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1^+ e^{-ik_1^+ b} + A_1^- e^{ik_1^- b} \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Ec. 2.67}]$$

Tras la obtención de f_2 y g_2 la obtención del perfil de fluctuación de presión es inmediata dado que tenemos todos los parámetros que intervienen en la ecuación de onda.

4.3 Interpretación de la solución.

La solución que obtenemos permite describir la forma de los modos acústicos a lo largo del sistema en términos relativos dado que, al haber aplicado la hipótesis de $g_1 = 1$, no tenemos capacidad de predecir la amplitud de las oscilaciones de presión. Por este motivo se opta por normalizar el perfil de fluctuación de presión obtenido respecto del punto de aporte de calor tanto para los resultados obtenidos por el modelo como por los experimentales. De esta manera podemos comparar la forma de los perfiles de presión sin tener en cuenta la amplitud de cada uno.

5. Modelo de velocidad.

Este modelo está diseñado para predecir la forma que tendrá el perfil de velocidades, tanto teórico como experimental.

A nivel de ecuaciones y fundamentos teóricos este modelo es igual al de presión. La principal diferencia la tendremos en la representación de los datos tanto teóricos como experimentales.

Así como para el modelo de presión y frecuencia hay soluciones triviales para comprobar si el modelo funciona correctamente, para el caso de la velocidad las soluciones triviales se limitan a los casos en los que $R1 = 1$ y $R2 = -1$, lo cual correspondería a un tubo cerrado a la entrada y abierto en la salida. Bajo estas condiciones el modelo debe obtener una forma que corresponda a un cuarto de onda invertido al de la presión [15, 19]. El otro caso trivial es $R1 = -1$ y $R2 = -1$, lo que se correspondería a un tubo abierto en sus dos extremos, por lo que la forma del perfil de presión debe ser de media onda invertida, es decir con un mínimo en el centro y máximo en los extremos [15, 19].

5.1 Perfil teórico.

Por otro lado y de manera totalmente independiente al perfil experimental, se calcula el perfil teórico de la fluctuación de velocidad.

Al igual que con el modelo de presión se comienza tomando todos los datos geométricos de la instalación, así como los correspondientes al fluido para cada tramo de la instalación. Seguidamente se toma la frecuencia real que obtiene el modelo de frecuencia para el caso que queramos estudiar.

Los coeficientes f y g son, nuevamente, desconocidos inicialmente, tan solo se conoce la relación que hay entre ellos, es decir, conocemos el coeficiente de reflexión $R1 = f_1/g_1$. Dado el desconocimiento del valor de los coeficientes, y la imposibilidad de conocerlos, se supone la hipótesis de que $g_1 = 1$ por lo tanto $f_1 = g_1 * R1$. Asumir esta hipótesis nos conduce a la imposibilidad de predecir la amplitud que alcanza la oscilación de velocidad, pero es posible predecir la forma del perfil de variación de velocidad dado que $R1$ sigue siendo el mismo. Este es, nuevamente, el único camino para continuar.

Una vez conocidos f_1 y g_1 , por lo tanto A_1^+ y A_1^- y dada la imposibilidad de conocer Q' de forma teórica, mediante la hipótesis de que $R2$, definido como $R2 = g_2/f_2$, es igual a -1 , calculamos f_2 y g_2 mediante el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{pmatrix} \rho_2 c_2 e^{-ik_2^+(b-b)} & \rho_2 c_2 e^{ik_2^-(b-b)} & 0 \\ e^{-ik_2^+(b-b)} & -e^{ik_2^-(b-b)} & -\frac{\gamma-1}{\gamma p_0} \\ -e^{-ik_2^+(L-b)} & -e^{ik_2^-(L-b)} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} f_2 \\ g_2 \\ Q'_A \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_1^+ e^{-ik_1^+ b} + A_1^- e^{ik_1^- b} \\ \frac{S_1}{\rho_1 c_1} (A_1^+ e^{-ik_1^+ b} - A_1^- e^{ik_1^- b}) \\ 0 \end{pmatrix} \quad [\text{Ec. 2.68}]$$

Resulta imposible conocer Q' de manera teórica puesto que el comportamiento de la FTF resulta no lineal para fluctuaciones de velocidad altas. Es decir, la FTF a una frecuencia determinada no se comporta de igual modo con distintas fluctuaciones de velocidad, puesto que el valor de u' crece y el de Q' queda constante. Para conocer Q' deberíamos tener una FTF para cada valor de u' . Por esta razón Q' se deja como incógnita.

Una vez obtenidos los valores de f_2 y g_2 representamos el perfil de velocidades mediante la ecuación de onda para la variación de velocidad en cada tramo de la instalación.

$$u'_1(x) = f_1 e^{-ik_1^+(x-0)} - g_1 e^{ik_1^-(x-0)} \quad [\text{Ec. 2.69}]$$

$$u'_2(x) = f_2 e^{-ik_2^+(x-b)} - g_2 e^{ik_2^-(x-b)} \quad [\text{Ec. 2.70}]$$

ANEXO III: ENSAYOS PRELIMINARES.

En este anexo se describen los ensayos realizados previamente a la realización de este trabajo.

Antes de la realización de los ensayos para la toma de datos experimentales y a la implementación de los modelos hay que realizar una serie de ensayos los cuales se describen a continuación. Estos ensayos incluyen calibraciones y cálculo de parámetros de entrada para los modelos.

1. Adquisición de datos.

La adquisición de datos se realizará a través de la tarjeta de adquisición descrita en el anexo I.

La adquisición de datos se realiza a una frecuencia de muestreo de 4000 Hz, lo que quiere decir que en un segundo se toman 4000 medidas. Según el teorema de muestreo de Nyquist-Shannon, el cual dice que la frecuencia de adquisición debe ser al menos dos veces la frecuencia de trabajo, esta frecuencia de adquisición es más que suficiente, ya que para el rango de frecuencias en el que trabajamos va de 50 a 600 Hz.

Los datos de cada TP y del fotomultiplicador se envían al ordenador que los guarda. La tarjeta de adquisición manda los datos mediante un solo canal, por lo que lleva incorporado un multiplexor con un channel skewness de 4 μ s a 7 μ s por canal. Este channel skewness deberá tenerse en cuenta en la calibración de los transductores de presión.

2. Calibración de la instrumentación de medida.

2.1 Introducción.

Para medir la presión dinámica en varios puntos de la instalación experimental situada en el LIFTEC, se cuenta con diez transductores piezoeléctricos de presión (en lo sucesivo llamados por brevedad TP). De estos 10 transductores, 7 ya estaban instalados y calibrados con respecto a un TP de referencia. Por otra parte los tres TPs restantes no se habían testado todavía y resultan ser de un modelo diferente al de los previos (véase anexo I). Pese a que el fabricante proporcione una hoja de calibración, por motivos que se van a detallar a continuación, se han decidido realizar pruebas de calibración para cada nuevo transductor.

Para la instalación de los nuevos transductores de presión (*PCB Piezotronics* modelo 106B) en la instalación es necesario hacer previamente una verificación del correcto funcionamiento de los mismos. Esto no es solamente para saber si el funcionamiento de los TPs es el correcto, sino porque las tomas para medir la presión ya realizadas en la instalación han sido pensadas para otro modelo de TP (*PCB Piezotronics* modelo 103B02). Estos dos modelos difieren especialmente en la superficie sensible de medida: mientras el modelo 103B02 presenta una superficie sensible de unos 8 mm² (3.18 mm de diámetro), el modelo 106B posee una superficie sensible de 193.6 mm² (15.7 mm de diámetro) (véase anexo I). Esto se traduce en el problema de deber medir la oscilación de presión con el modelo 106B a través de orificios que aprovechan solo una pequeña parte de la superficie sensible del TP. Para asegurar que este hecho no perjudica la toma de datos de presión por los TPs 106B, se van a calibrar los mismos en una instalación de calibración presente en el laboratorio del LIFTEC. Para reproducir la condición de reducción de área sensible, se ha modificado la chapa donde se enroscan los TPs de manera que los TPs se enfrenten a un orificio igual a los practicados en la instalación. Se compara la señal que nos da cada uno de estos TPs con la de otro TP modelo 103B02 (TP0) el cual conocemos su sensibilidad (216.83 mV/kPa); para que la medida pueda resultar satisfactoria el ratio entre la señal del TP0 y la del TP 106B deberá ser similar al ratio entre las sensibilidades de los dos TPs declaradas por el fabricante.

2.2 La instalación de calibración.

Para la calibración de los TPs se ha utilizado la instalación de calibración de TPs ya existente (Figura 39), en la que se tiene un altavoz enfrentado hacia un tubo en el que, al final del mismo, hay instalada una chapa con dos huecos (Figura 40) en los cuales se instalan los TPs de forma que las ondas de presión lleguen de la forma más directa posible. En el hueco de la izquierda, que reproduce fielmente los ya practicados en la instalación, se instala el TP modelo 106B (TPx) y en el de la derecha el transductor de referencia (TP0). El hueco de la derecha presenta una superficie libre mucho mayor de la necesaria para el TP0, sin embargo esto no debería en principio afectar a la medida de éste último.

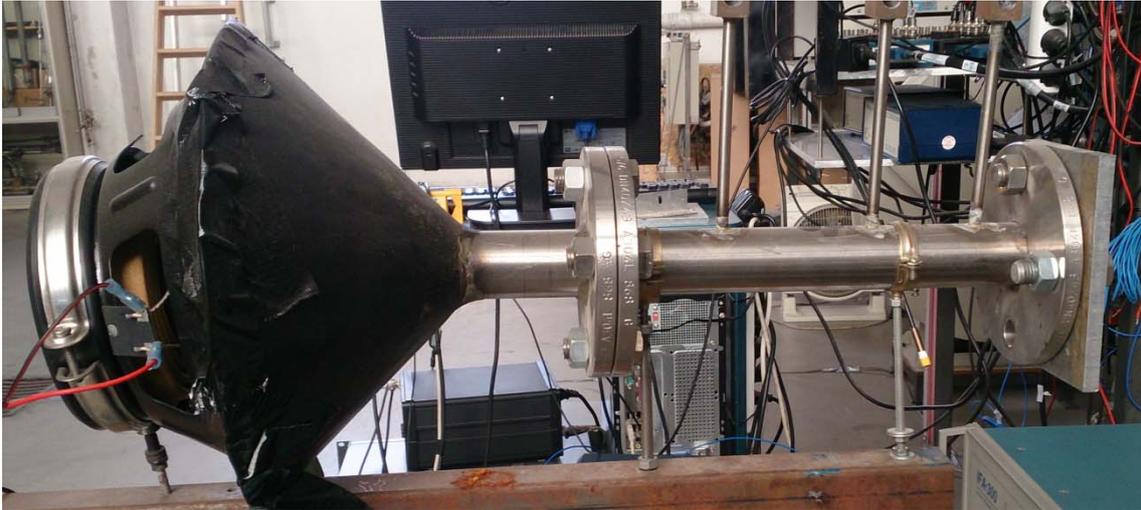


Figura 39: *Instalación de calibración.*



Figura 40: *Chapa con los orificios para la colocación de los TP.*

Los TPs están a su vez conectados mediante un cable a un acondicionador de señal. De este acondicionador se transmite la señal a la tarjeta de adquisición de datos que a su vez transmite los datos al ordenador específico de la instalación.



Figura 41: *Pieza para la adaptación de TP 106B*

Dado que los orificios de la chapa de la Figura 40 están pensados para los TP 103B02, los cuales llevan su propio adaptador para ser roscados a la chapa, los TP 106B necesitan de una pieza que les permita adaptarse a estos orificios. Esta pieza (Figura 41) consta de una rosca que se atornilla en el hueco de la chapa, que será la que luego se desatornilla en función de las necesidades del experimento. El paso de esta rosca es de $\frac{1}{4}$ pulgadas.

2.3 Ensayos realizados y metodología.

Dada la necesidad de conocer el comportamiento de los TPs en todas las condiciones posibles de medida, se realizan distintas medidas con distintas colocaciones de los transductores de presión. Estas configuraciones a la hora de medir, que detallan a continuación, tratan de reproducir las condiciones que van a tener los TPs en la instalación experimental. Las pruebas que se han realizado para cada uno de los TP se pueden dividir en dos partes:

1. Variación de la distancia que hay entre el orificio y la superficie sensible de cada TP, desenroscando la tuerca un número determinado de vueltas, para determinar la influencia de un posible volumen muerto sobre la medida
2. Variación de la superficie sensible que se expone directamente a las ondas variando el orificio que se enfrenta a los TPs, para averiguar la influencia de este parámetro.

Los pasos seguidos para la realización de los ensayos correspondientes a la calibración de los transductores de presión son los mismos en cada configuración de ensayo.

En todos los casos cada experimento consiste en comparar las señales dadas por un transductor de presión de referencia TP0 (modelo tipo 103B02) y la señal dada por el otro TP que esté conectado: TP1-2-3 (modelo 106B).

Una vez seleccionada la configuración de experimento, para todas ellas se hará un barrido de frecuencias que van desde 50Hz hasta 600Hz subiendo de 10 Hz en 10 Hz, dado que conviene conocer el comportamiento de los TPs nuevos en todo el rango posible de frecuencias. Por ello el altavoz de excitación realiza este barrido de frecuencias. Cada frecuencia se mantiene durante 6 segundos, de los cuales se toman datos durante 4 segundos. La toma de datos comienza desde el segundo 1, dado que se considera que el altavoz ha alcanzado el estado estacionario. Durante los siguientes cuatro segundos se adquieren los datos mediante el sistema de adquisición de datos descrito en el anexo de la instalación. Al término del segundo 5 se detiene la toma de datos y se deja un segundo más para que el altavoz se pare. Una vez que el altavoz se ha parado, se repite el mismo ciclo de medida incrementando automáticamente de frecuencia de 10 Hz.

2.3.1 Procedimiento seguido en el 1er experimento.

En este apartado se explica el procedimiento y la configuración de la instalación a la hora de realizar las tomas de datos en la calibración de los TPs 106B.

2.3.1.1 Configuraciones medidas.

En la realización de esta fase de la calibración se usan 4 configuraciones distintas para cada uno de los TPs.

En la primera configuración el TP 106B resulta completamente roscado y enrasado en la chapa, de tal manera que la superficie sensible expuesta a las ondas de presión sea exclusivamente la misma superficie que tiene el orificio del hueco izquierdo de la chapa de la instalación de calibración. En las otras tres configuraciones se desenrosca el TP 106B $\frac{1}{2}$ vueltas, $\frac{3}{4}$ vueltas y 1 vuelta completa, respectivamente, para dejar un volumen muerto entre el orificio y la superficie sensible (Figura 42).

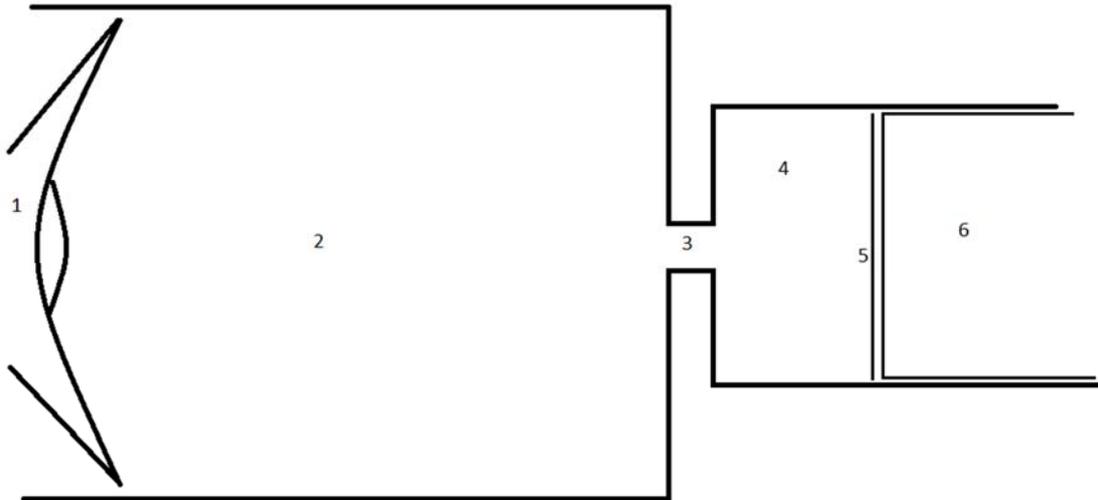


Figura 42: 1. Altavoz, 2. Tubo por el que se transmite el sonido, 3. Orificio, 4. Volumen muerto, 5. Superficie sensible de medida, 6. TP modelo 106B.

2.3.2 Procedimiento seguido 2º experimento.

En este apartado se explica el procedimiento y la configuración de la instalación a la hora de realizar las tomas de datos en la calibración de los TPs 106B.

2.3.2.1 La instalación.

Para este ensayo se utiliza la misma instalación ya explicada anteriormente con la diferencia de que en esta ocasión, se utilizaran dos chapas distintas. La primera chapa es igual que en el anterior caso con la diferencia de que en este caso los huecos para la instalación de los TPs tienen ambos dos orificios pequeños (Figura 43). La segunda chapa es la misma que en el anterior caso.



Figura 43: Chapa con los orificios para la colocación de los TP.

2.3.2.2 Configuraciones medidas.

En esta fase del experimento se usan 3 configuraciones distintas con cada uno de los TPs.

1. 1 Orificio-Orificio: En esta configuración los TPs están instalados en la chapa que se enseña en la Figura 43.
2. Orificio-Libre: Esta configuración consiste en colocar el TPx en la posición con orificio y el TP0 en el hueco con toda la sección expuesta al altavoz (chapa de la Figura 40). Este experimento es exactamente igual la primera configuración del anterior apartado.
3. Libre-Orificio: En este caso la configuración es exactamente al revés que en el caso 2 de este conjunto de experimentos. Es decir, TPx en el hueco con toda la sección de medida expuesta y TP0 instalado en el hueco con el orificio (chapa de la Figura 2).

En la Figura 44 se muestra un esquema del TP 106B (TPx) instalado en el hueco derecho de la chapa de la Figura 43. En la Figura 45 se puede ver el mismo esquema para el TP 103B02 (TP0).



Figura 44: 1. Altavoz, 2. Tubo por el que se transmite el sonido, 3. Superficie sensible de medida, 4. TP modelo 106B.



Figura 45: 1. Altavoz, 2. Tubo por el que se transmite el sonido, 3. Orificio, 4. Superficie sensible de medida, 5 TP modelo 103B02.

2.4 Cambio en el volumen muerto entre TP y orificio.

Como ya se ha explicado anteriormente, en esta fase del calibrado se toman datos en cuatro posiciones distintas, las cuales serán representadas en una misma gráfica.

En este caso como en el siguiente se analizan las amplitudes de los TPs nuevos (106B) respecto a de TP0 en diferentes situaciones, así como las diferencias de fase registradas entre los dos TPs.

2.4.1 Diferencia de amplitudes.

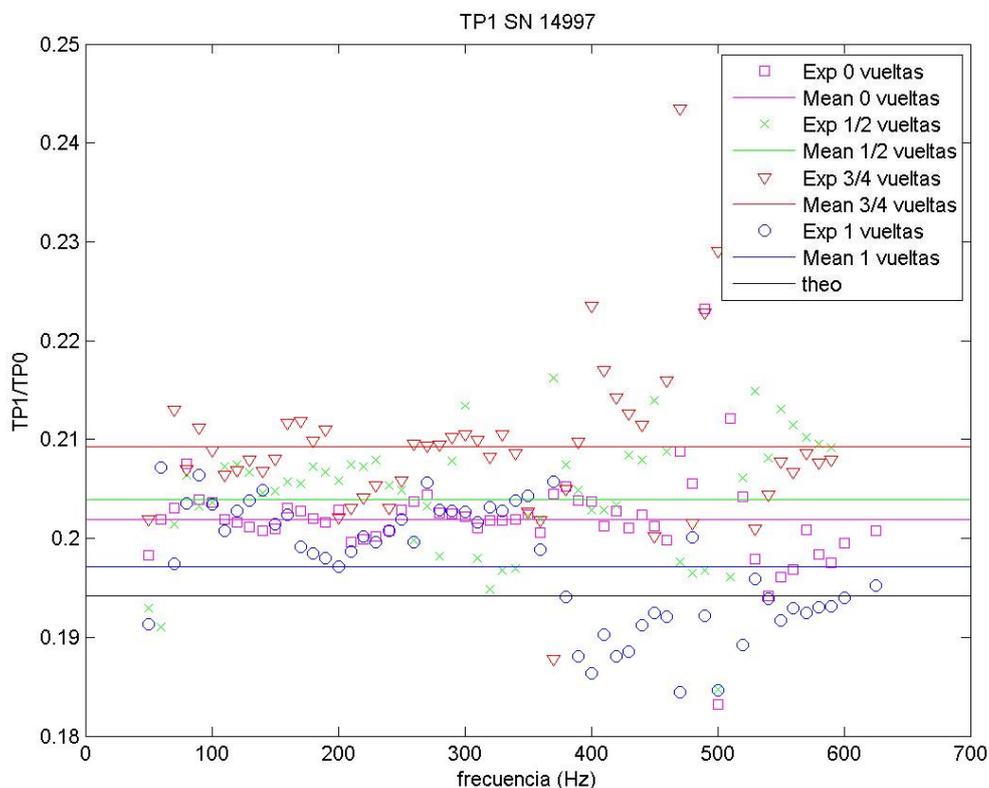


Figura 46: Diferencia de amplitudes entre TP1 y TP0

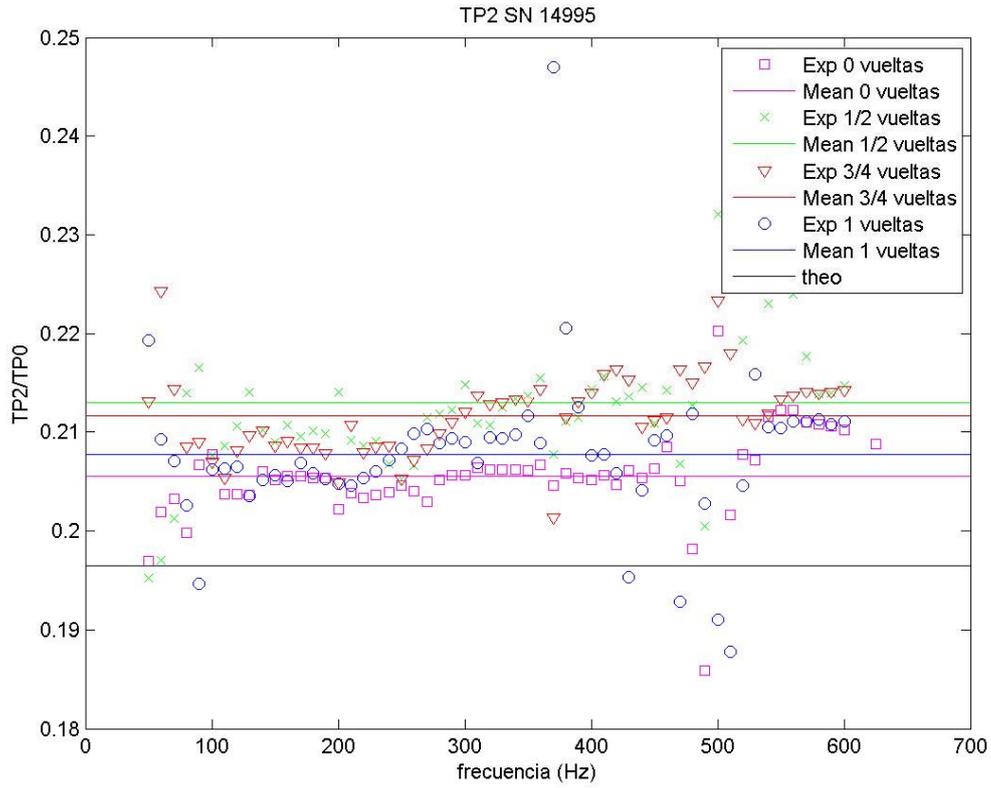


Figura 47: Diferencia de amplitudes entre TP2 y TP0

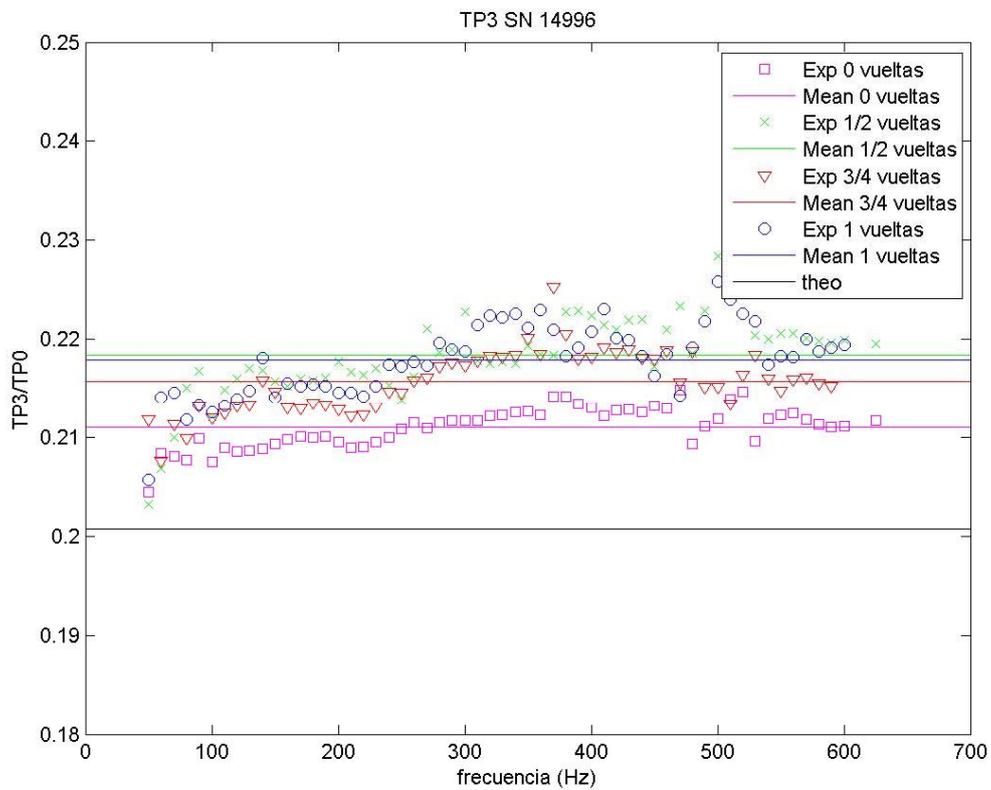


Figura 48: Diferencia de amplitudes entre TP3 y TP0

Pese a que el volumen que hay entre el orificio y la superficie sensible, el ratio entre las amplitudes medidas por el TP calibrado y el de referencia no cambian significativamente entre sí, de 0.201 a 0.218 en el peor de los casos, lo que supone un 8.45% (TP3) de error relativo respecto del valor teórico. Sin embargo los valores experimentales distan poco entre sí, 6.09% en el peor de los casos. Si tenemos en cuenta que en un futuro vamos a usar los valores experimentales, estas diferencias serán mínimas y no generarán un error significativo.

El motivo de estas variaciones entre las medidas no se conoce con certeza, sin embargo el hecho de que todas las tomas se desvíen en la misma dirección nos conduce a pensar que hay algún error sistemático.

2.4.2 Diferencia de fase.

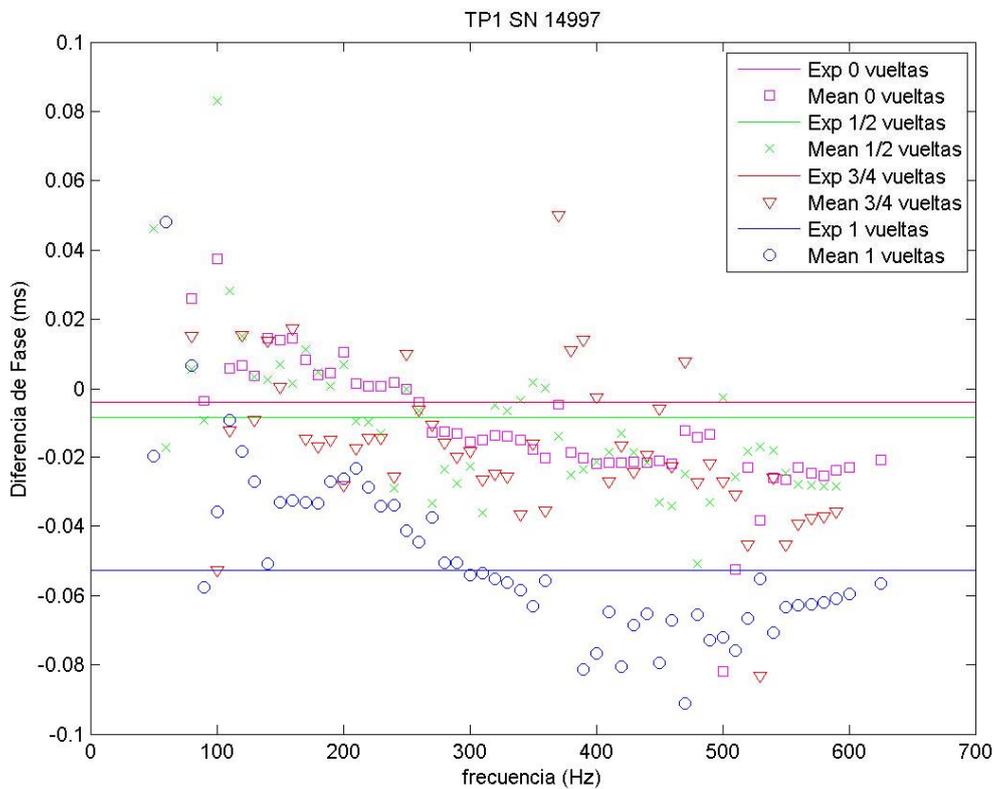


Figura 49: Diferencia de fase entre TP1 y TP0

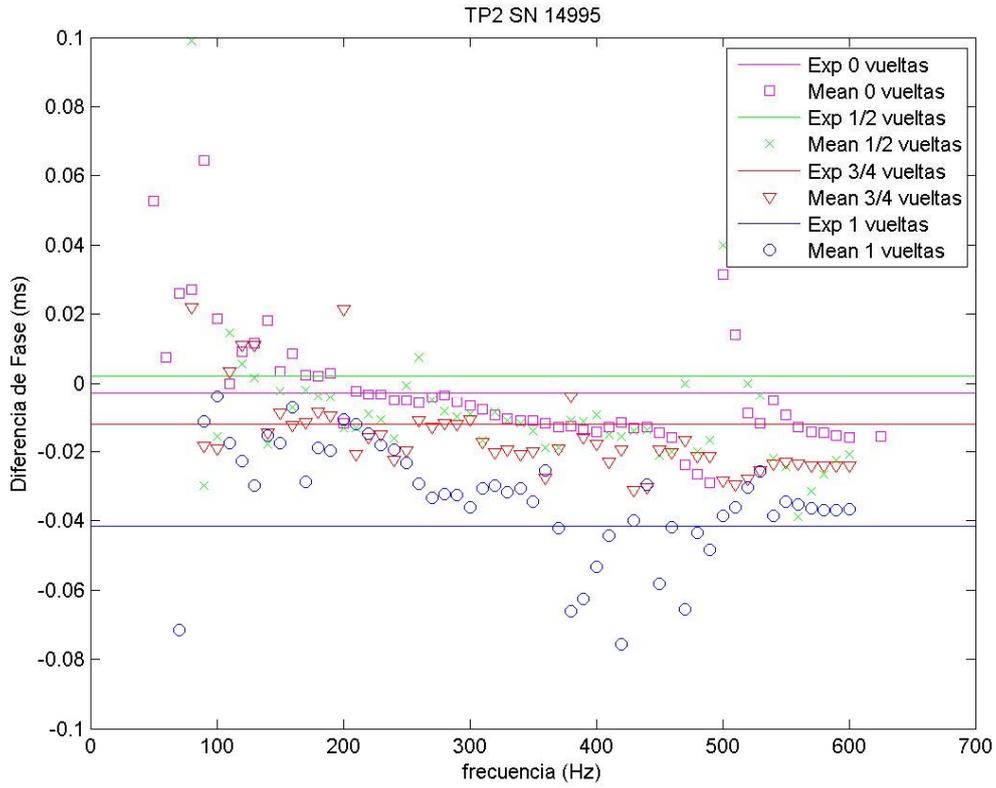


Figura 50: Diferencia de fase entre TP2 y TP0

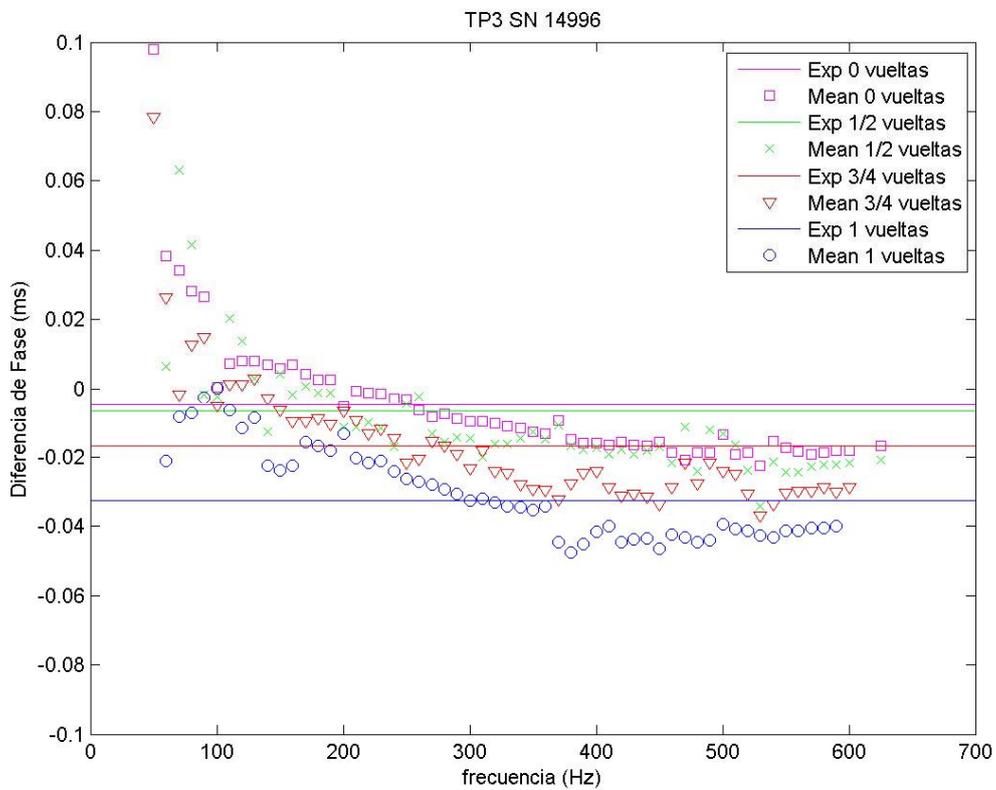


Figura 51: Diferencia de fase entre TP3 y TP0

Analizando el desfase entre el TP0 y TPx, observamos que estos desfases son coherentes con el aumento del volumen muerto entre el TP calibrado y la chapa, es decir con el aumentar la distancia entre el plano de medida de un TP con respecto al otro, dado que el sonido debe recorrer mayor distancia para llegar al TP calibrado y eso comporta mayor desfase. A excepción de dos casos particulares en los que la media de los desfases de $\frac{1}{2}$ vuelta presenta mayor desfase que la de $\frac{3}{4}$ (caso de TP1) y un caso similar para TP2, el resto de gráficas son coherentes.

Haciendo el análisis cuantitativo observamos que estos valores difieren un poco de lo esperado. Cogiendo como ejemplo el caso más extremo (TP1), el desfase no parece consistente con el tiempo que tarda la onda en recorrer la distancia que se desplaza el TP cada $\frac{1}{4}$ de vuelta, de hecho el desfase para el caso de $\frac{3}{4}$ de vuelta es menor que para $\frac{1}{2}$ vueltas. En cualquier caso este desfase no parece que pueda llegar a afectar a la toma de datos dado que la tarjeta transmite a 4000 Hz. Esto nos conduce a que cada segundo tomamos 4000 puntos, por lo que se toma un dato cada 250 μ s. Otro factor que hay que tener en cuenta es que hay 4 canales de diferencia entre el canal de adquisición del TP1 y del TP0 en la tarjeta. Esto nos conduce a que, por motivo de channel skewness, tendríamos que restar 16 μ s más en el mejor de los casos y 28 μ s en el peor (de 4 μ s a 7 μ s por canal según la ficha técnica de la tarjeta de adquisición). A este desfase también debemos añadir el generado por la diferencia en la distancia al orificio. Para el caso particular de una vuelta, este desfase sería de $0.0064 \text{ (m)} / 344 \text{ (m/s)} = 0.0000186 \text{ s}$ es decir 18.6 μ s. Si sumamos todos estos desfases podemos llegar a tener un acumulado de 34,6 μ s a 46,6 μ s por lo que podríamos considerar que este desfase está dentro del rango admisible al igual que las otras medidas dado que este se queda en 10 μ s en el peor de los casos, es decir un 4% de error respecto a la velocidad de transmisión de datos.

Además en este caso y en algunos otros, la dispersión de los datos puede distorsionar el valor promedio. En definitiva las desviaciones más importantes se producen cuando se alcanza la vuelta de rosca entera, algo difícil que se produzca. Para los demás casos el error producido es asumible.

2.5 Cambio de la sección expuesta al el TP.

2.5.1 Diferencia de amplitudes.

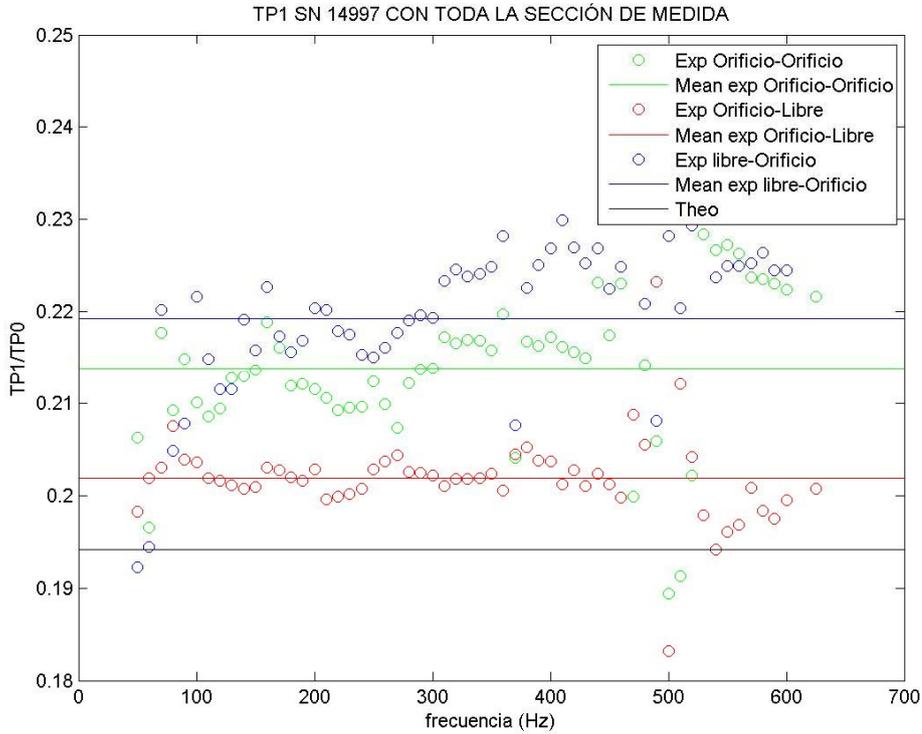


Figura 52: Diferencia de amplitudes entre TP1 y TPO

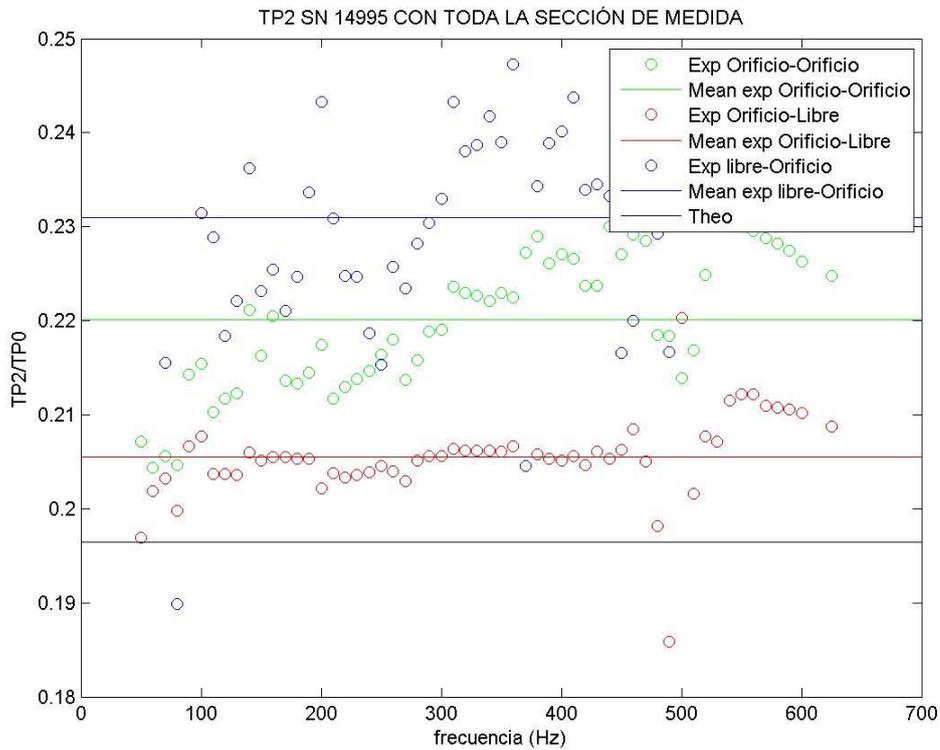


Figura 53: Diferencia de amplitudes entre TP2 y TPO

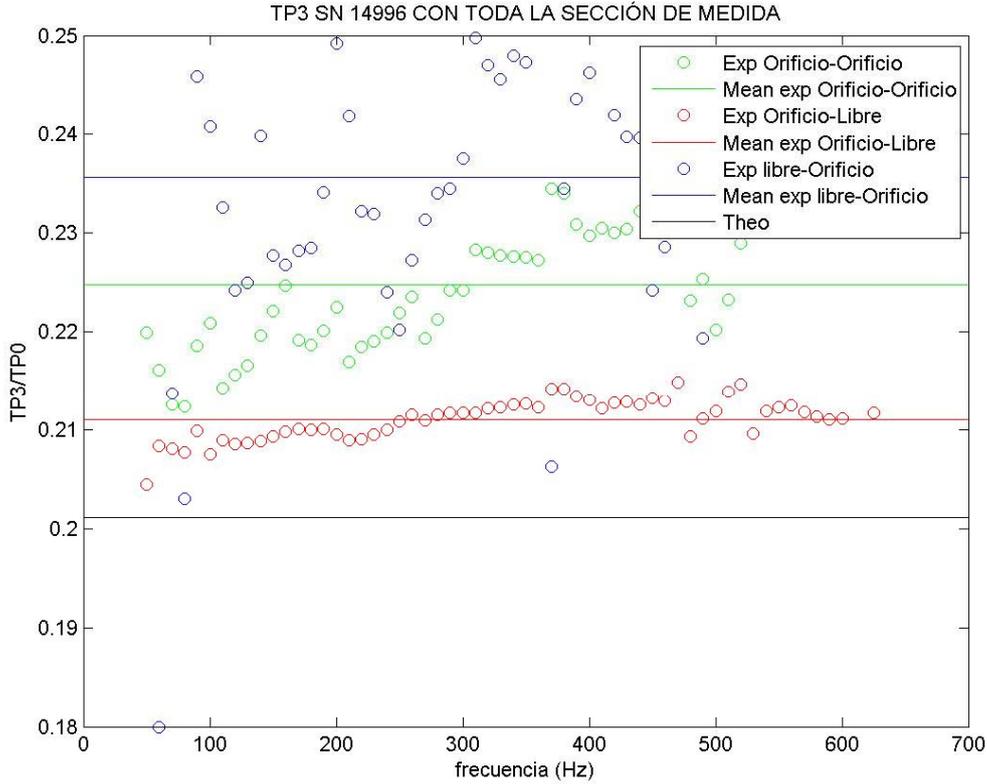


Figura 54: Diferencia de amplitudes entre TP3 y TP0

En la Figura 52 se ilustra la relación entre la amplitud de la señal dada por el TP1 y TP0 en diferentes condiciones. Tal y como se puede observar, la relación de amplitudes es mayor para el caso en que la superficie del TP1 está totalmente expuesta y el TP0 está expuesto a través del orificio. Este hecho se puede deber a que el orificio genera unas pérdidas de carga cuando las ondas de presión pasan a través de él. Esta hipótesis es consistente con que para el caso orificio-orificio esta relación sea menor, dado que en ambos TPs habría pérdidas. Siguiendo con la hipótesis, para el caso en el que TP1 está expuesto a través del orificio y TP0 está libre, la relación es menor puesto que las pérdidas se habrían producido en el TP1. En cualquier caso, la relación TP1/TP0 para todos los casos anteriores sigue siendo mayor que la teórica. Para los casos de TP2 y TP3 esta hipótesis también se cumple. Lo ideal sería utilizar la constante de orificio-orificio, dado que es la configuración que más se parece a la instalación futura.

2.5.2 Diferencia de fase.

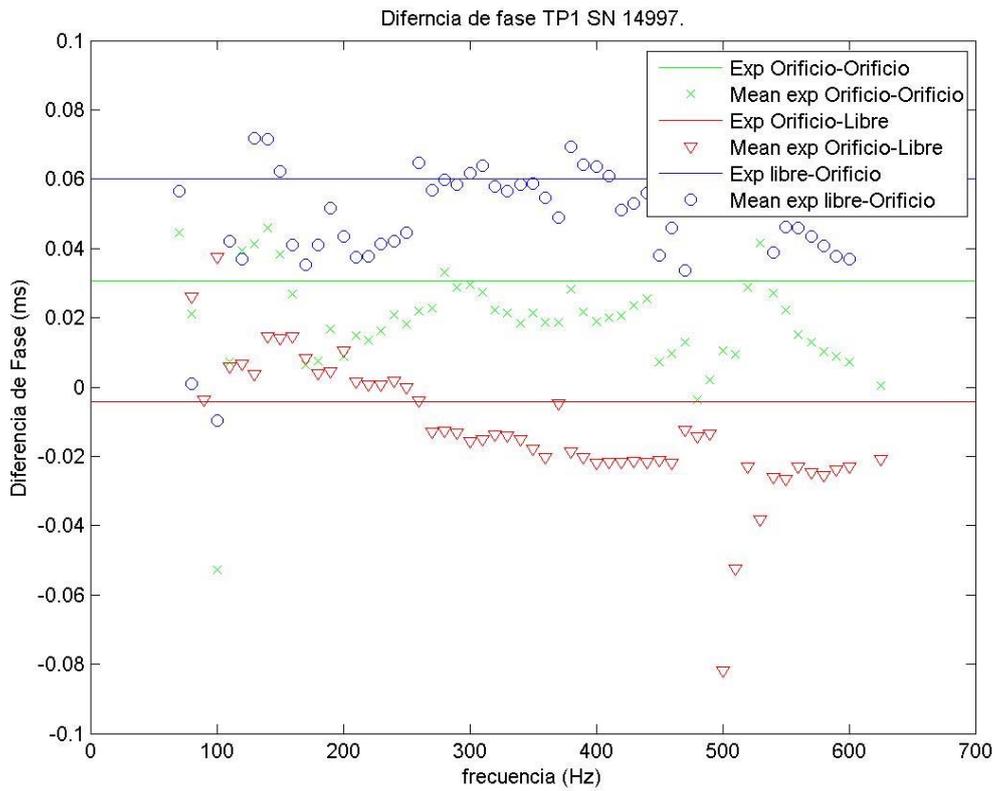


Figura 55: Diferencia de fase entre TP1 y TP0

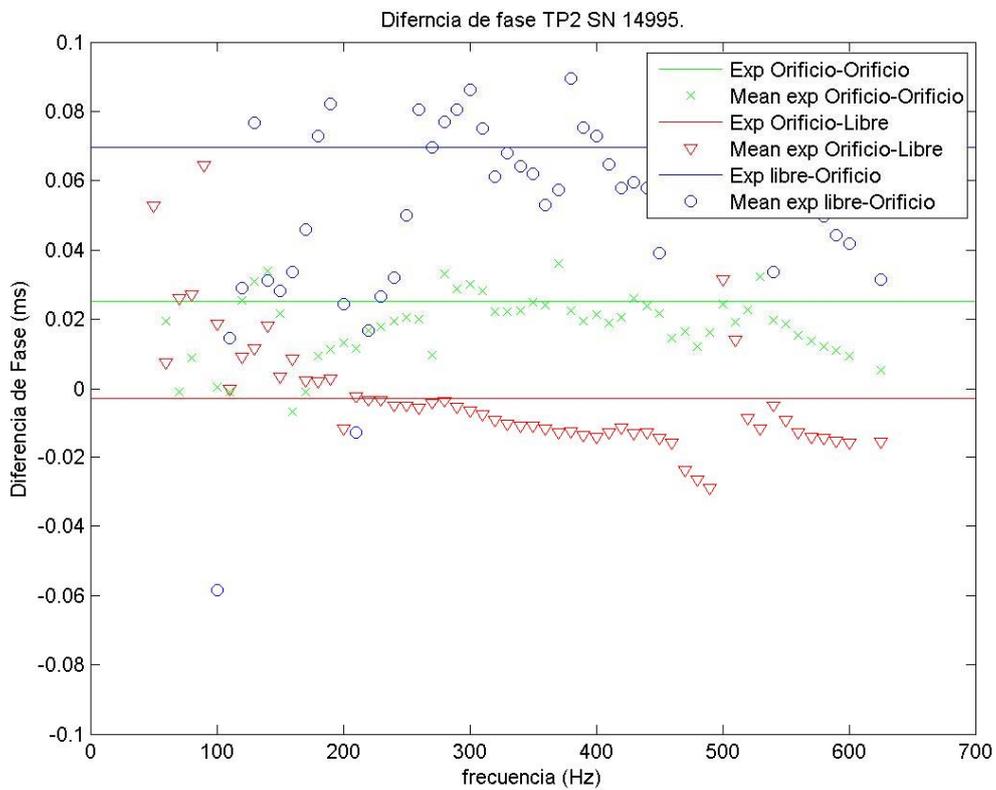


Figura 56: Diferencia de amplitudes entre TP2 y TP0

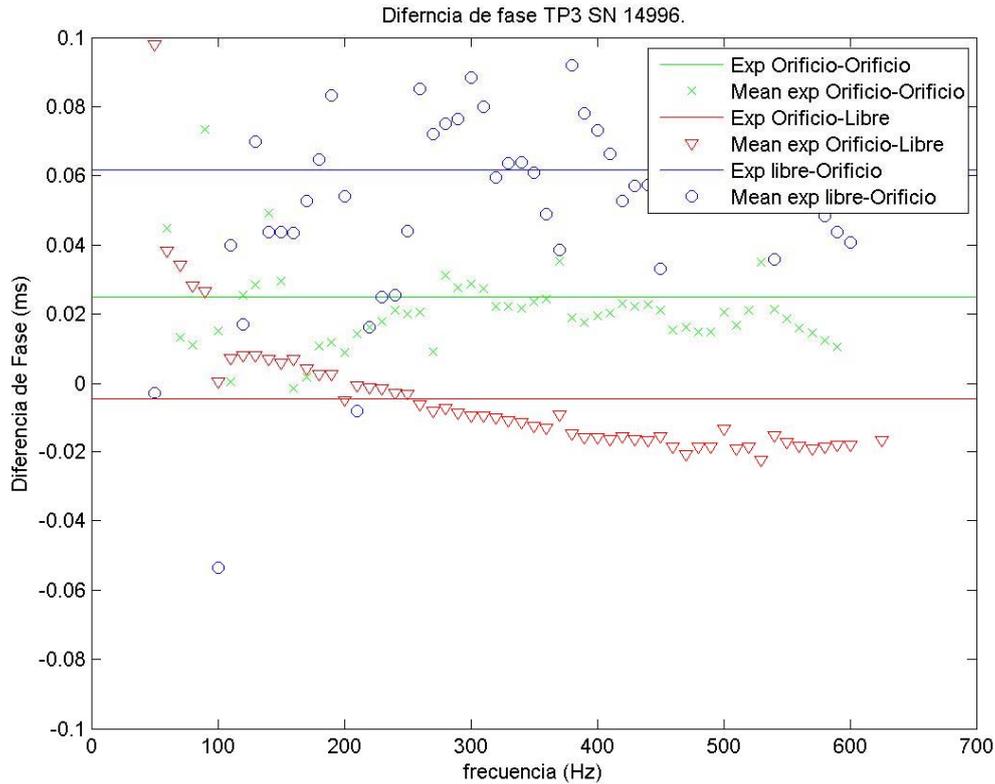


Figura 57: Diferencia de amplitudes entre TP3 y TP0

En cuanto a los desfases provocados por cada configuración del experimento, cabe destacar que la existencia de un orificio entre las ondas de presión y la superficie sensible genera un retraso respecto al TP que no tiene orificio, posiblemente debido al incremento de la distancia entre la superficie de medida y el altavoz de excitación. Este retraso es de 30 μ s en promedio.

Sin embargo, para el caso en el que los TPs están en las mismas condiciones de medida (orificio-orificio) el TPx se adelanta al TP0 una media de 25 μ s. Este adelanto de la señal de TPx respecto a la señal de TP0, nos lleva a cuestionarnos el sentido del channel skewness, si va del 1 al 8 o del 8 al 1. En el hipotético caso de que el sentido del cambio de canal sea descendente, este adelanto tendría más sentido, dado que suponiendo entre 4 y 7 μ s por canal, este desfase entraría dentro de rango.

Como ya se dijo en el apartado anterior, este desfase no parece que pueda llegar a afectar a la toma de datos dado que la tarjeta transmite a 4000Hz. Con esta frecuencia de muestreo estaríamos cometiendo un error del 10% en igualdad de condiciones y sin tener en cuenta el channel skewness, por lo tanto no se va por el momento a profundizar más este detalle.

2.6 Resumen.

2.6.1 Distintos volúmenes.

Tabla 8: Resultados de la constante de calibración obtenidos.

mV/kPa	TP1	TP2	TP3
0 VUELTAS	43,780±1,163%	44,552±0,7860%	45,762±0,640%
1/2 VUELTAS	44,329±1,110%	46,523±1,385%	47,571±0,941%
3/4 VUELTAS	45,408±1,726%	46,248±1,146%	46,662±1,401%
1 VUELTA	42,811±2,024%	45,273±1,525%	47,362±1,139%
MEDIA	44,023	45,408	46,785

Tabla 9: Diferencia de fase obtenida respecto del TP0.

ms	TP1	TP2	TP3
0 VUELTAS	-0,0042±3,70%	-0,0027±1,70%	-0,0048±1,95%
1/2 VUELTAS	-0,0085±2,53%	0,0021±5,12%	0,0066±3,20%
3/4 VUELTAS	-0,0039±5,56%	-0,0120±4,22%	-0,0167±1,85%
1 VUELTA	-0,0527±2,74%	-0,0354±3,80%	-0,0325±1,82%

En la Tabla 8 se resumen las constantes obtenidas para cada TP en cada configuración con su respectiva desviación típica expresada en porcentajes. Así como sus respectivos desfases respecto al TP0 en la Tabla 9.

2.6.2 Cambio en la sección expuesta del TP.

Tabla 10: Resultados de la constante de calibración obtenidos.

mV/kPa	TP1	TP2	TP3
Orificio-orificio	46,350±1,048%	47,722±0,924%	48,836±0,831%
Orificio-libre	43,780±1,163%	44,552±0,7860%	45,762±0,640%
Libre-orificio	47,522±1,705%	50,086±3,569%	51,039±3,457%
MEDIA	45,884	47,453	48,546

Tabla 11: Diferencia de fase obtenida respecto del TP0.

ms	TP1	TP2	TP3
Orificio-orificio	0,0307±6,64%	0,0253±4,33%	0,0250±2,80%
Orificio-libre	-0,0042±3,70%	-0,0027±1,70%	-0,0048±1,95%
Libre-orificio	0,0600±4,28%	0,0695±8,04%	0,0617±8,36%

En la Tabla 10 se muestran las respectivas constantes calculadas para cada una de las situaciones con sus respectivas desviaciones típicas expresadas en porcentajes. En la Tabla 11 se representan los desfases respecto al TP0, también con sus desviaciones típicas.

Para el caso de TP0 se acepta que la calibración es correcta y que es de 216.83mV/kPa.

2.6.3 Conclusión.

La conclusión que podemos obtener de este informe es que los huecos que hay ya puestos en la cámara de combustión pueden ser aprovechados por los TPs 106B dado que los errores derivados de la reducción de la superficie sensible que afecta a los TPs 106B parece dar errores que son asumibles.

2.6.4 Constante seleccionada.

Finalmente la constante seleccionada será la correspondiente al experimento con el TP completamente roscado y en configuración orificio-orificio. Se selecciona esta constante porque los TPs estaban en las condiciones más parecidas a las que en un futuro estarán en la instalación.

Tabla 12: Resultados de la constante de calibración obtenidos.

(%)	TP1	TP2	TP3
Orificio-orificio (mV/kPa)	46,350±1,048%	47,722±0,924%	48,836±0,831%
Error Orificio-libre	5,54%	3,88%	1,27%
Error Libre-orificio	2,53%	4,95%	4,51%
Error 1/2 VUELTAS	4,36%	2,51%	2,59%
Error 3/4 VUELTAS	2,03%	3,09%	4,45%
Error 1 VUELTA	7,64%	5,13%	3,02%

En la Tabla 12 se muestran las constantes que serán finalmente utilizadas con sus respectivos errores respecto de las demás constantes calculadas en las diferentes configuraciones.

2.7 Colocación futura de los TPs en la instalación.

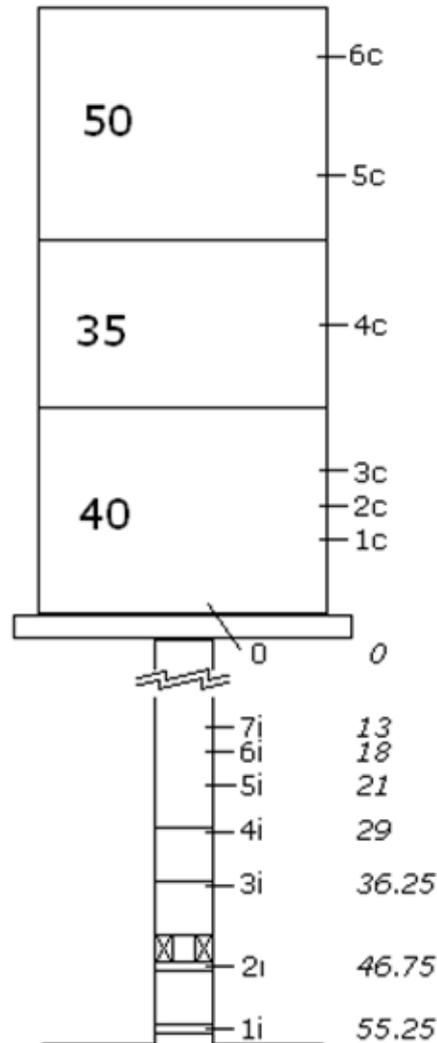


Figura 58: Esquema de la instalación.

La futura colocación de los TPs en la instalación dependerá en gran medida de la configuración de cámara de combustión que estemos ensayando en ese momento determinado. Lo que sí que podemos adelantar es que los TPs irán colocados en puntos que no estén equidistantes para poder implementar el método multimicrófono (MMM) descrito más adelante.

Las posibles tomas para colocar los TPs ya están montadas en las varias secciones de la cámara de combustión. Estas tomas constan de un tubito que conecta en un extremo directamente con la cámara de combustión. En este tubito se injerta una cajita que hospeda la rosca para colocar el TP y comunica con el tubito a través de un orificio de 3.18 mm de diámetro, lo cual supone una pequeña discontinuidad (volumen muerto) a lo largo de la tubería que se espera no influya en la medida. El tubito se conecta, en su otro extremo, a una

guía semi-infinita (30 m de largo) para evitar que la reflexión de las ondas altere la medida de los TPs. En estas guías se hará fluir un caudal de nitrógeno para evitar las altas temperaturas en el TP.

3. Método multimicrófono.

El método multimicrófono (MMM) es ampliamente conocido y utilizado para el cálculo de la variación de presión y velocidad en 1D [6, 15, 16, 18, 19]. Este método nos permite conocer la variación de la presión y la velocidad en cualquier punto de la instalación midiendo únicamente la oscilación de presión en determinados puntos. Esto se consigue con la obtención de las invariantes de Riemann. En un principio, teóricamente con medir la fluctuación en dos puntos se podría obtener el perfil completo de p' y u' , sin embargo para minimizar errores debidos a flujos turbulentos o ruidos externos cuantos más puntos de medida se tengan mejores resultados se obtendrán. En nuestro caso tenemos 5 TPs en el conducto anular y otros 5 TPs en la cámara de combustión, por lo tanto 5 puntos de medida por tramo.

Para la implementación de este método la distancia entre los puntos de medida debe ser seleccionada con un criterio base, el cual dice que los TPs no deben estar equidistantes entre sí. El objetivo de este criterio es evitar lo que se representa en la Figura 59 [6].

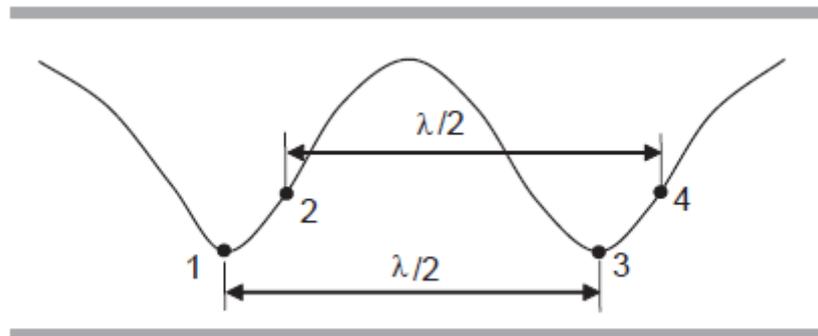


Figura 59: Esquema en el que los TPs están a una distancia equidistante [6].

Como se muestra en la anterior figura, lo que se pretende colocando los TPs a distancias aleatorias es evitar la posibilidad de que la longitud de onda sea la el doble que la distancia entre TP y TP. Si esto ocurriera los valores obtenidos por cada TP serían los mismos, hecho que nos conduciría a un error en la toma de datos. En nuestro caso es altamente improbable que ocurra dado que en el rango de frecuencias con el que trabajamos las longitudes de onda varían desde los 0.57 m a 600 Hz a 6.88 m a 50 Hz para el conducto anular

(0.61 m). Pese a la baja probabilidad de que este fenómeno tenga lugar la colocación de los TPs no es equidistante.

El objetivo del método multimicrófono es el de obtener las invariantes de Riemann, a partir de las cuales se pueden calcular parámetros de entrada para los modelos.

La obtención de estas constantes se realiza a partir de los datos de presión registrados por cada TP en una posición conocida. Estos valores son calculados a partir de la ecuación de onda de presión (ver anexo II).

$$p'(x) = A_1^+ e^{-i*k^+(x-x_0)} + A_1^- e^{i*k^-(x-x_0)} \quad [\text{Ec. 3.1}]$$

En esta ecuación conocemos todos los parámetros a excepción de A_1^+ y A_1^- . Conocemos la fluctuación de presión y la posición de los TPs por lo tanto $p'(x)$ y x son conocidos. Por otro lado conocemos los números de onda k^+ y k^- dado que sabemos la frecuencia de oscilación por las medidas así como las propiedades del fluido por el que se están transmitiendo las ondas de presión. En total tendríamos las medidas de 5 TPs (puesto que tenemos 5 TPs por tramo) por lo que estaríamos ante una situación de 5 ecuaciones y 2 incógnitas. Este sistema de ecuaciones se resuelve con MATLAB por método de mínimos cuadrados.

4. Medida de R1.

El objetivo de estos ensayos es averiguar la evolución del coeficiente de reflexión en la entrada con la frecuencia, que se utilizará como dato de entrada a los modelos.

4.1 Condiciones medidas.

Dado que el objetivo de estos ensayos es el de medir un parámetro que posteriormente será parámetro de entrada en los modelos, nos interesa reproducir de la mejor manera posible las condiciones que posteriormente se van a dar en los ensayos con combustión. Por esto motivo se realizan hasta 10 medidas distintas de R1, en las que se varía el caudal y sobre todo la restricción.

Estas 10 medidas se dividen en cinco restricciones distintas con dos caudales distintos en cada medida 30 y 40 Nm³/h. Las restricciones ensayadas son: 30, 15, 9, 6 y 3 vueltas del perno de bloqueo de entrada al conducto de inyección, siendo 30 vueltas con el perno

completamente retirado y 3 vueltas con el perno introducido en el conducto de inyección (véase anexo I)

Previamente a la realización de estos ensayos se comprobó que la amplitud de la excitación no influía en la medida de este parámetro, así que los experimentos se realizan únicamente con 3,5V de amplitud de entrada al altavoz. El caudal de aire que se hace circular por la instalación se mantiene en los ya mencionados 30 y 40 Nm³/h dado que son los que más se parecen a las condiciones de operación que tendremos posteriormente en los ensayos con combustión. Sin embargo, se comprobó posteriormente que este parámetro no influye significativamente en los valores de $R1$ obtenidos.

4.2 Metodología.

Se coloca un altavoz que va a proporcionar la excitación en la parte superior de la instalación, a la salida de la cámara de combustión, ya que se busca el coeficiente de reflexión a nivel del plenum. Los ensayos no se pueden hacer en condiciones de combustión, pues se quemaría el altavoz, pero el resultado es igualmente válido ya que se está midiendo el coeficiente de reflexión en el tramo frío, por este motivo la longitud de la cámara de combustión se considera irrelevante (la independencia de este parámetro se ha además comprobado en ensayos previos).

El procedimiento seguido en los ensayos es siempre el mismo y se detalla a continuación. Primero se ajusta el caudal de aire deseado (en este tipo de ensayo se utiliza únicamente la línea de aire comprimido dado que no se realiza combustión) así como la restricción a la entrada del conducto anular. Una vez tomados los datos se cambia el caudal de aire sin cambiar la restricción. La restricción se cambia una vez tomados los datos con distintos caudales dado que resulta más cómodo cambiar el caudal que la restricción.

Para todas las configuraciones que se desea medir se hará un barrido de frecuencias que van desde 50Hz hasta 600Hz subiendo de 10 Hz en 10 Hz, dado que debemos conocer el coeficiente de reflexión a todas las frecuencias que posiblemente podamos llegar a trabajar. Por ello el altavoz de excitación realiza este barrido de frecuencias.

4.3 Cálculo de $R1$.

El coeficiente de reflexión está definido como el ratio entre la onda acústica reflectada con respecto a la onda incidente a un determinado nivel de la instalación (en este caso la entrada del plenum), en formulas $R1 = A_1^+(x = 0)/A_1^-(x = 0)$. Los valores de las constantes

A_1^+ y A_1^- (invariantes de Riemann) son deducidos a partir del método multimicrófono anteriormente explicado con los datos registrados por los TPs del conducto anular. Una vez obtenidos los parámetros A_1^+ y A_1^- automáticamente obtenemos $R1 = A_1^+/A_1^-$ para una frecuencia y unas condiciones de operación conocidas.

4.4 Resultados de R1 obtenidos.

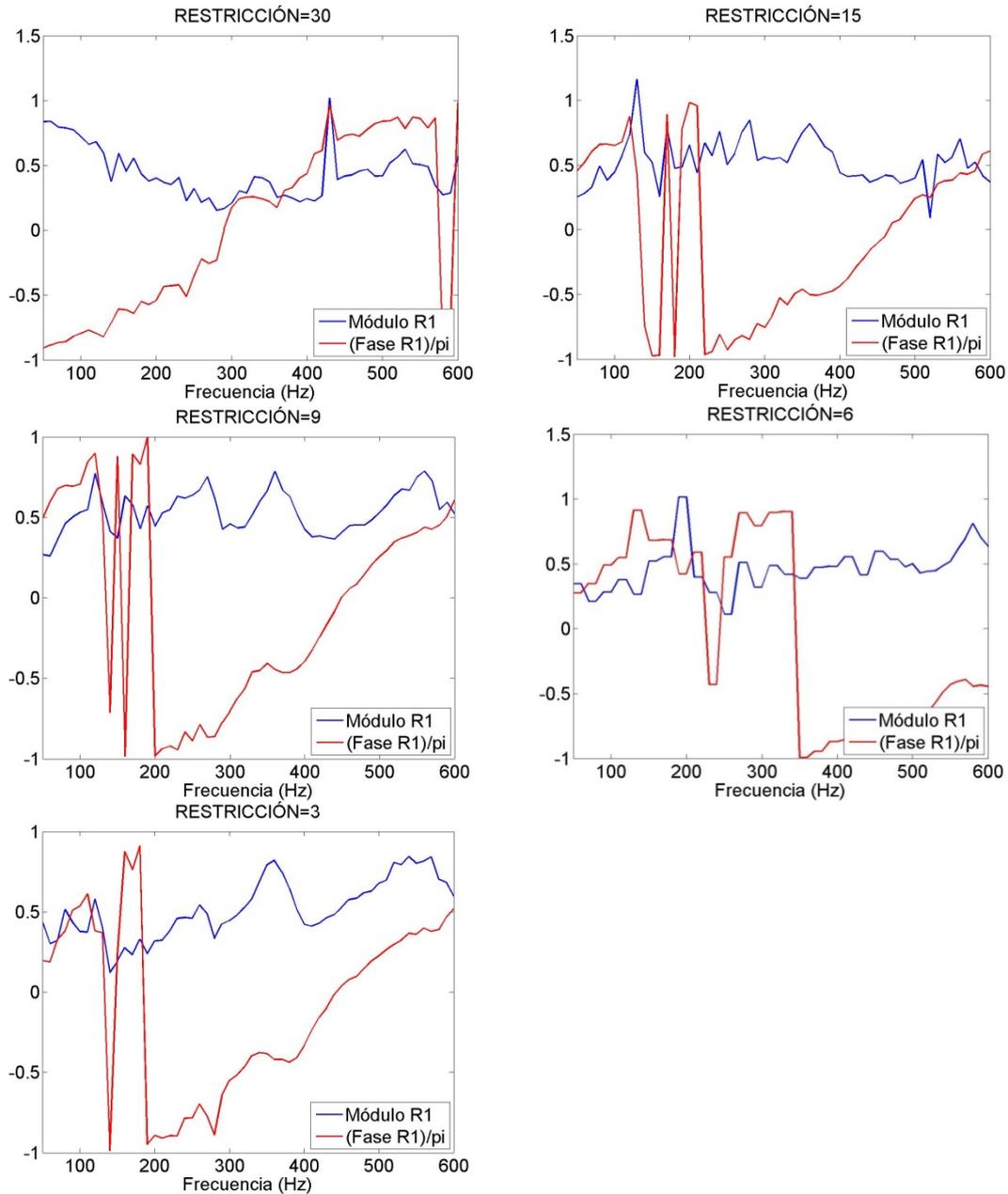


Figura 60: Ejemplos de R1 calculadas.

En la Figura 60 se muestran las distintas R1. Como se puede ver, la variación más importante entre una R1 y otra es la diferencia que hay en el módulo, el cual evoluciona de diferente manera para cada caso. En el caso de 30 vueltas el módulo es descendente hasta

frecuencias de 300 Hz para luego ascender ligeramente. Los demás casos tienen cierta similitud a frecuencias bajas dado que la fase crece hasta alcanzar un pico en torno a 150 Hz para luego descender ligeramente o mantenerse en torno a 0,5.

En cuanto a la fase, esta es similar en todos los casos estudiados. La tendencia de la fase es ascendente, variando desde $\pi/2$ en bajas frecuencias a $\pi/2$ nuevamente aproximadamente para frecuencias de 600Hz con tendencia lineal. Única excepción el caso de 30 vueltas donde la variación de fase sigue siendo más o menos lineal pero la fase sale de aproximadamente $-\pi$ y llega a π para 600 Hz.

Como dicho, para cada restricción en la entrada se han ensayado dos caudales de aire. Sin embargo las diferencias entre una $R1$ y otra es mínima por lo que, por brevedad, no se ha representado la $R1$ a 40 Nm³/h, pero sí se ha tenido en cuenta a la hora de realizar los cálculos correspondientes a los modelos de frecuencia, presión y velocidad.

5. Medida de FTF.

El objetivo de estos ensayos es averiguar la evolución de la función de transferencia de llama con la frecuencia, dato que se utilizará como entrada a los modelos.

$$FTF(\omega) = \frac{Q'/\bar{Q}}{u'/\bar{u}} \quad [\text{Ec. 3.2}]$$

La Función de Transferencia de la Llama describe la respuesta dinámica de la llama debida a oscilaciones de velocidad en el flujo, y viene dada por la anterior ecuación. En este trabajo se utilizan condiciones sónicas en la inyección del flujo en el plenum, se puede, entonces, considerar que la mezcla entre aire y combustible es perfecta y, por lo tanto, descartar que la fluctuación de calor pueda venir afectada por oscilación en la relación de equivalencia.

5.1 Ensayos realizados.

Se realizan barridos en frecuencia con los altavoces del plenum de 50Hz a 600Hz con paso de 10Hz para un rango de condiciones experimentales que simulan las condiciones de los ensayos. Más allá de estas frecuencias no tendría sentido realizar ensayos dado que la llama no responde a la excitación.

Se realizan dos tandas de ensayos en los que se utilizará metano (100% CH₄) y biogás (60% CH₄ y 40% CO₂ en volumen). En cada tanda de ensayos se probarán las seis relaciones de equivalencia usadas en este trabajo (ER=0.98, ER=0.92, ER=0.86, ER=0.80, ER=0.72 y ER=0.66).

Cabe destacar que tan solo se mide la FTF para una sola configuración de cámara de combustión

5.2 Metodología.

Se colocan dos altavoces en el plenum enfrentados entre sí los cuales van a proporcionar la excitación, dado que la FTF depende de la fluctuación de velocidad aguas arriba de la llama y excitar aguas abajo no tiene ningún sentido.

El procedimiento seguido en los ensayos es siempre el mismo y se detalla a continuación. Primero se selecciona el combustible deseado (metano o biogás) y a continuación se ajusta el caudal de aire para tener la relación de equivalencia deseada. Una vez tomados los datos se cambia la relación de equivalencia cambiando el caudal de aire sin cambiar la cantidad de combustible. El orden de ejecución es de mayor ER a menor ER. Finalmente, una vez obtenidos los datos para un combustible se cambia al siguiente y se repite el proceso.

Para todas las condiciones de combustión que se desean medir se hará un barrido de frecuencias que van desde 50Hz hasta 600Hz subiendo de 10 Hz en 10 Hz, dado que debemos conocer el coeficiente de reflexión a todas las frecuencias que posiblemente podamos llegar a trabajar. Por ello el altavoz de excitación realiza este barrido de frecuencias. El procedimiento de adquisición de datos y los transductores utilizados son los mismos descritos en el proceso de cálculo de $R1$ (apartado 4.2 de este anexo).

Para la toma de datos la excitación de los altavoces se mantiene en amplitudes bajas para asegurarnos de que la fluctuación de velocidad u' no es elevada y la FTF se mantiene en régimen lineal [14].

5.3 Cálculo de FTF.

Al igual que en el caso de $R1$ tras la realización de los ensayos obtenemos datos de fluctuación de presión. Por otra parte, con la señal del fotomultiplicador podemos conocer tanto el calor promedio como la fluctuación de calor desprendida por la llama y así determinar directamente el numerador de la FTF.

Mediante el método multimicrófono obtenemos nuevamente las invariantes de Riemann A_1^+ y A_1^- como en el caso de R1. A partir de estas constantes podemos obtener el valor de fluctuación de velocidad en la entrada a la cámara de combustión donde está la llama mediante la siguiente ecuación.

$$u'(x) = \frac{A_1^+}{\rho * c} e^{-i * k_1^+ (b-0)} - \frac{A_1^-}{\rho * c} e^{i * k_1^- (b-0)} \quad [\text{Ec. 3.3}]$$

En esta ecuación conocemos nuevamente todos los parámetros, por lo tanto obtenemos automáticamente el valor de u' .

Una vez obtenidos los valores de Q y Q' con el fotomultiplicador, la velocidad promedio u se puede calcular a través del caudal de premezcla inyectado, por lo tanto se tienen todos los valores para calcular la FTF.

5.4 Resultados de FTF.

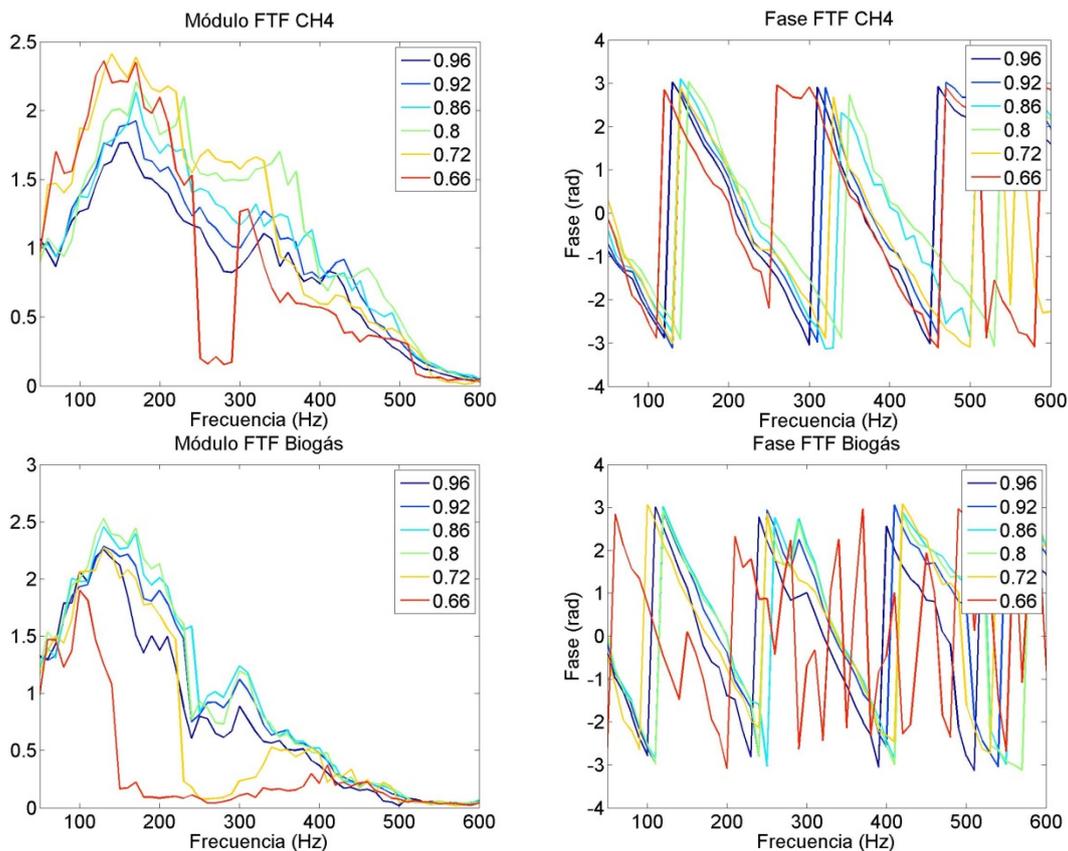


Figura 61: FTF calculada para metano y biogás en las distintas ER.

En la Figura 61 se muestran tanto el módulo como la fase de la FTF calculada para cada relación de equivalencia tanto para metano como para biogás. En ella se observa cómo el módulo presenta un pico en torno a 150 Hz, mientras que los valores son mucho menores que

1 para frecuencias mayores de 400 Hz, lo que indica que apenas existe interacción entre la combustión y la fluctuación de velocidad a altas frecuencias. Por otro lado, la fase tiene una evolución prácticamente lineal con la frecuencia para las distintas ER, que puede interpretarse como un desfase temporal constante en todo el rango. A partir de 600 Hz para esta instalación la FTF ya tiene valor nulo y por tanto, a nivel acústico, la llama ya no aporta oscilaciones de calor y un estudio más allá de 600 Hz no tiene sentido. Estos resultados se parecen a los registrados por otros autores [14]. Cabe destacar que la FTF ha sido medida en una configuración con una cámara de combustión de 40 cm. El hecho de que se use una FTF medida en unas condiciones distintas a las que se pretende implementar no debería influir en los resultados obtenidos por el modelo de predicción de frecuencia, puesto que la FTF se ve afectada por la variación de velocidad aguas arriba de la llama, es decir, en el conducto de inyección lo que resulta independiente de las dimensiones de la cámara de combustión.

ANEXO IV: RESULTADOS EXPERIMENTALES Y TEÓRICOS.

En este anexo se analizan tanto los datos obtenidos experimentalmente como los resultados obtenidos por el modelo de frecuencia y por el modelo de perfil de presión y velocidad para una configuración experimental en la que se prevé la utilización de una cámara de combustión de 125 cm y de 90 cm. Se analizará caso por caso con detalle mostrándose los perfiles de presión registrados por los TPs y la frecuencia de la señal registrada por el fotomultiplicador, así como la transformada de Fourier (FFT) de la señal para algunos casos. En las FFT se muestran las señales registradas tanto por el fotomultiplicador como por un TP situado en el conducto de inyección y otro en la cámara.

La metodología seguida en este tipo de ensayos es la siguiente: Lo primero que se debe de hacer es seleccionar la longitud de la cámara de combustión. Una vez sepamos la longitud de la cámara de combustión debemos seleccionar la restricción a la que queremos trabajar. A una restricción dada haremos los correspondientes ensayos para los dos combustibles seleccionados. Con cada combustible realizaremos dos veces los ensayos a cada relación de equivalencia en sentido descendente en ambas repeticiones y sin cortar la combustión en ningún momento es decir de $ER=0.98$ a $ER=0.66$. Una vez realizados los ensayos con un combustible, cambiaremos el mismo y realizaremos la misma secuencia de ensayos. Por último cambiamos la restricción y vuelta a empezar hasta terminar con todas las restricciones deseadas.

El procedimiento que se sigue al cambiar la relación de equivalencia es el siguiente: Para cada combustible se varía la relación de equivalencia, aire en relación al aire estequiométrico, pasando de una premezcla muy rica a muy pobre según los siguientes pasos: $ER=0.98$, $ER=0.92$, $ER=0.86$, $ER=0.80$, $ER=0.72$ y $ER=0.66$. Por otro lado se mantiene fija la velocidad promedio de inyección en cámara de combustión para el mismo ER al variar el combustible. Esta condición comporta una ligera discrepancia en potencia entre el metano y el biogás, aunque esta diferencia alcanza apenas el 7% en el caso peor.

En cada ensayo, con una restricción, un combustible y una relación de equivalencia dadas, también se sigue un procedimiento para la toma de datos. Una vez configurados todos estos parámetros se mantiene unos 30 segundos la combustión hasta que la temperatura de la cámara de combustión alcanza el estado estacionario. En este momento se lleva a cabo la toma de datos. La tarjeta de adquisición registra datos durante 4 segundos a una frecuencia de muestreo de 4000 Hz. Seguidamente a la toma de datos se continúa con los ensayos de la manera ya descrita.

1. Análisis de resultados.

A continuación analizarán los datos obtenidos, de frecuencia, presión y velocidad, tanto experimentales como teóricos.

1.1 Frecuencia.

En líneas generales la identificación de la frecuencia experimental es simple puesto que seleccionamos la frecuencia de mayor amplitud del fotomultiplicador como frecuencia de interés. Los datos son fáciles de analizar dado que en la mayoría de los casos hay inestabilidad (por ejemplo Figura 62 izquierda), sin embargo, para algunos casos, el análisis es más complicado porque no presentan inestabilidad fuerte, lo que nos conduce a que no hay un modo claramente predominante (por ejemplo Figura 62 derecha).

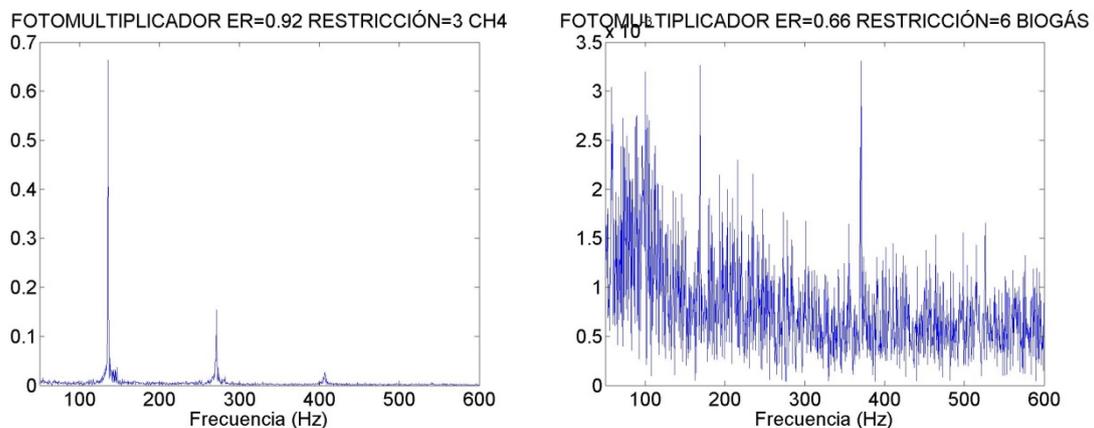


Figura 62: Ejemplo de FFT.

En ocasiones hay dos modos que predominan sobre el resto, estos casos serán analizados individualmente. Para el análisis se muestran las FFT del fotomultiplicador, una de la cámara de combustión (TP6) y otra del conducto anular (TP3) a una relación de equivalencia de 0.86. Se han seleccionado estos TPs dado que están en posiciones en las cuales se alcanza mucha amplitud de presión y los datos se ven menos afectados por posibles ruidos de fondo. La elección de ER=0.86 se basa en que se trata de una condición de operación que suele tener una inestabilidad fuerte, este hecho nos permite ver unos picos marcados respecto al ruido de fondo.

Tras la implementación del modelo de frecuencia obtenemos varios resultados que representan distintos modos del sistema, bien estables o inestables según el signo de su parte imaginaria (anexo II). De todos estos modos, nos quedaremos con el que más se aproxime a la frecuencia experimental y presente parte imaginaria negativa.

Finalmente, destacar que en las simulaciones llevadas a cabo por el modelo frecuencia se han introducido algunas modificaciones como el hecho de considerarse una cámara de combustión de 11 cm más larga a efectos de cálculo, dado que se suman los 5 cm que la aspiración de gases añade a la cámara y 6 cm auxiliares debidos a una corrección de longitud la cual es tenida en cuenta por [12].

1.2 Variación de presión.

El perfil experimental de variación de presión es obtenido midiendo la amplitud del modo inestable identificado experimentalmente. Conocida la constante de calibración y la posición del TP en cuestión se representa el perfil de p' .

En el modelo de presión se utiliza el modo calculado por el modelo de frecuencia, , tanto parte real como imaginaria, , así como todos los demás parámetros geométricos y fluidodinámicos característicos de la instalación. Mediante las ecuaciones explicadas en el anexo (numero) se representa p' . Los perfiles de $p'(x)$ obtenidos se normalizan respecto del punto de aporte de calor.

1.3 Variación de velocidad.

El perfil de la variación de velocidad se calculará mediante el método multimicrófono (explicado en el anexo III) el cual tomará los valores experimentales de $p'(x)$. Calcularemos las invariantes de Riemann para cada tramo de la instalación y mediante la ecuación de onda de la velocidad dibujaremos el perfil de velocidades.

Para el cálculo de los valores teóricos consultar el apartado correspondiente al modelo de velocidad en el anexo II. Los perfiles de u' obtenidos se normalizan respecto de $x = 0$.

2. Cámara de 125 cm.

En este apartado se analizan los resultados obtenidos en los ensayos con una cámara de combustión de 125 cm. Los ensayos realizados se detallan a continuación.

Tabla 13: Resumen de los ensayos realizados con cámara de 125 cm.

Restricción (vueltas)	Combustible	Relaciones de equivalencia (ER)					
30	CH ₄	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)
	Biogás	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)

En total se han utilizado 10 TPs distribuidos a lo largo de la instalación con los cuales se ha podido medir la fluctuación de presión abarcando casi toda la longitud del quemador. Las características de los TPs se resumen en la Tabla 14.

Tabla 14: Colocaciones de TPs en cámara 125 cm

Numeración del TP	Emplazamiento	Posición a lo largo de la cámara (m)	Distancia en la guía semi-infinita (m)
TP1	Conducto anular	-0.3625	0.1449
TP2	Conducto anular	-0.29	0.1449
TP3	Conducto anular	-0.21	0
TP4	Conducto anular	-0.18	0
TP5	Conducto anular	-0.13	0
TP0	Cámara de Combustión	0	0.107
TP6	Cámara de Combustión	0.24	0.07
TP7	Cámara de Combustión	0.5	0.08
TP8	Cámara de Combustión	0.75	0.08
TP9	Cámara de Combustión	1.1	0.08

Para la elaboración de esta tabla se ha tomado como referencia el TP0, el cual está situado en el plano de inyección de la cámara de combustión por lo que se considera que está en $x=0$.

2.1 Metano.

2.1.1 Restricción 30.

En este apartado se analizan los datos obtenidos para una configuración de cámara de combustión de 125 cm, metano como combustible y una restricción de 30 vueltas, lo cual correspondería a que la restricción en la entrada está completamente abierta.

2.1.1.1 Datos experimentales.

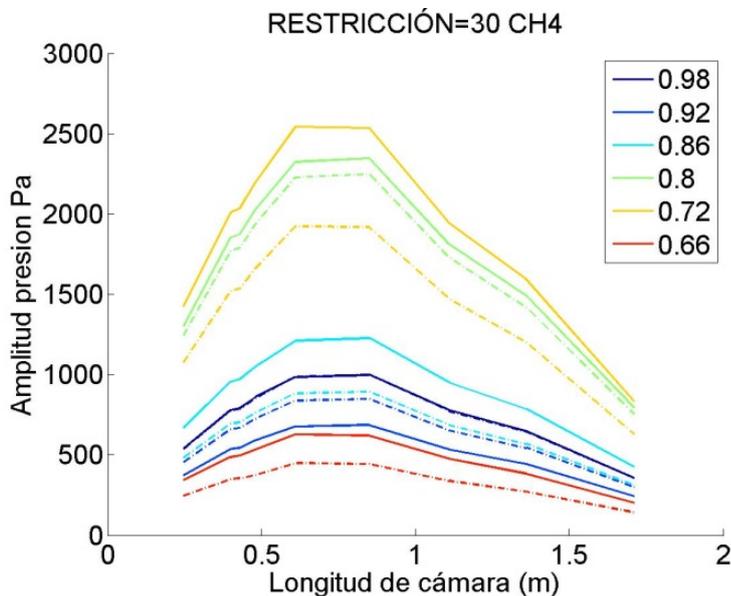


Figura 63: Datos experimentales de p' .

Tabla 15: Frec. Experimentales.

Restricción	30
Combustible	CH ₄
ER	Frecuencia (Hz)
0.98	110
0.92	110
0.86	109
0.80	108
0.72	105.5
0.66	104.5

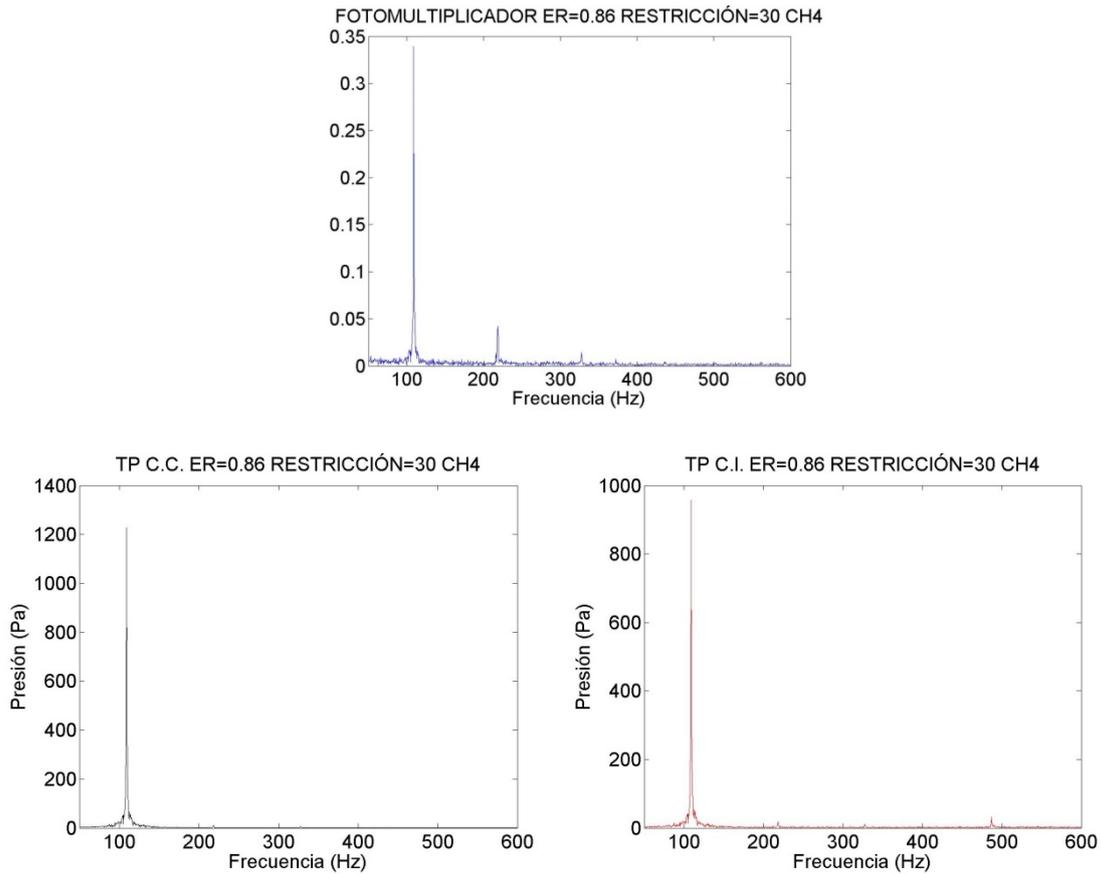


Figura 64: FFT Cámara 125 cm restricción 30 CH₄.

Analizando los datos proporcionados por los TPs en la Figura 63 podemos ver que estamos ante una inestabilidad muy fuerte, alcanzándose amplitudes de 2500 Pa para ER=0.72 o ER=0.80. Para los demás casos la inestabilidad se encuentra en torno a 1000 Pa, lo que no es nada despreciable. También se puede apreciar que al tratarse de un tubo prácticamente abierto por sus dos extremos dado que si atendemos a la $R1$ calculada en el apartado de ensayos previos esta se aproxima a -1, la forma del perfil de variación de presión se parece a una media onda [15, 19, 22]. Por otro lado, la repetibilidad no resulta del todo buena, para una misma ER la amplitud obtenida no es la misma en la repetición del ensayo.

En lo relativo a las frecuencias registradas, estas apenas varían con la relación de equivalencia, tan solo descienden levemente conforme disminuye el valor de ER, hecho que se puede enlazar con el descenso de la temperatura y, en consecuencia, de la velocidad del sonido.

En lo relativo al análisis de las FFT se puede ver la fuerte inestabilidad en torno a los 110 Hz en todas las FFT, así como el primer y segundo armónico. En la FFT del conducto anular se puede ver un modo propio del mismo en torno a 490 Hz.

2.1.1.2 Resultados del modelo.

Tabla 16: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	CH ₄	Restricción	30	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	115.29	-39.63		5.29
0.92	117.75	-76.94		7.75
0.86	115.58	-34.14		6.58
0.80	111.19	-19.18		3.19
0.72	106.97	-34.58		1.47
0.66	101.25	-58.99		-3.25

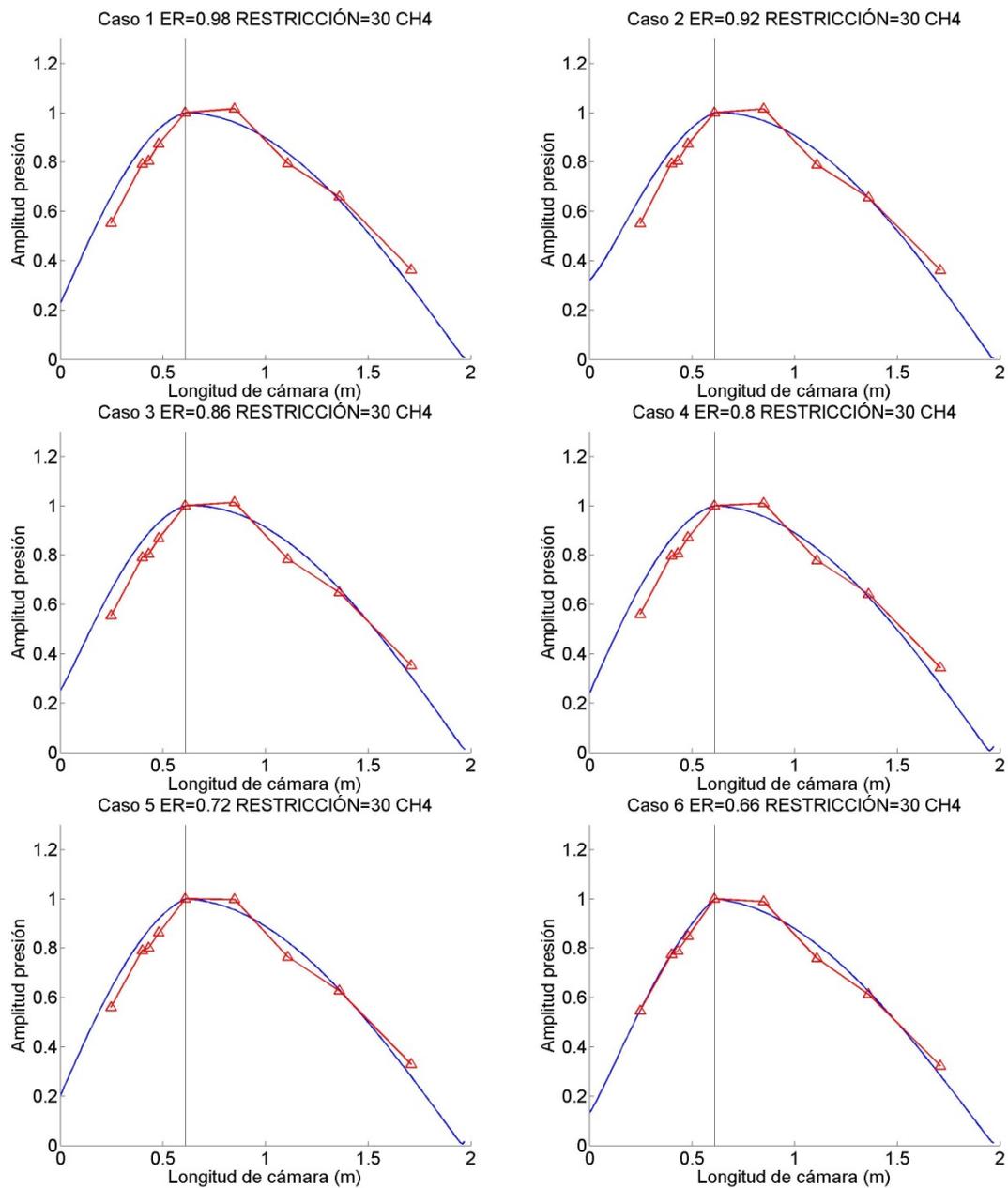


Figura 65: Resultados del modelo de presión.

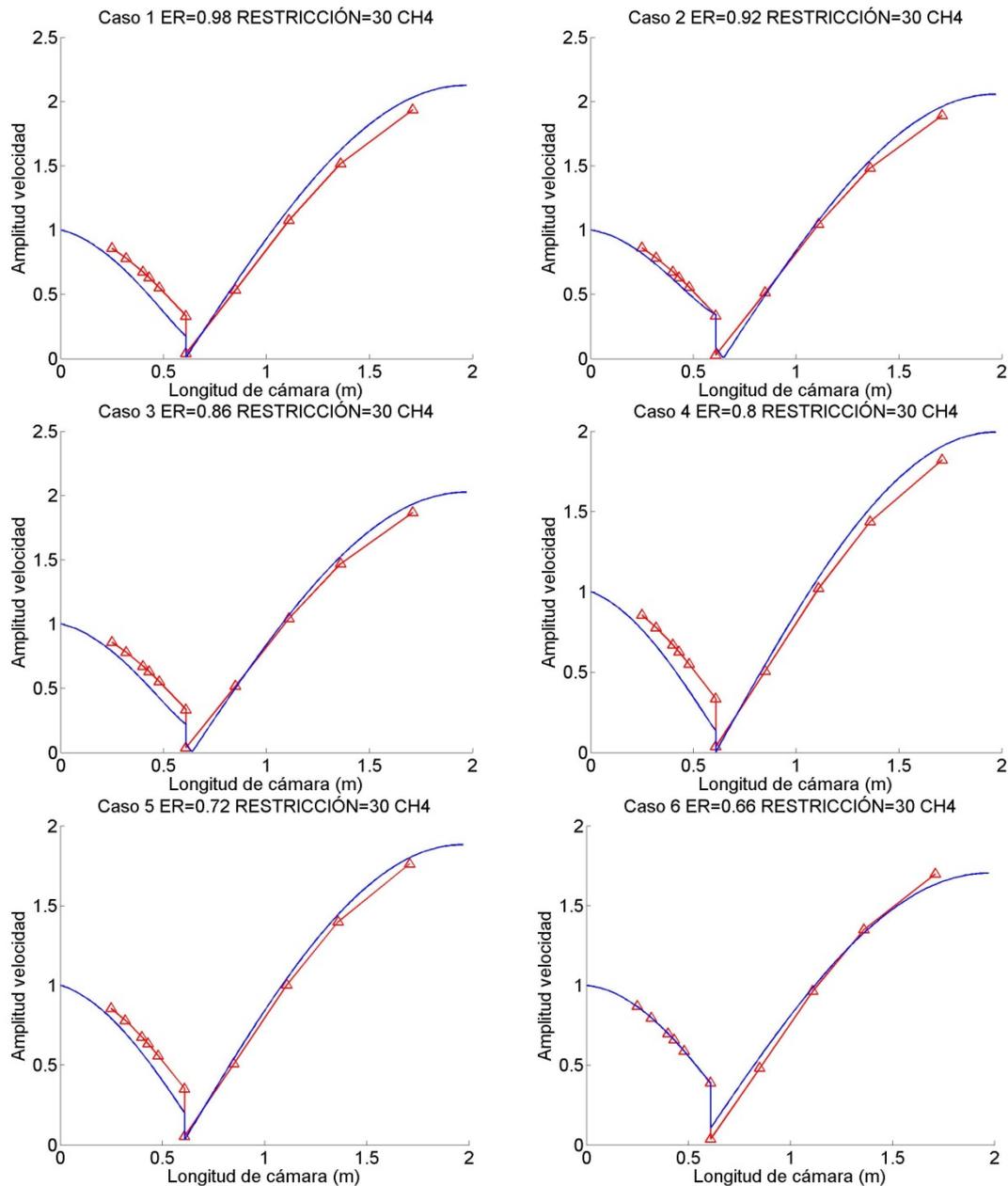


Figura 66: Resultados del modelo de velocidad.

En lo relativo al análisis de los datos obtenidos por los modelos podemos destacar que, en general, estos son bastante buenos.

Por su parte el modelo de frecuencia obtiene unas aproximaciones muy buenas con una desviación de 5 Hz de media, lo cual es muy positivo. A excepción del caso de ER=0.98 la tendencia es decreciente conforme bajamos la relación de equivalencia, tal y como mostraban los datos experimentales. En cuanto a las partes imaginarias, estas son todas negativas, lo que se corresponde con que se trate de casos inestables.

El modelo de presión trabaja de forma adecuada para esta configuración. Los ajustes del perfil teórico al experimental son buenos tanto para el conducto de inyección como para la cámara de combustión. Para la mayoría de los casos el perfil se asemeja a media onda, llegando a ser nulo a la salida de la cámara de combustión y casi nulo a la entrada del conducto anular.

Por otro lado el modelo que predice el perfil de velocidad se comporta de forma excelente para este caso. Se obtienen unos ajustes muy buenos tanto para el conducto de inyección como para la cámara de combustión. También destacar que el salto de u' se predice de forma correcta para la mayoría de los casos.

2.2 Biogás.

2.2.1 Restricción 30.

En este apartado se analizan los datos obtenidos para una configuración de cámara de combustión de 125 cm, biogás tipo como combustible y una restricción de 30 vueltas lo cual correspondería a que la restricción en la entrada está completamente abierta.

2.2.1.1 Datos experimentales.

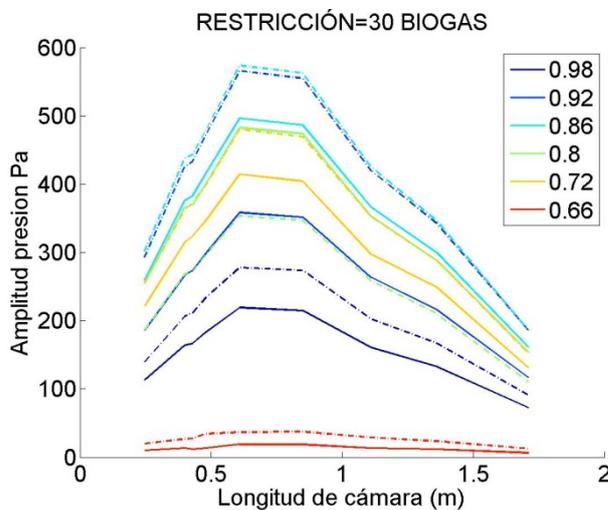


Tabla 17: Frec. Experimentales.

Restricción	30
Combustible	BIOGÁS
ER	Frecuencia (Hz)
0.98	102.00
0.92	102.00
0.86	100.00
0.80	100.50
0.72	100.00
0.66	102.00

Figura 67: Datos experimentales de p' .

Para el caso de biogás como combustible también se puede apreciar el perfil similar a media onda al igual que en anterior caso con metano.

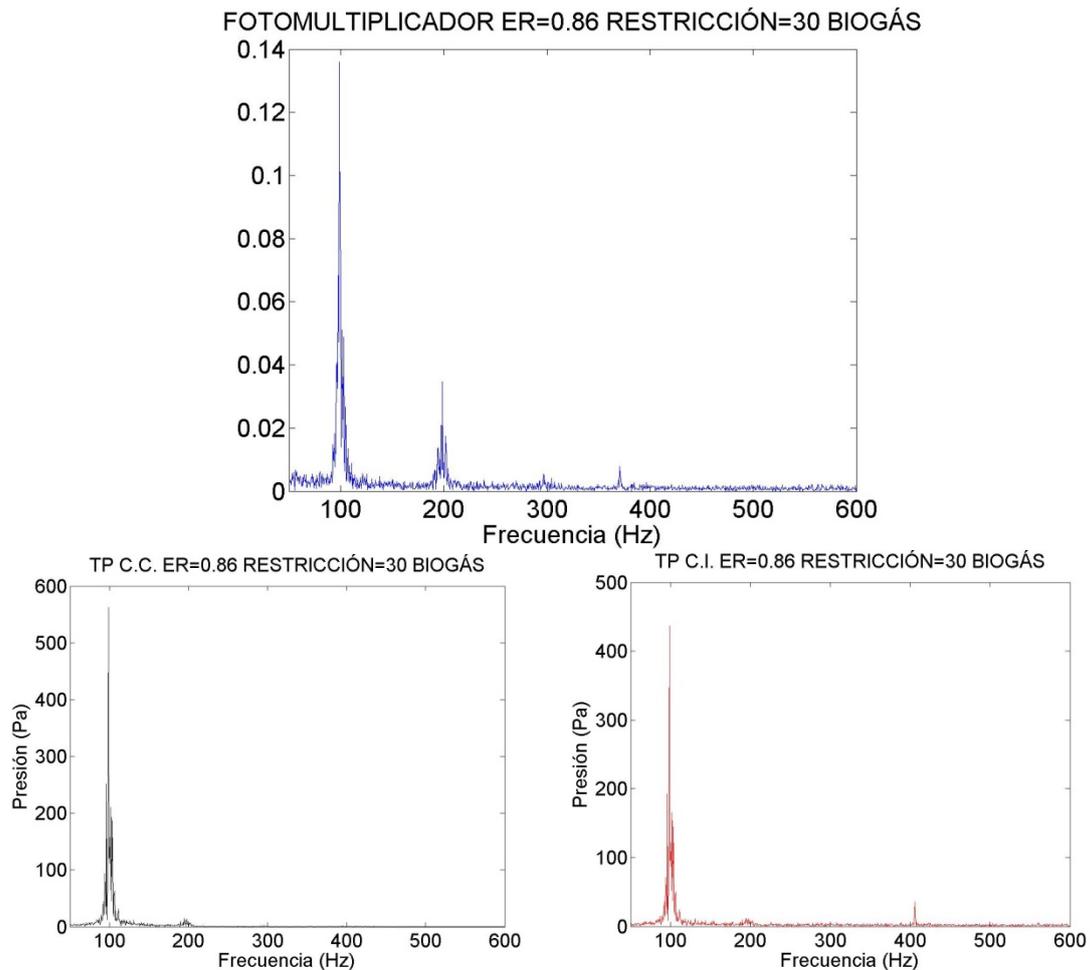


Figura 68: FFTs cámara 125 cm restrcción 30 y biogás.

En lo relativo a las frecuencias registradas, estas oscilan en torno a 101 Hz para todos los casos, independientemente de su relación de equivalencia.

En este caso el biogás presenta inestabilidades más débiles que para el caso del metano, posiblemente debido a la presencia de dióxido de carbono que amortigua la entrega de calor debido su alta capacidad calorífica. Para este combustible el caso de ER=0.66 es nuevamente el más estable registrando a penas 20 Pa de amplitud, frente a los 550 Pa que registran casos como el de ER=0.86.

En cuanto al análisis de las FFT podemos ver nuevamente como la inestabilidad es muy marcada en torno a los 100 Hz. Por otro lado podemos apreciar un pico en torno a 200 Hz, el cual se correspondería con el primer armónico.

En la FFT del conducto anular se pude ver un modo propio de la misma en torno a 400 Hz.

2.2.1.2 Resultados del modelo.

Tabla 18: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	BIOGÁS	Restricción	30	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	100.75	-92.79		-1.25
0.92	102.42	-62.89		0.42
0.86	102.18	-71.66		2.18
0.80	100.41	-84.20		-0.09
0.72	93.25	-66.05		-6.75
0.66	104.97	13.98		2.97

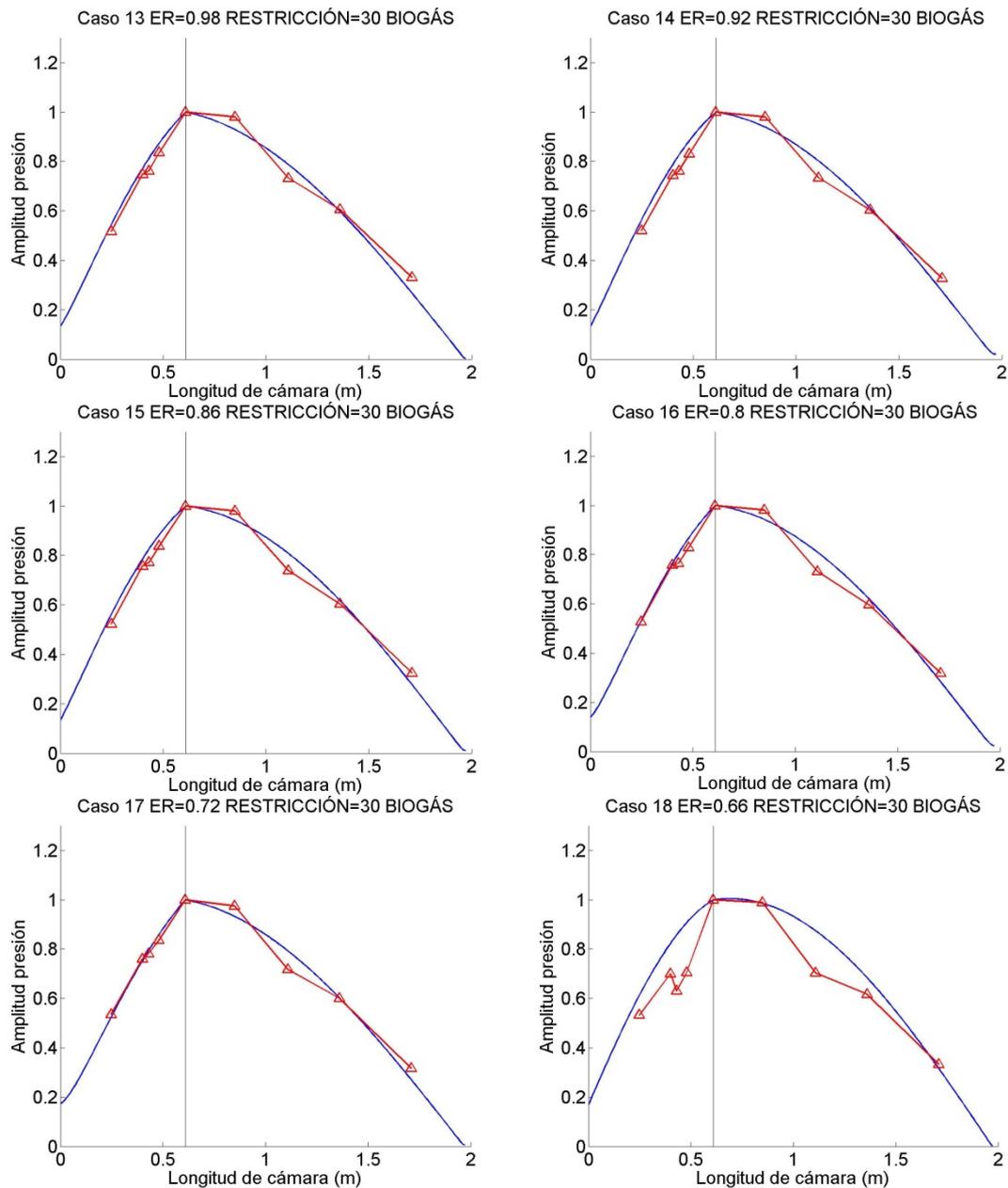


Figura 69: Resultados del modelo de presión.

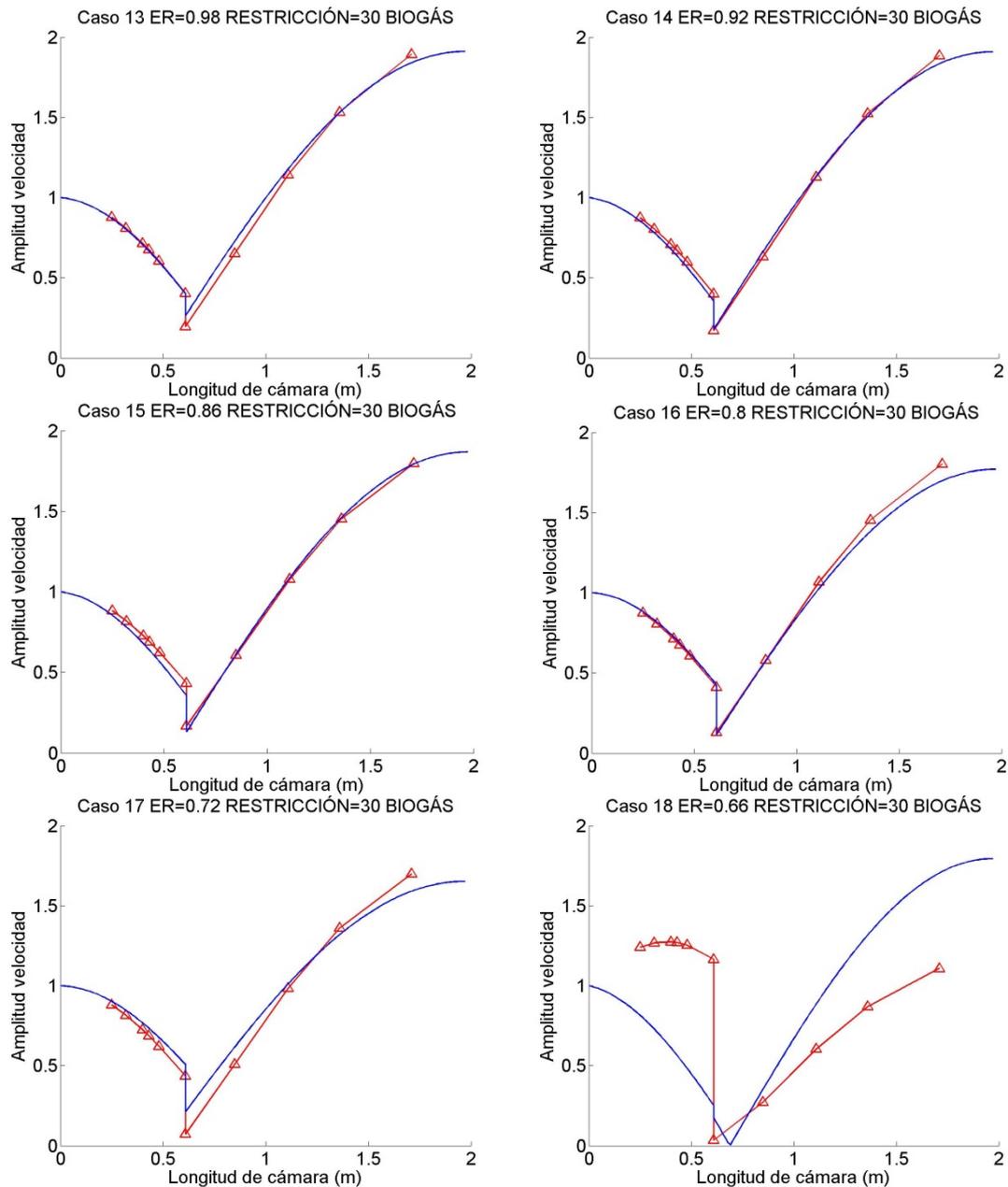


Figura 70: Resultados del modelo de velocidad.

Si analizamos los datos obtenidos por los modelos, nos encontramos con que el modelo de frecuencia se ajusta muy bien a los datos experimentales, teniendo una desviación de 2.5 Hz en promedio, lo cual es un resultado muy bueno.

Las partes imaginarias de la frecuencia obtenida por el modelo se corresponden con la realidad en el sentido de que para todos los casos son negativas, lo que indicaría inestabilidad, a excepción del caso con ER=0.66 el cual es estable y la parte imaginaria es positiva tal y como cabría esperar.

El modelo de perfil de variación de presión obtiene resultados muy buenos tanto en el ajuste en el conducto anular como en la cámara de combustión. En todos los casos se parece a media onda dado que se trataría de un tubo prácticamente abierto por ambos extremos.

El modelo de perfil de velocidad arroja nuevamente unos resultados excelentes tanto en el ajuste en el conducto anular, en el salto de u' y en la cámara de combustión. La superposición entre los datos experimentales y teóricos es buena en todos los casos. La excepción la pone el caso de ER=0.66 en el cual el ajuste no es bueno en ningún punto, posiblemente debido a que se trata de un caso estable o con una inestabilidad muy débil y ni los datos experimentales ni los teóricos son buenos.

3. Cámara de 90 cm.

En este apartado se analizan los resultados obtenidos para los ensayos realizados con una cámara de combustión de 90 cm. Se han realizado 120 ensayos con distintas restricciones y distintas relaciones de equivalencia, incluidas dos repeticiones, tanto para metano como para biogás. La Tabla 3 explica con más detalle los ensayos realizados.

Tabla 19: Resumen de los ensayos realizados en este apartado.

Restricción (vueltas)	Combustible	Relaciones de equivalencia (ER)					
30	CH ₄	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)
	Biogás	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)
15	CH ₄	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)
	Biogás	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)
9	CH ₄	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)
	Biogás	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)
6	CH ₄	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)
	Biogás	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)
3	CH ₄	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)
	Biogás	0.98 (x2)	0.92 (x2)	0.86 (x2)	0.80 (x2)	0.72 (x2)	0.66 (x2)

La restricción hace referencia al número de vueltas que se le aplican al perno que mueve la pieza que bloquea la entrada al conducto anular, siendo 30 completamente abierto y 3 casi cerrado.

El posicionamiento de los transductores de presión se detalla en la siguiente tabla.

Tabla 20: Colocación de los TPs en cámara de 90 cm.

Numeración del TP	Emplazamiento	Posición a lo largo de la cámara (m)	Distancia en la guía semi-infinita (m)
TP1	Conducto anular	-0.3625	0.1449
TP2	Conducto anular	-0.29	0.1449
TP3	Conducto anular	-0.21	0
TP4	Conducto anular	-0.18	0
TP5	Conducto anular	-0.13	0
TP0	Cámara de Combustión	0	0.107
TP6	Cámara de Combustión	0.24	0.07
TP7	Cámara de Combustión	0.35	0.08
TP8	Cámara de Combustión	0.55	0.08
TP9	Cámara de Combustión	0.85	0.08

3.1 Metano.

3.1.1 Restricción 30.

En este apartado se analizan los datos obtenidos para una restricción de 30 vueltas, lo cual correspondería a que la restricción en la entrada está completamente abierta.

3.1.1.1 Datos experimentales.

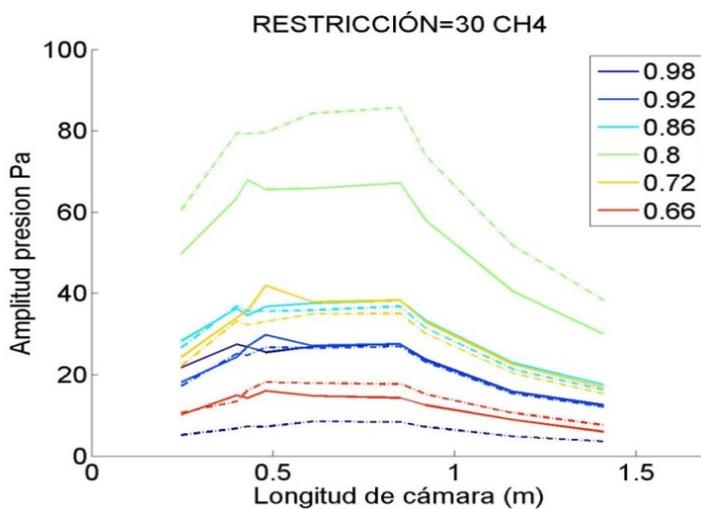


Tabla 21: Frec. Experimentales.

Restricción	30
Combustible	CH ₄
ER	Frecuencia (Hz)
0.98	148.5
0.92	148
0.86	149
0.80	149.5
0.72	146.5
0.66	114.5

Figura 71: Datos experimentales de p' .

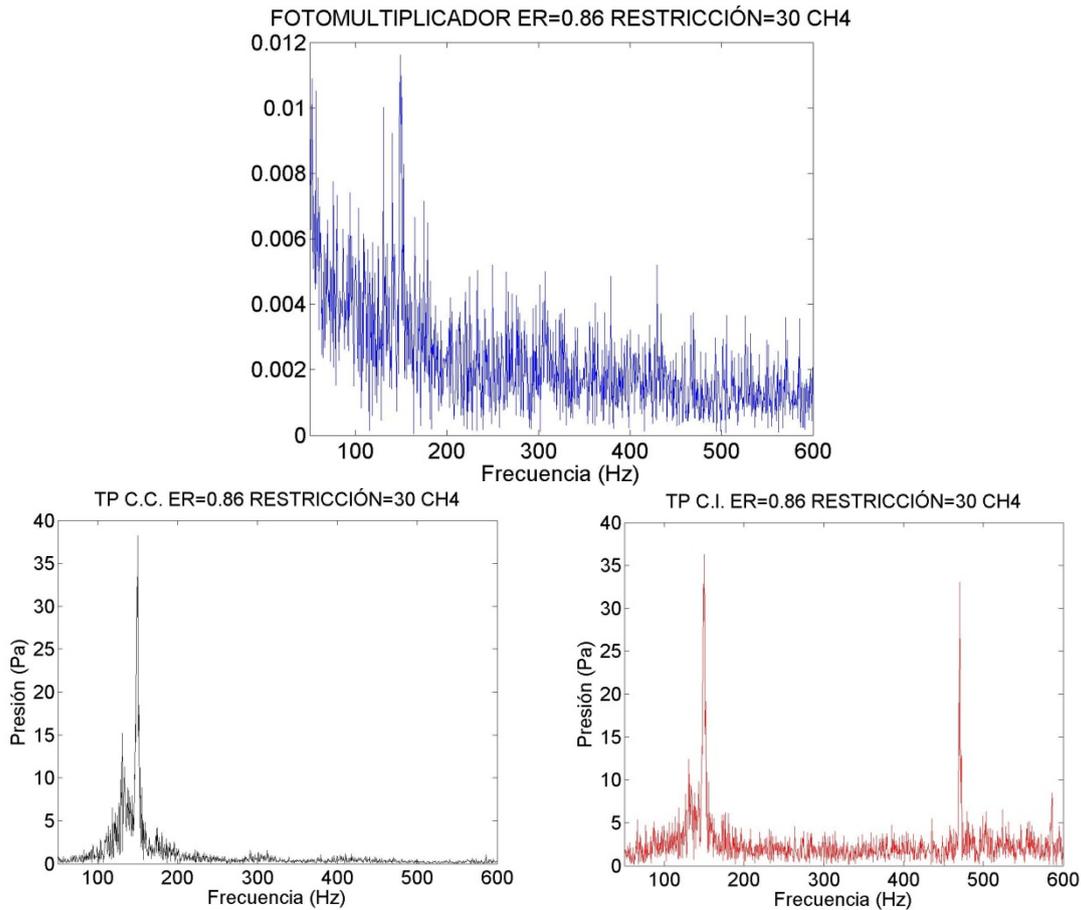


Figura 72: FFTs cámara 90 cm, restricción 30 y CH₄

Analizando los datos experimentales observamos que para este caso (CH₄ y restricción en 30 vueltas) el proceso de combustión es bastante estable, siendo las presiones a las que vibra la instalación inferiores a 100Pa. Por otro lado tenemos la FFT del fotomultiplicador, la cual muestra que no hay un modo claro de oscilación de la llama. Como ocurre en este caso y ocurrirá en casos venideros, cuando la FFT del fotomultiplicador no muestra un pico claro, sino que muestra muchos picos de similar amplitud, se trata de un caso estable o con inestabilidad débil, hecho que dificulta el análisis.

Cabe destacar que, al igual que en la cámara de 125 cm, el conducto de inyección tiene un modo propio de oscilación no termo-acústico. Se trata de un modo acústico en 470Hz aproximadamente, el cual no tiene rastro ni en la señal de presión en la cámara de combustión ni en la señal proporcionada por el fotomultiplicador.

Por otro lado hay un modo de oscilación a frecuencia más baja con respecto al modo más fuerte el cual oscila a 130Hz aproximadamente. Este modo queda enmascarado por el modo principal de 148Hz.

3.1.1.2 Resultados del modelo.

Tabla 22: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	CH ₄	Restricción	30	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	147.89	-125.36		-0.61
0.92	148.64	-140.63		0.64
0.86	153.51	-147.05		4.51
0.80	157.44	-155.41		7.94
0.72	145.75	-156.89		-0.75
0.66	124.75	-68.34		10.25

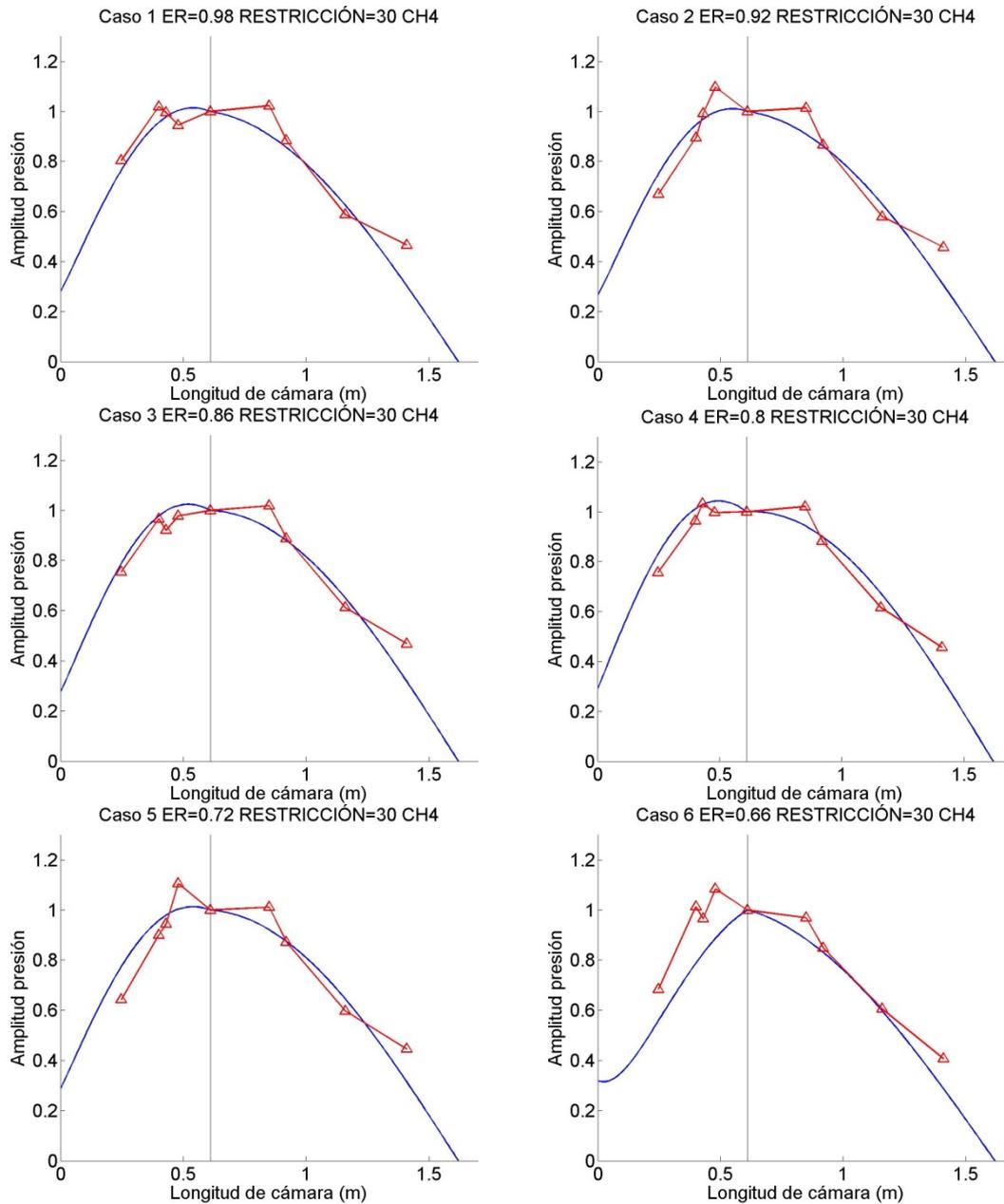


Figura 73: Resultados del modelo de presión.

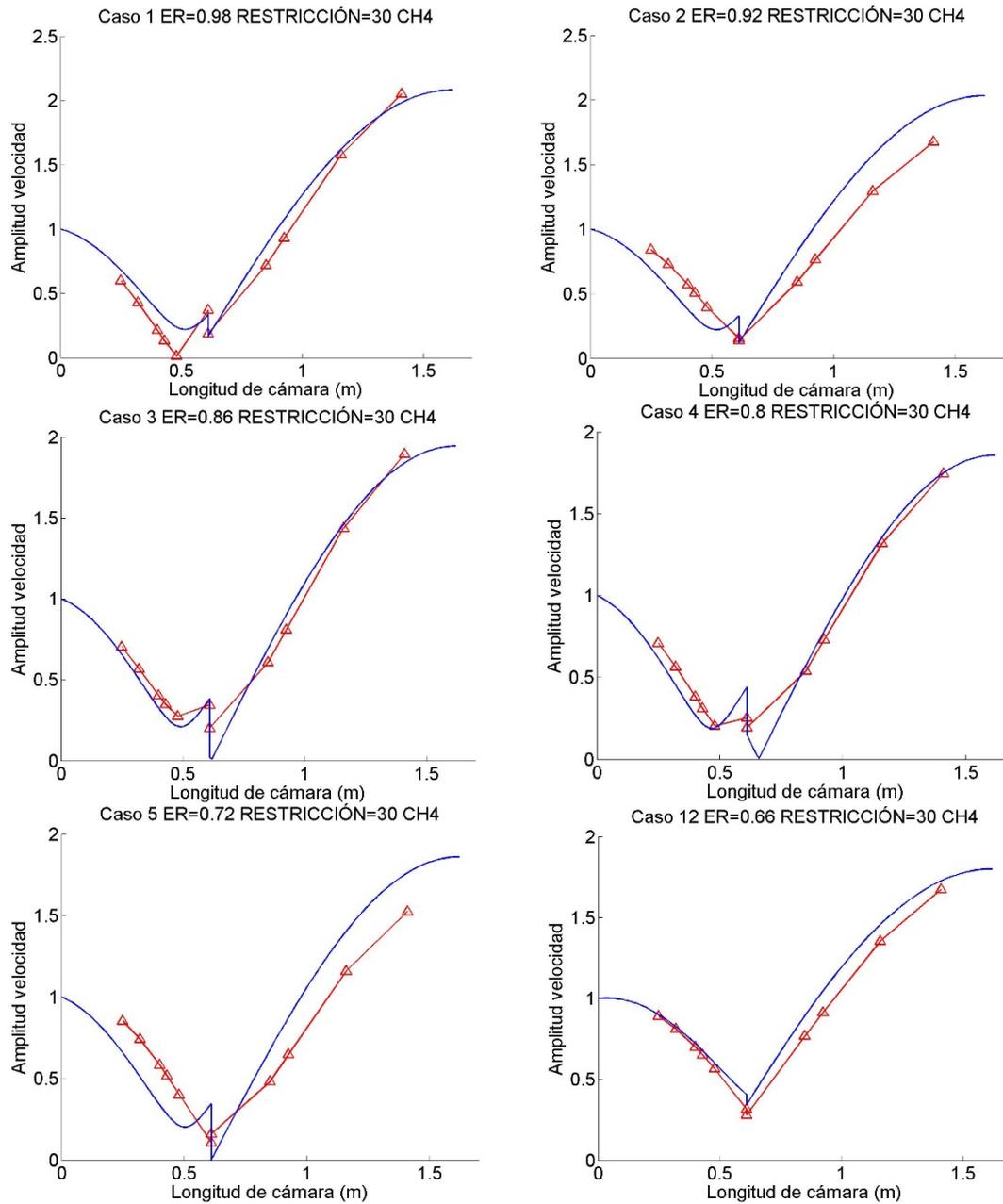


Figura 74: Resultados del modelo de velocidad.

En la Tabla 22 se muestran los datos obtenidos por el modelo para este caso, en la cual se puede observar que ha habido una desviación entre el valor experimental y el valor teórico de unos 4 Hz. Sin embargo cabe destacar que experimentalmente se registran dos modos y el modelo solo registra un modo el cual está entre medio de ambos modos.

Aunque no esté representado en la Tabla 22 el modelo detecta un modo inestable en 470Hz. Este modo se corresponde con el modo de vibración propio del conducto anular que se puede ver en la FFT (Figura 72).

En la Figura 73 se muestran los perfiles obtenidos por el modelo de presión. En este caso el ajuste a los datos experimentales es bastante bueno tanto en el conducto anular como en la cámara de combustión.

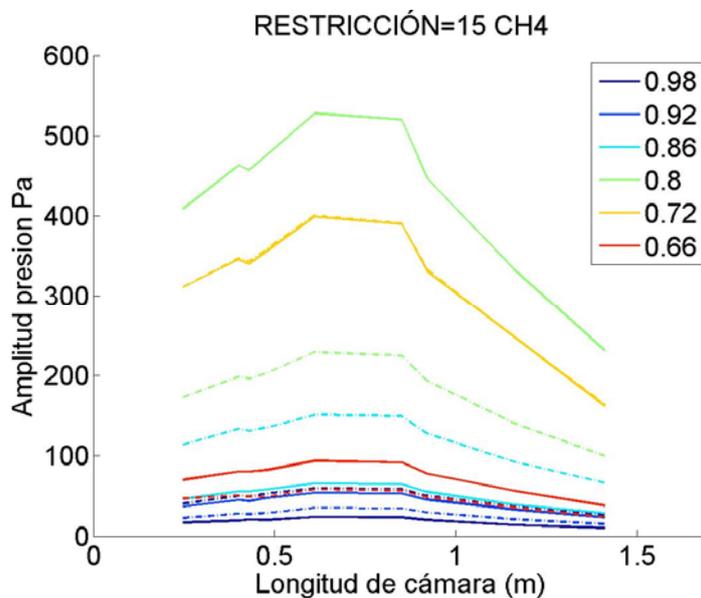
En la Figura 74 se muestran los resultados obtenidos por el modelo de velocidad. Como se aprecia, las líneas azules son las correspondientes a las curvas teóricas y las rojas a lo calculado experimentalmente. Observando las gráficas obtenidas vemos que el modelo se ajusta a grandes rasgos a los datos experimentales. El motivo de las desviaciones se desconoce a ciencia cierta. Puede ser debido a imprecisión bien en el modelo o bien a una desviación en el proceso de cálculo del perfil de velocidad. Como ya se ha dicho anteriormente, el perfil experimental de velocidades no se calcula de forma directa, sino que se extrapola de otros datos, por lo tanto hay desviaciones de la realidad en ambos perfiles que no permiten decir que un perfil sea exacto y otro presente errores.

3.1.2 Restricción 15.

En este apartado se analizan los datos obtenidos para una restricción de 15 vueltas, lo cual correspondería a que la inyección empezaría a estar levemente obstruida.

3.1.2.1 Datos experimentales.

Tabla 23: Frec. Experimentales.



Restricción	15
Combustible	CH ₄
ER	Frecuencia (Hz)
0.98	134.5
0.92	129
0.86	146
0.80	145.5
0.72	131.5
0.66	119.5

Figura 75: Datos experimentales de p' .

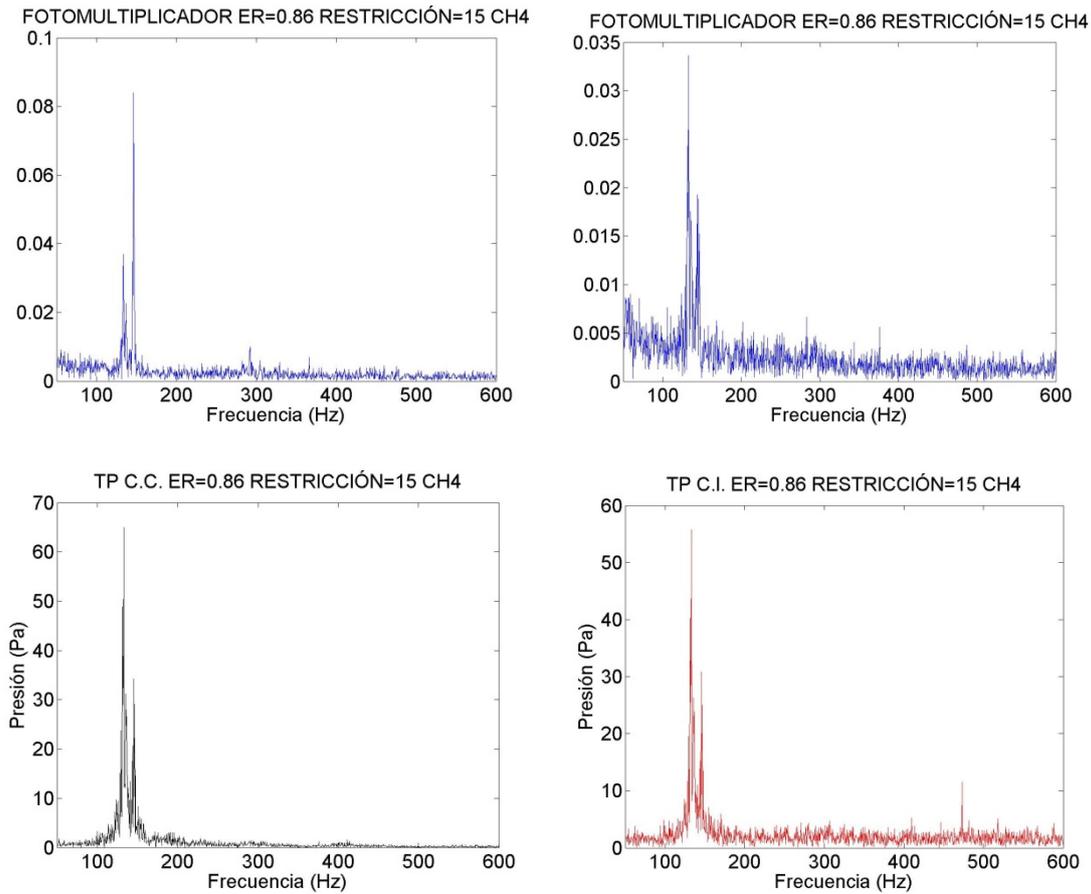


Figura 76: FFTs cámara 90 cm, restricción 15 y CH₄.

Si prestamos atención a los datos experimentales vemos que para esta condición de operación tenemos de nuevo inestabilidad. La inestabilidad se aprecia tanto en la fluctuación de presión, la cual es más elevada que en el anterior caso como en las FFT, las cuales son mucho más marcadas.

Analizando las FFT nos damos cuenta de que la instalación tiene dos modos de vibración. Observando la Figura 76 vemos que en todas las imágenes de FFT hay dos modos muy cercanos el uno del otro, 133Hz y 146Hz respectivamente, predominando el segundo sobre el primero para ER=0.86. Ambos modos son detectados por el modelo de frecuencia para este caso.

Las dos imágenes correspondientes al fotomultiplicador de la Figura 76 son del mismo experimento realizado dos veces. La diferencia está en que en una de ellas predomina un modo y en otra predomina el otro. En cualquier caso el modo de frecuencia más baja es de igual amplitud en cualquiera de los casos, el único que cambia de amplitud es el modo segundo. Este cambio de comportamiento de un experimento a otro puede ser debido a que la cámara de combustión pudiera estar a distinta temperatura de un ensayo a otro así como que el caudal pudiera no estar perfectamente igual en ambas repeticiones (0.25% de error).

3.1.2.2 Resultados del modelo.

Tabla 24: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	CH ₄	Restricción	15	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	128.75	-320.38		-5.75
0.92	131.38	-339.87		2.38
0.86	136.25	-266.67		-9.75
0.80	144.75	-151.51		-0.75
0.72	137.25	-246.40		5.75
0.66	131.75	-272.03		12.25

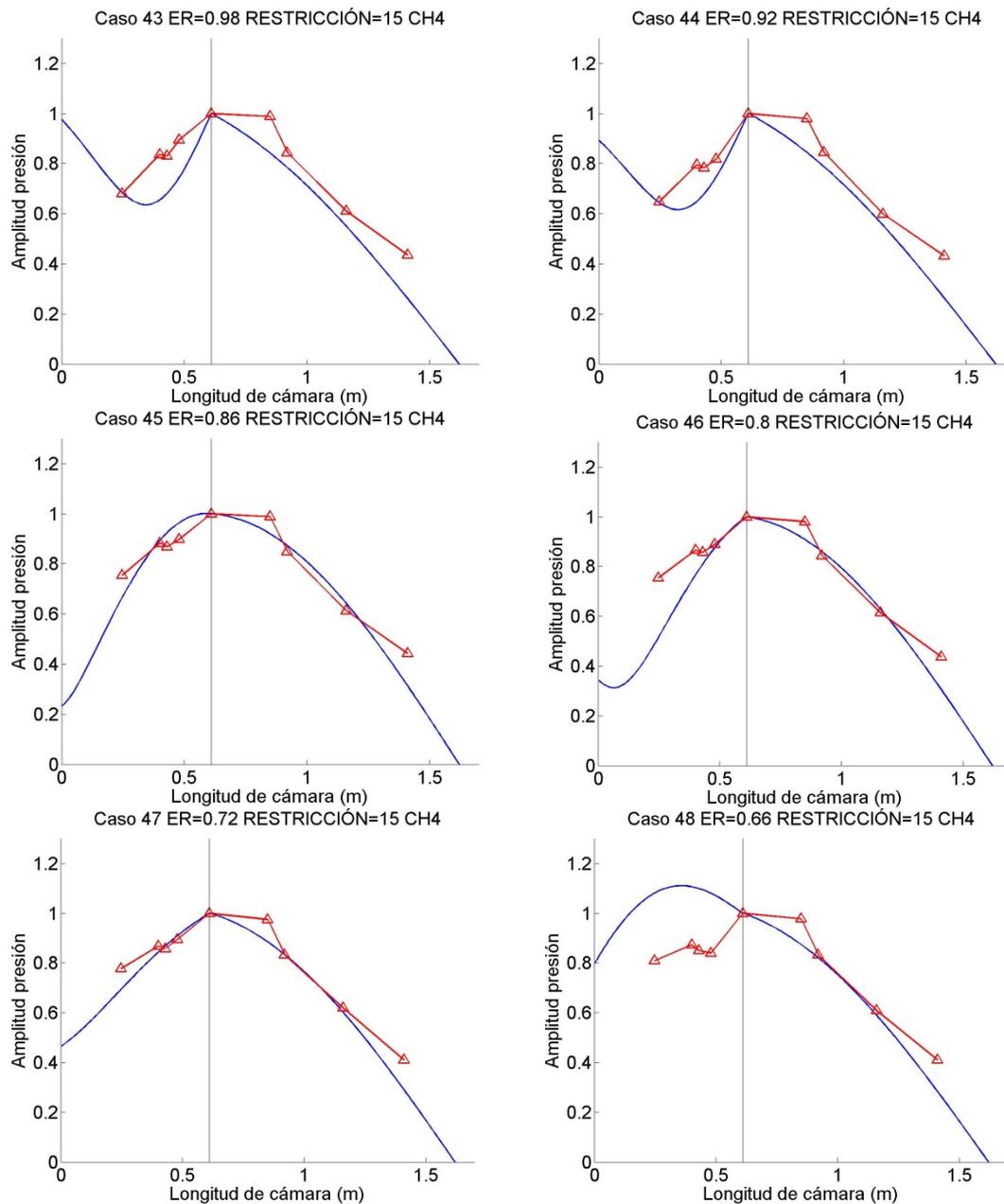


Figura 77: Resultados del modelo de presión.

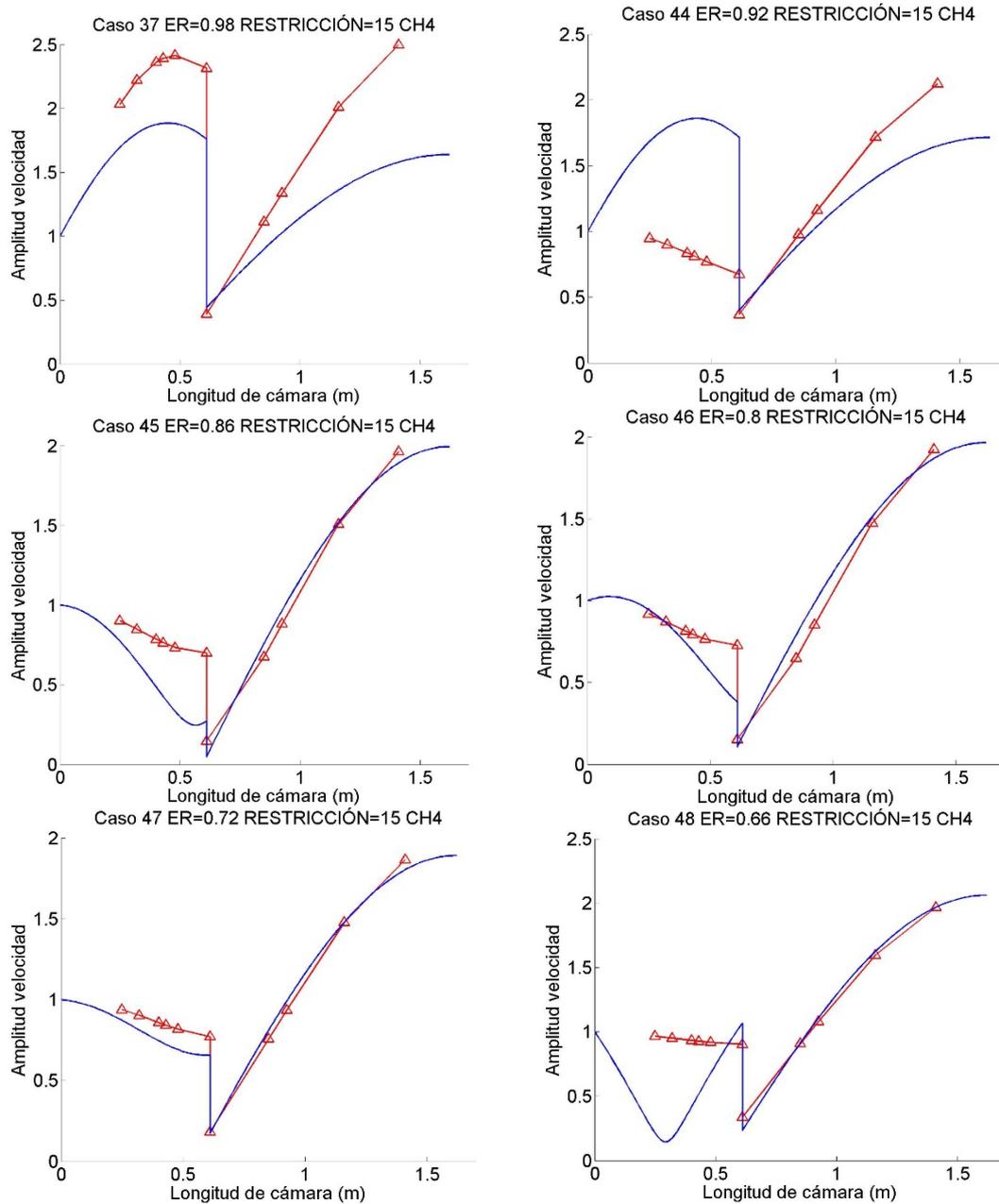


Figura 78: Resultados del modelo de velocidad.

Los datos obtenidos por el modelo (Tabla 24) son bastante buenos para este caso dado que la desviación de los datos experimentales y los datos teóricos es mínima, del orden de los 6 Hz de media. También destacar que el modelo encuentra otros modos inestables cercanos entre sí al igual que en los datos que arroja la FFT.

En lo relativo al modelo de presión (Figura 77) se muestra como se ajusta de manera bastante buena la presión teórica a la experimental. En este caso la inestabilidad ha sido lo

suficientemente fuerte como para que el perfil experimental esté bien definido y el modelo lo pueda predecir con precisión.

Para este caso el caso de ER=0.66 no se ajusta de forma correcta en el conducto de inyección, posiblemente debido a que la inestabilidad no era muy fuerte y no había un perfil marcado.

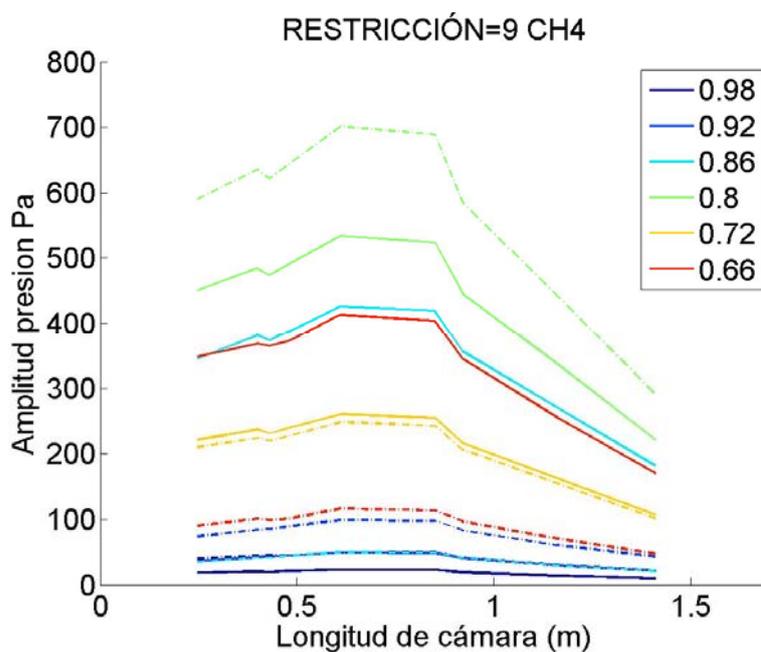
Analizando los datos del perfil de velocidades (Figura 78), observamos que el ajuste para este particular caso es correcto en la cámara de combustión pero no es así en el conducto anular. El punto de aporte de calor se ajusta únicamente de forma cualitativa. Al igual que en el caso del perfil de presión el caso de ER=0.66 no se ajusta bien por el mismo motivo.

3.1.3 Restricción 9.

En este apartado se analizan los datos obtenidos para una restricción de 9 vueltas.

3.1.3.1 Datos experimentales.

Tabla 25: Frec. Experimentales.



Restricción	9
Combustible	CH ₄
ER	Frecuencia (Hz)
0.98	135.5
0.92	133
0.86	134
0.80	135
0.72	132
0.66	122

Figura 79: Datos experimentales de p' .

En lo relativo al perfil de presión obtenido y las frecuencias medidas podemos destacar que para una gran mayoría de casos hay inestabilidad dado que las fluctuaciones de presión son importantes.

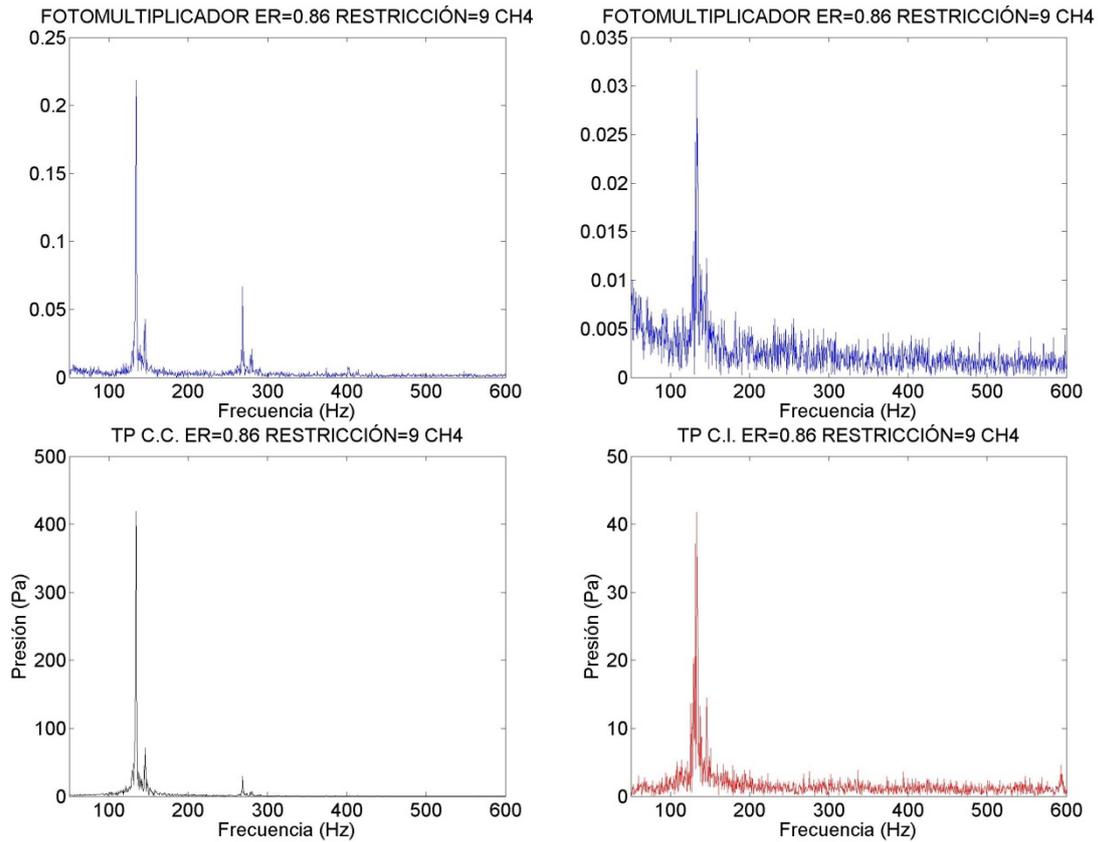


Figura 80: FFTs cámara 90 cm, restricción 9 y CH₄.

Observando las FFT nos damos cuenta de que nuevamente hay diferencia entre las dos repeticiones del mismo experimento. En la primera imagen de la Figura 80 hay una clara inestabilidad mientras que la segunda a penas registra fluctuación en la entrega de calor. Este fenómeno puede ser debido nuevamente a que la cámara pudiera estar a distinta temperatura o que el caudal de aire no fuera exactamente el mismo en ambos experimentos. El error de este último parámetro sería inferior al 0.25%.

Dejando a un lado el caso en que no hay inestabilidad y centrándonos en el que sí que la hay: las FFT nos muestran nuevamente que el modo principal de vibración predomina fuertemente sobre el resto, el cual correspondería con el marcado pico en 134Hz aproximadamente. Tanto la primera FFT del fotomultiplicador como la segunda tienen el pico principal a 134Hz. Las FFT nos muestran también el primer armónico que se manifiesta como un pequeño pico en torno a 270Hz.

3.1.3.2 Resultados del modelo.

Tabla 26: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	CH ₄	Restricción	9	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	137.75	-184.46		2.25
0.92	138.25	-195.67		5.25
0.86	139.75	-189.47		5.75
0.80	140.25	-128.77		5.25
0.72	136.75	-137.83		4.75
0.66	131.25	-84.28		9.25

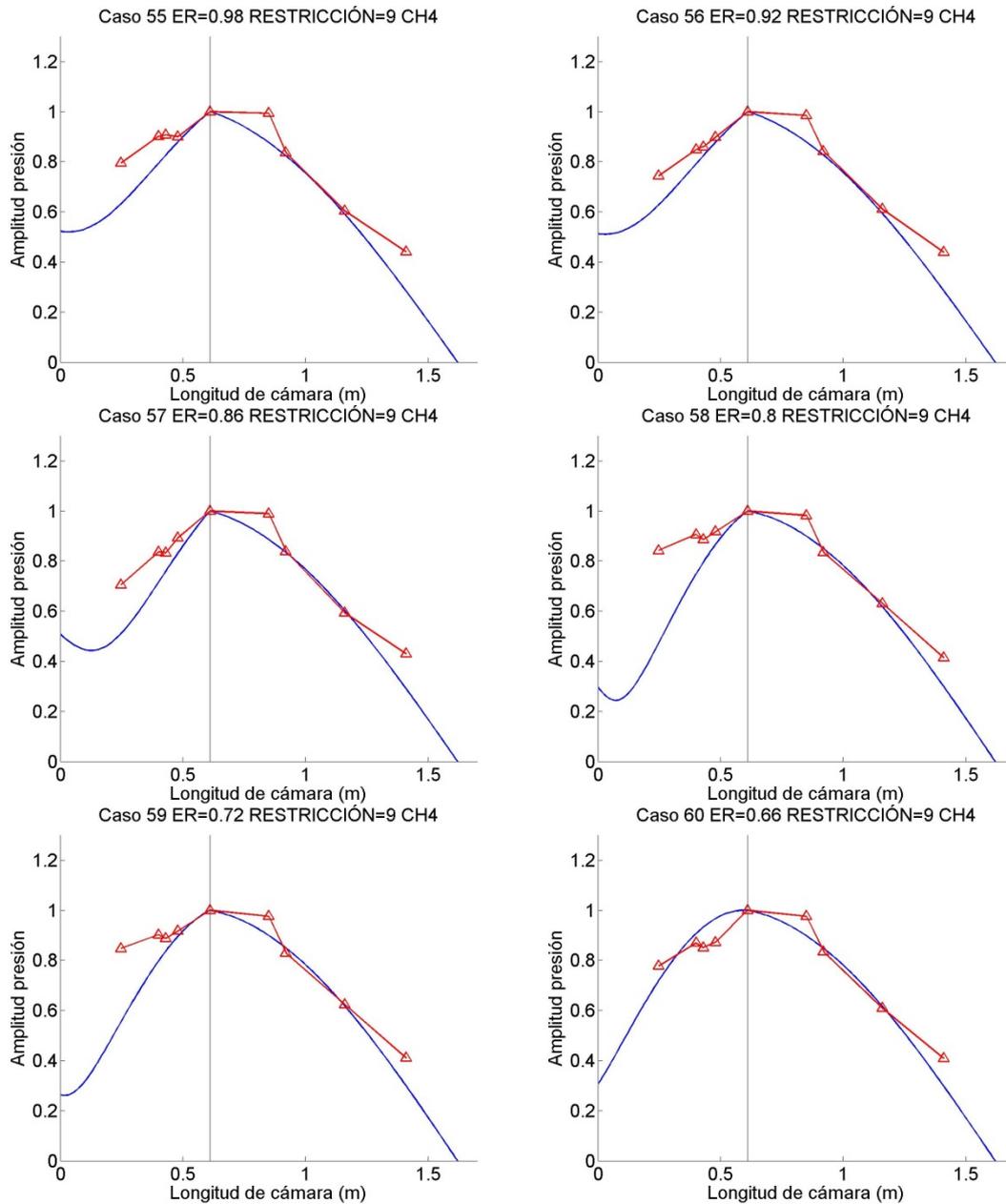


Figura 81: Resultados del modelo de presión.

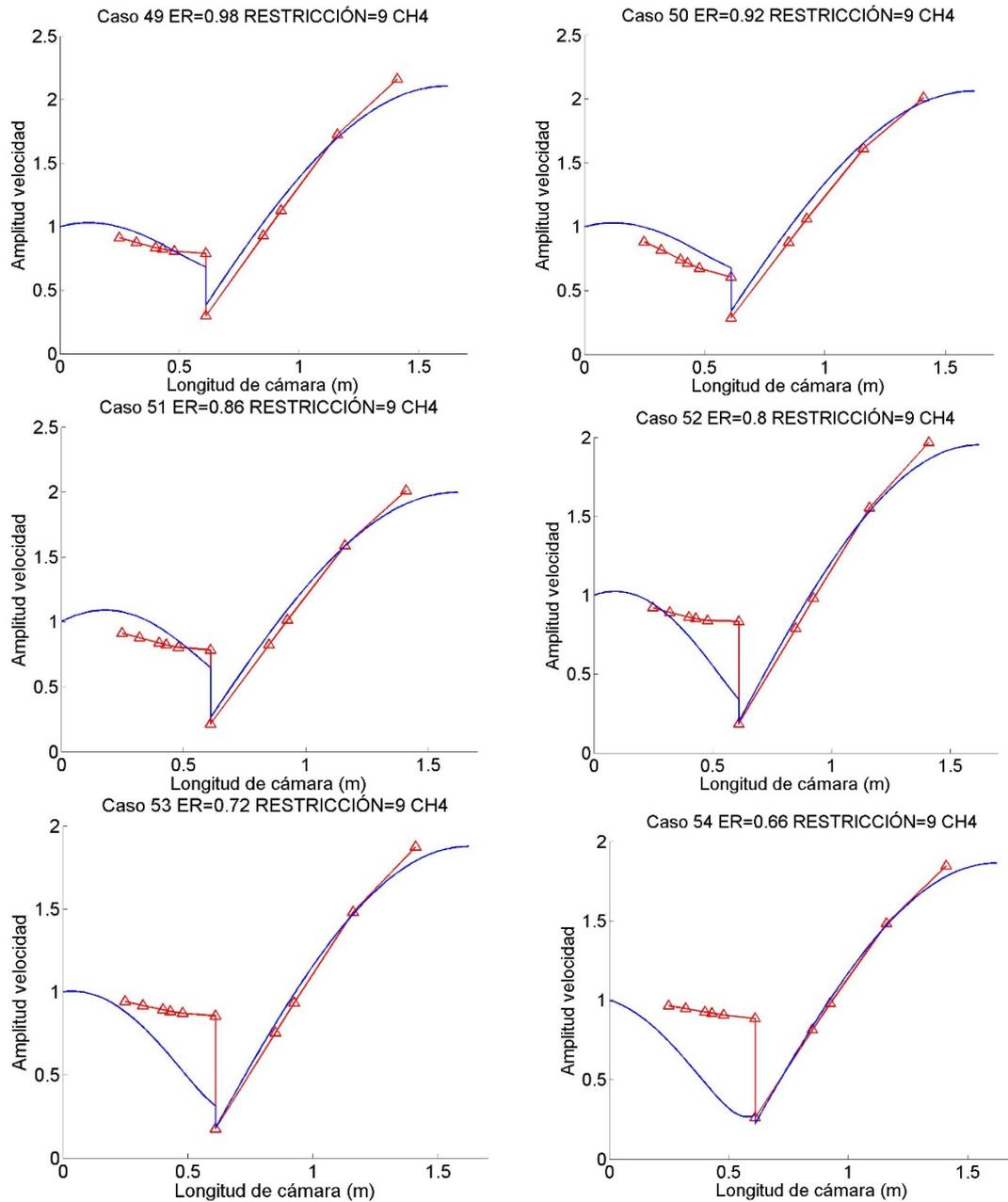


Figura 82: Resultados del modelo de velocidad.

El modelo de frecuencia arroja resultados aceptables para este particular caso dado que obtiene una desviación promedio de 8Hz, lo cual es verdaderamente positivo dado que es el caso que peor se ajusta a los datos teóricos.

Si nos centramos nuevamente en el modelo de presión, este se ajusta bastante bien a los valores experimentales, en especial en la cámara de combustión. No tanto así en el conducto anular en la que cuanto más cerca de la entrada al mismo peor es el ajuste de los datos teóricos sobre los experimentales.

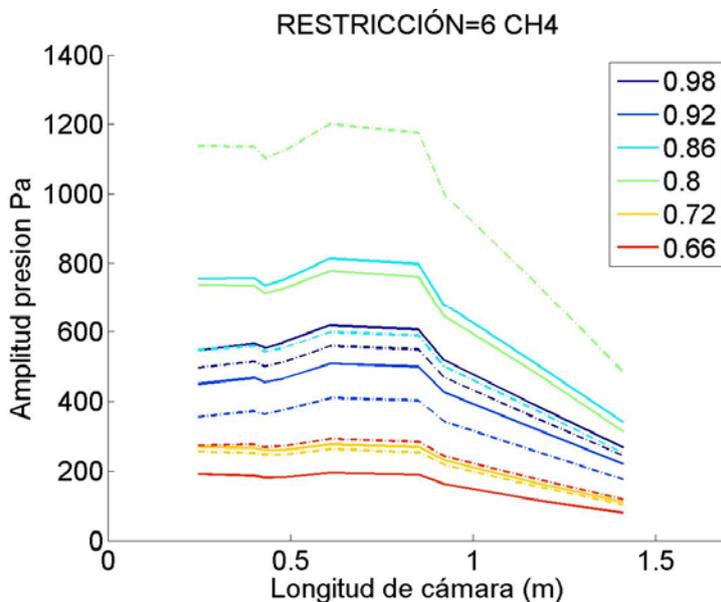
Al igual que los casos que llevamos analizados, en esta ocasión el perfil de velocidades teórico se ajusta al perfil experimental para las tres primeras relaciones de equivalencia. En los casos de ER=0.80 y ER=0.72 el perfil teórico se ajusta bien para la cámara de combustión, pero para el tramo de inyección y el punto de aporte de calor no es así. Nuevamente se desconoce el origen de tal desviación. El caso de ER=0.66 como ya viene ocurriendo es un caso estable o con poca inestabilidad y no tiene interés en este trabajo.

3.1.4 Restricción 6.

En este apartado se muestran los datos obtenidos para una restricción de 6 “vueltas”.

3.1.4.1 Datos experimentales.

Tabla 27: Frec. Experimentales.



Restricción	6
Combustible	CH ₄
ER	Frecuencia (Hz)
0.98	134.5
0.92	134.5
0.86	136
0.80	134.5
0.72	123
0.66	121.5

Figura 83: Datos experimentales de p' .

A medida que la restricción a la entrada de la instalación se va haciendo mayor la amplitud absoluta de la fluctuación de presión en el conducto anular se hace mayor, pareciéndose así cada vez más a un cuarto de onda correspondiente a un tubo cerrado por un extremo y abierto por otro.

En lo relativo a la amplitud, para este caso esta es mayor dado que hay inestabilidad en todos los casos.

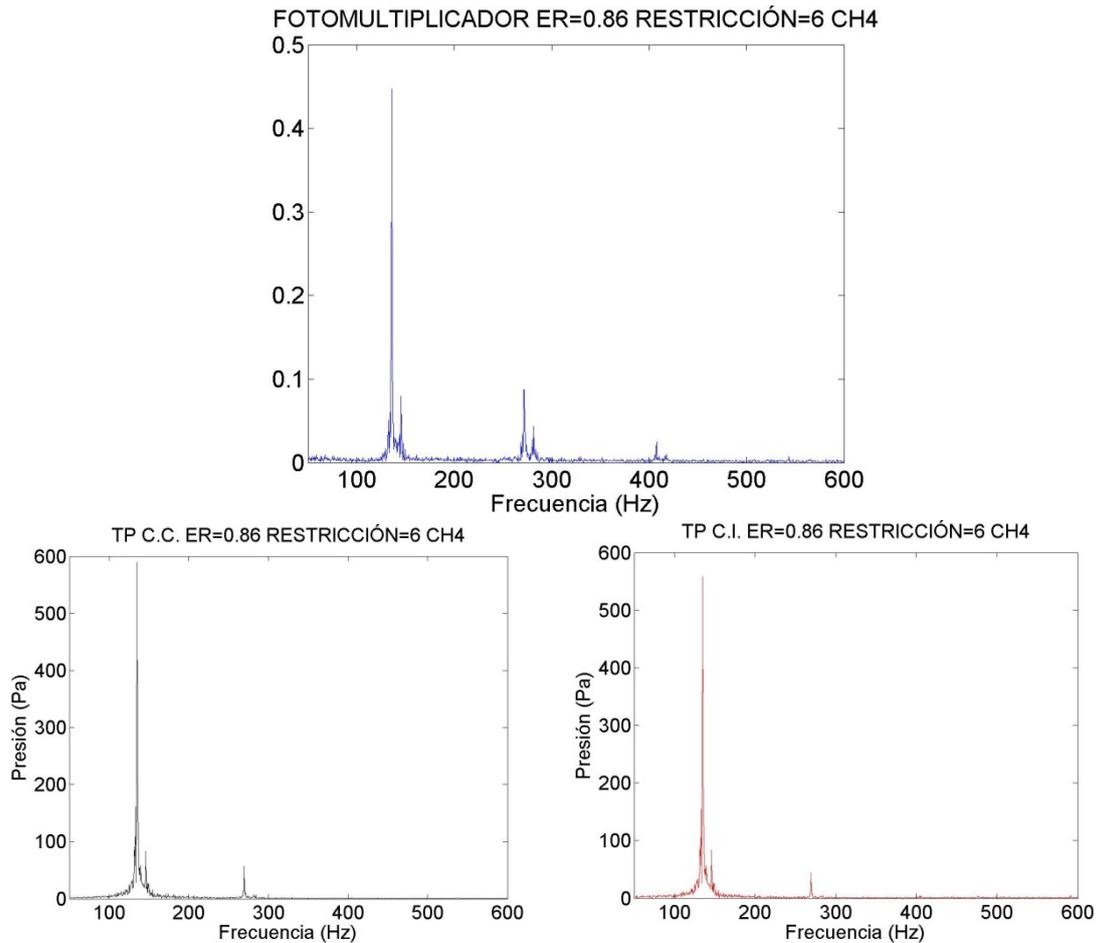


Figura 84: FFTs cámara 90 cm, restricción 6 y CH₄.

En la Figura 84 se observa como el fotomultiplicador registra una fuerte inestabilidad en torno a los 140Hz así como el primer y el segundo armónico en torno a 280 y 420Hz respectivamente.

Por otro lado tanto la cámara, al igual que el conducto anular, registran exactamente lo mismo que el fotomultiplicador, con la única excepción de que el primero vuelve a tener un modo propio en torno a 480Hz, sin embargo este es inapreciable dado que los otros modos son mucho mayores que este con lo cual no tiene relevancia alguna.

3.1.4.2 Resultados del modelo.

Tabla 28: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	CH ₄	Restricción	6	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	142.60	-182.32		8.10
0.92	143.98	-204.53		9.48
0.86	139.73	-16.25		3.73
0.80	139.73	-16.25		5.23
0.72	136.25	-208.72		13.25
0.66	126.47	-292.57		4.97

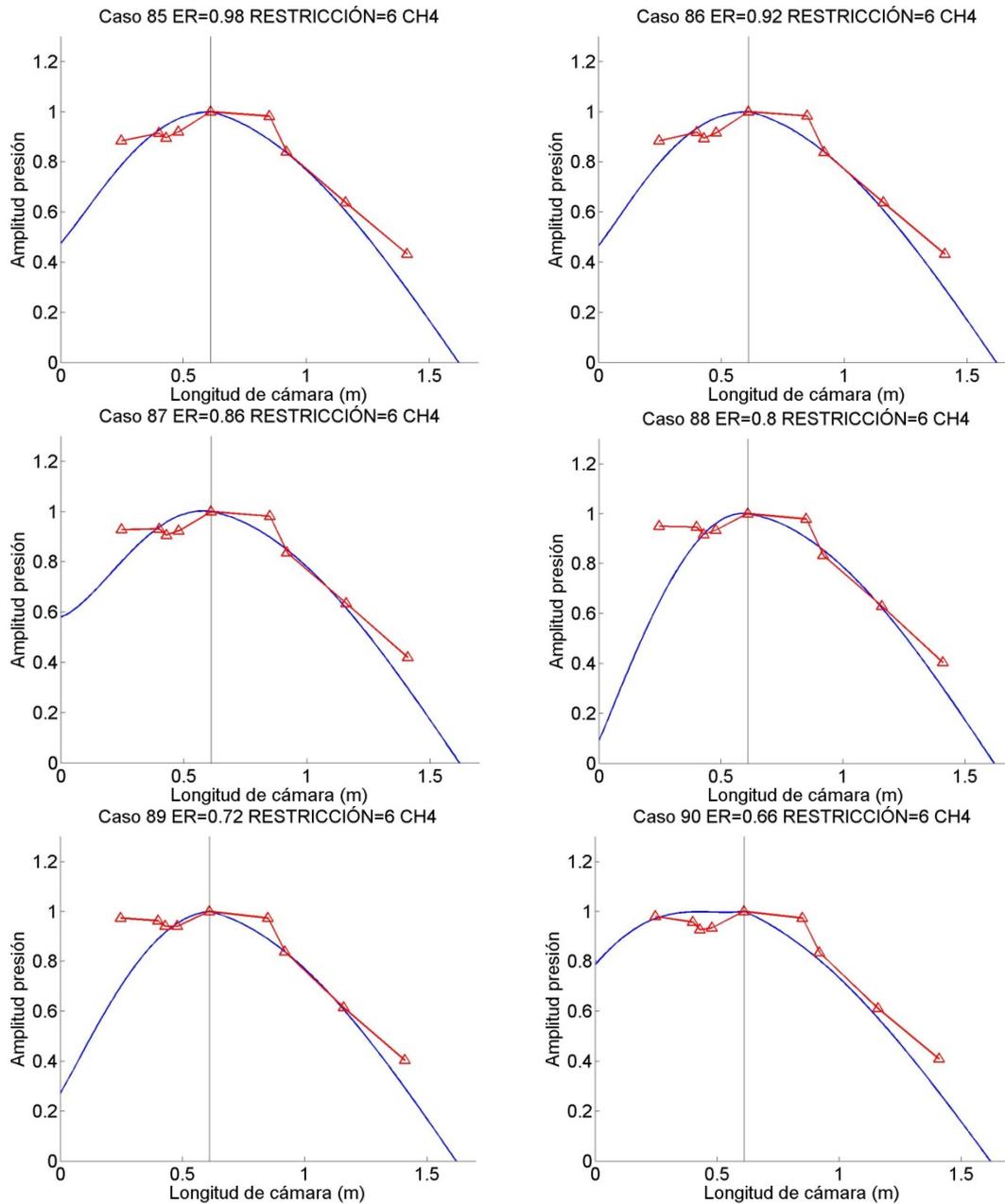


Figura 85: Resultados del modelo de presión.

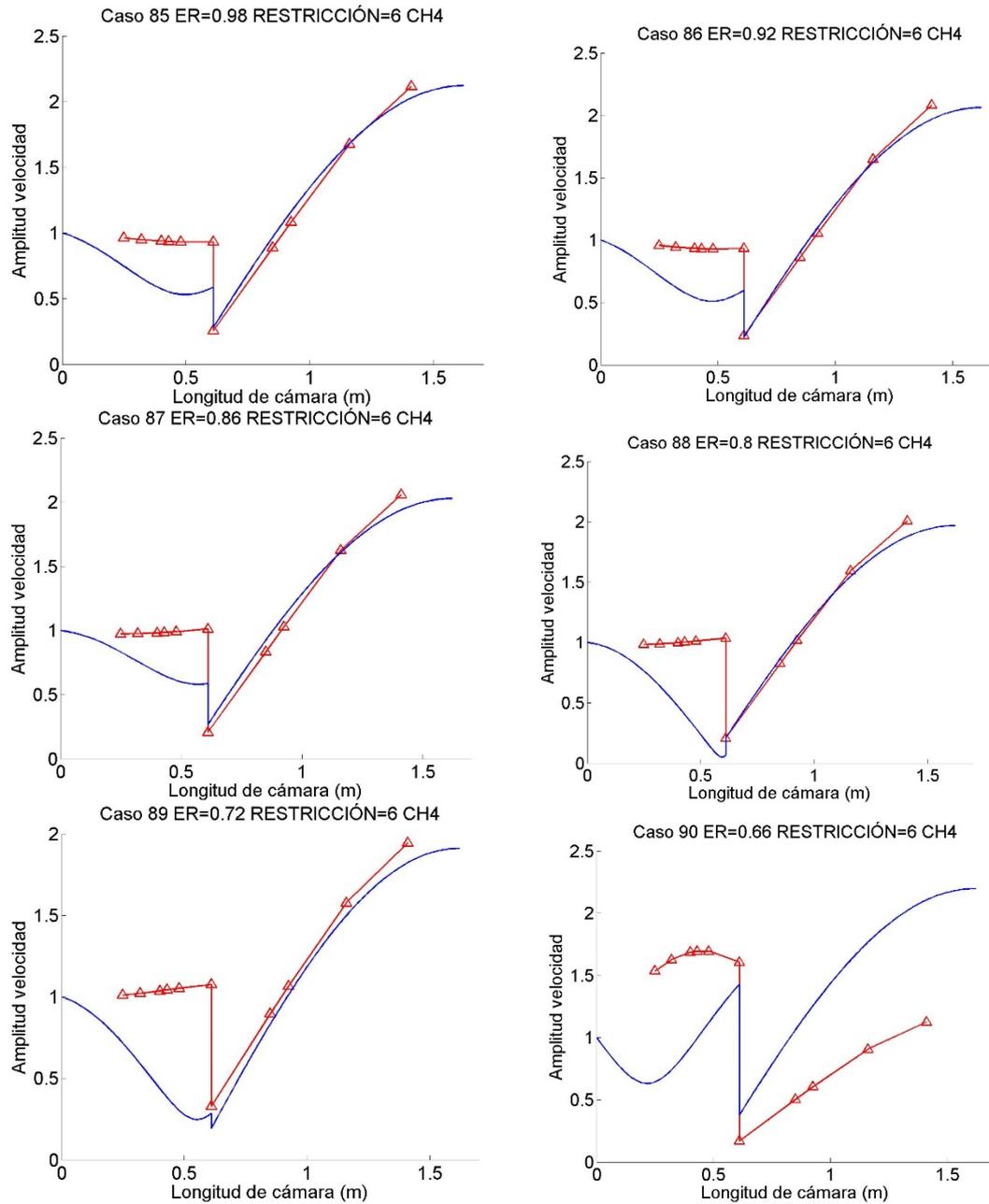


Figura 86: Resultados del modelo de velocidad.

Los resultados obtenidos por el modelo de frecuencia son buenos. El modelo se desvía una media de 7 Hz respecto de la frecuencia experimental del sistema. En estos resultados cabe destacar que el caso ER=0.72 es el que más desviación ha tenido con 13 Hz. El resto de los casos se comportan correctamente.

El modelo de presión vuelve a comportarse bien nuevamente aunque en esta ocasión en el primer tramo la desviación del TP1 es mayor que en anteriores casos, pero aún con todo resulta aceptable.

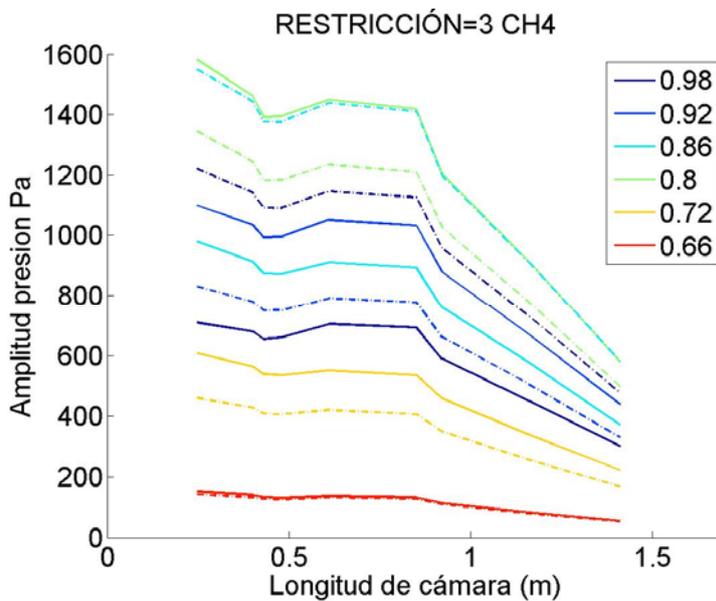
Los resultados del modelo de variación de velocidad (Figura 86) no se corresponden con los valores experimentales para el tramo de inyección. En este caso, los valores teóricos quedan de nuevo por debajo de los valores experimentales en la mayor parte del conducto anular. En el punto de aporte de calor, para los datos experimentales el modelo predice un salto mucho menor. Nuevamente incidir en que se desconoce qué valor es el verdadero, si el teórico o el experimental.

3.1.5 Restricción 3.

Finalmente en este apartado se estudia el comportamiento de la instalación cuando la restricción es de 3 vueltas, lo que casi se corresponde con unas condiciones de tubo cerrado por un extremo.

3.1.5.1 Datos experimentales.

Tabla 29: Frec. Experimentales.



Restricción	3
Combustible	CH ₄
ER	Frecuencia (Hz)
0.98	135.5
0.92	135
0.86	135
0.80	133.5
0.72	123
0.66	120

Figura 87: Datos experimentales de p' .

Para este caso con una restricción a la entrada tan fuerte, el perfil de presiones se empieza a parecer a un cuarto de onda, tal y como cabría esperar de un tubo cerrado por un extremo.

Se observa que para el caso de ER=0.66 la inestabilidad desaparece o por lo menos se reduce considerablemente, no siendo así para los demás casos.

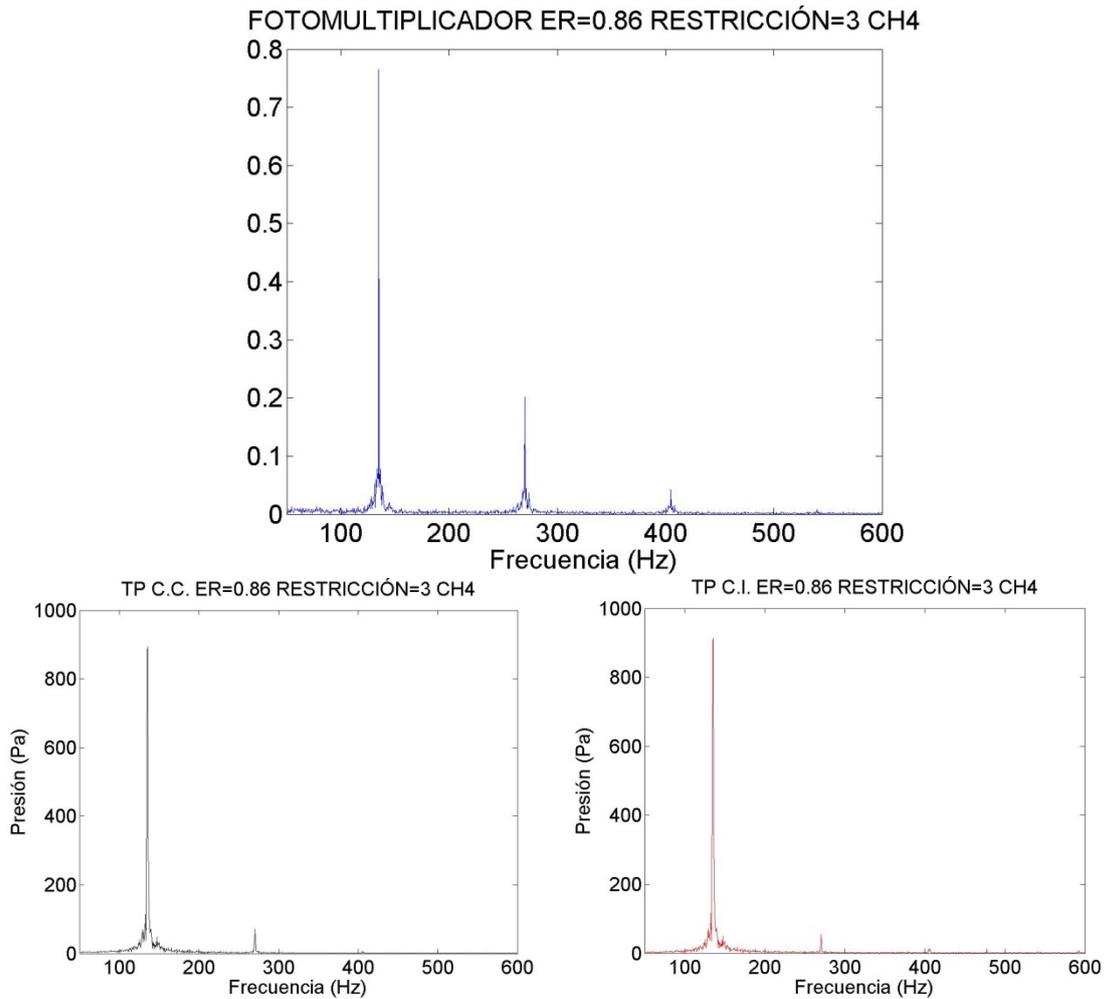


Figura 88: FFTs cámara 90 cm, restricción 3 y CH₄.

En lo respectivo a las FFT, estas muestran los modos de vibración de una forma muy clara. En la FFT del fotomultiplicador se puede apreciar como predomina un modo en 135Hz y como los armónicos se distinguen claramente en 270 y 405Hz.

En el conducto de inyección y en la cámara de combustión los transductores de presión registran exactamente la misma frecuencia que el fotomultiplicador.

El hecho de que la cámara de combustión esté en una inestabilidad fuerte se pone de relieve en que la fluctuación de presión alcanza los 1400 Pa en algunos casos. El análisis de la amplitud de las oscilaciones de presión se lleva a cabo más adelante en el siguiente apartado.

3.1.5.2 Resultados del modelo.

Tabla 30: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	CH ₄	Restricción	3	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	139.25	-213.32		3.75
0.92	139.75	-224.81		4.75
0.86	139.73	-16.25		4.73
0.80	146.99	-472.33		13.49
0.72	134.25	-490.41		11.25
0.66	120.25	-422.47		0.25

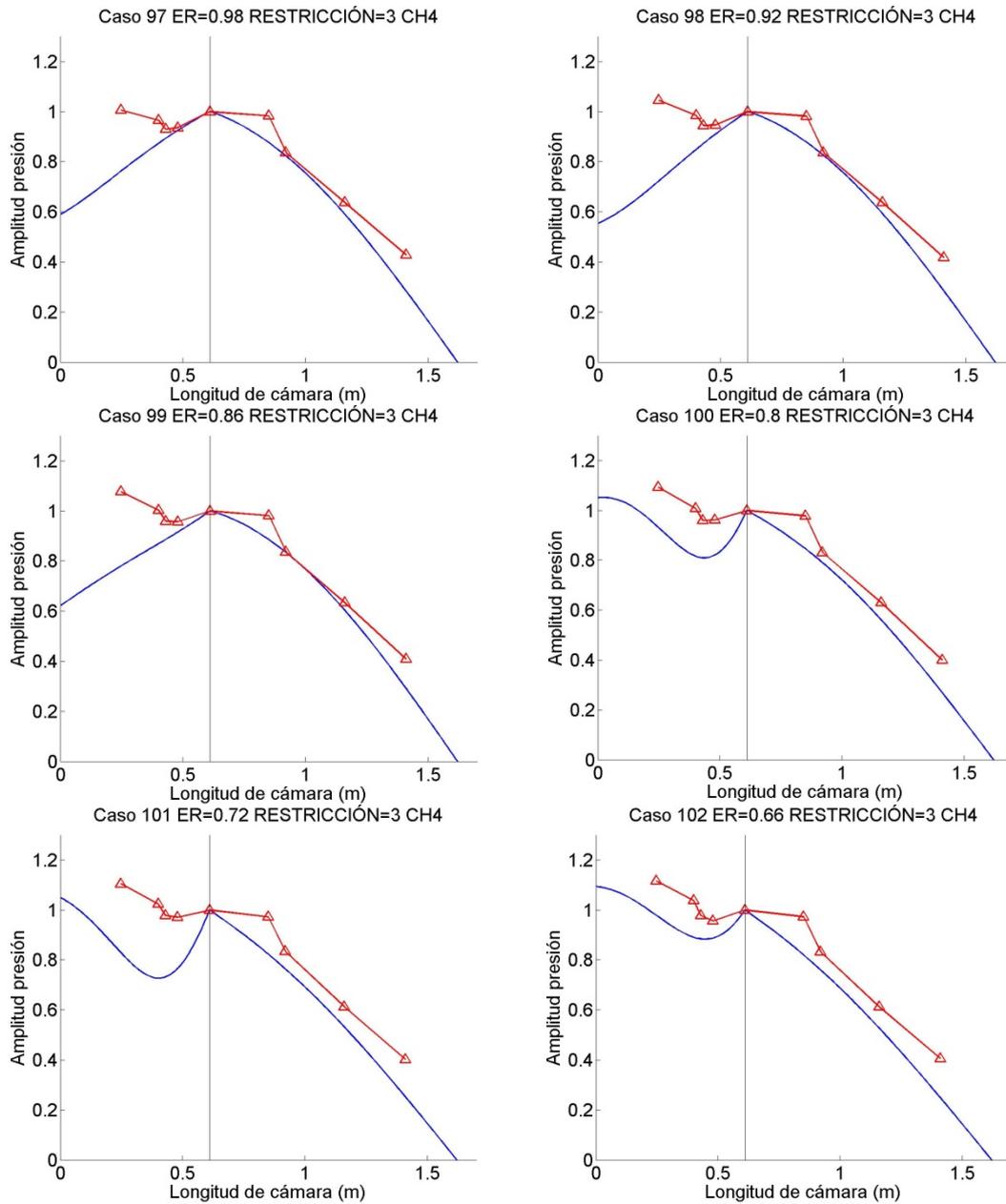


Figura 89: Resultados del modelo de presión.

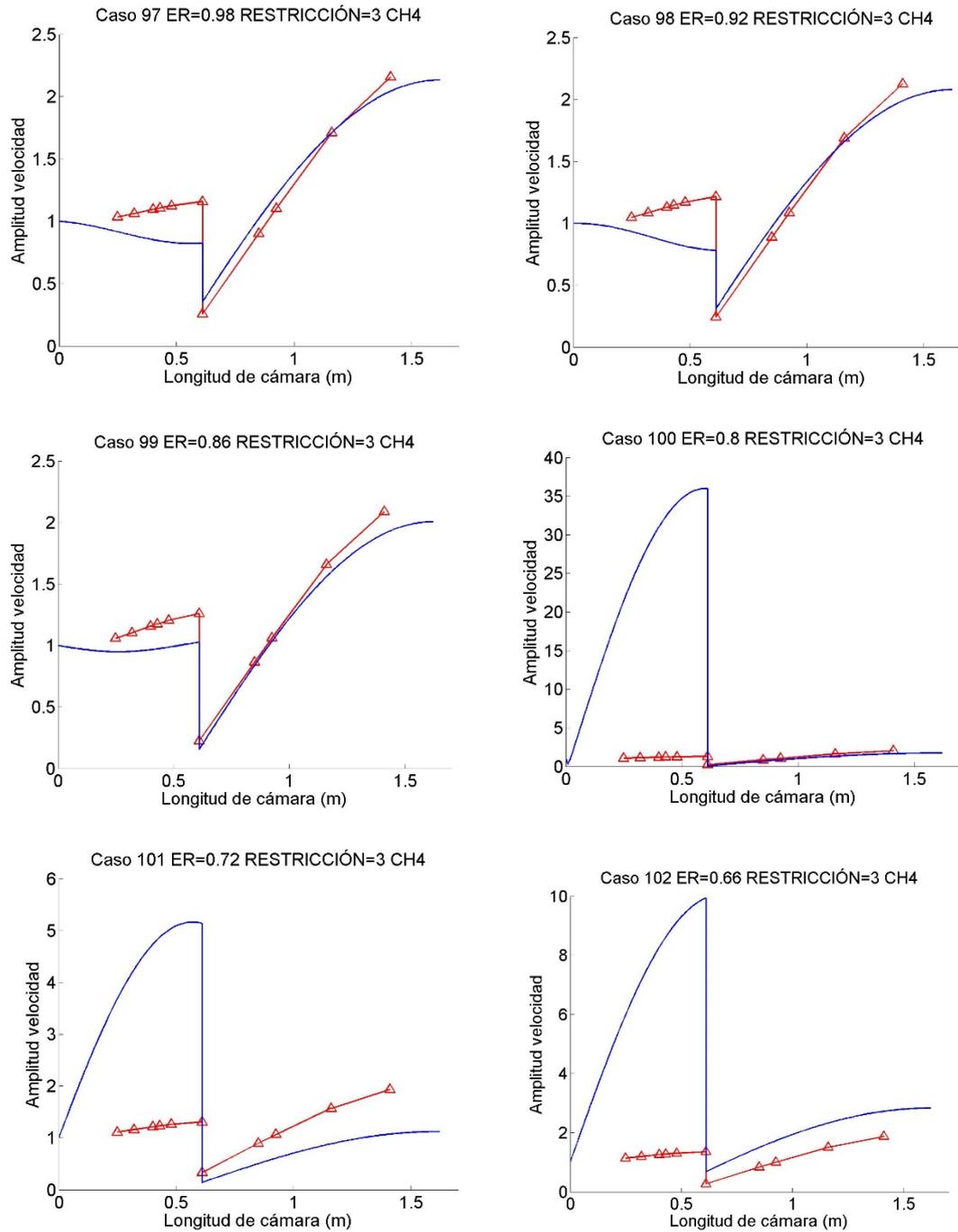


Figura 90: Resultados del modelo de velocidad.

Los datos obtenidos por el modelo de frecuencia son bastante buenos arrojando una desviación promedio de 6 Hz respecto a los valores experimentales. En este caso nuevamente son los casos de ER=0.80 y ER=0.72 lo que peor se comportan desviándose en torno a 11Hz y 13 Hz respectivamente.

El modelo de presión ajusta de forma adecuada para la cámara de combustión. En el caso del conducto anular la desviación es mayor que en los anteriores casos. Esta mayor desviación se desconoce a ciencia cierta.

En esta ocasión el modelo de velocidad ajusta bien el perfil de velocidades en la cámara de combustión pero no es así en el tramo de inyección donde las desviaciones son importantes. En el punto de aporte de calor las desviaciones también son importantes dado que el modelo solo se ajusta cualitativamente en el punto de aporte de calor. En los casos en los el salto es muy grande posiblemente sea debido a que para este caso la normalización sería más apropiada respecto de otro punto.

3.2 Biogás.

3.2.1 Restricción 30.

En este caso se analiza la combustión de biogás con una restricción a la entrada de 30 vueltas. Este grado de apertura en la inyección se asemeja a un tubo abierto por ambos extremos.

3.2.1.1 Datos experimentales.

Tabla 31: Frec. Experimentales.

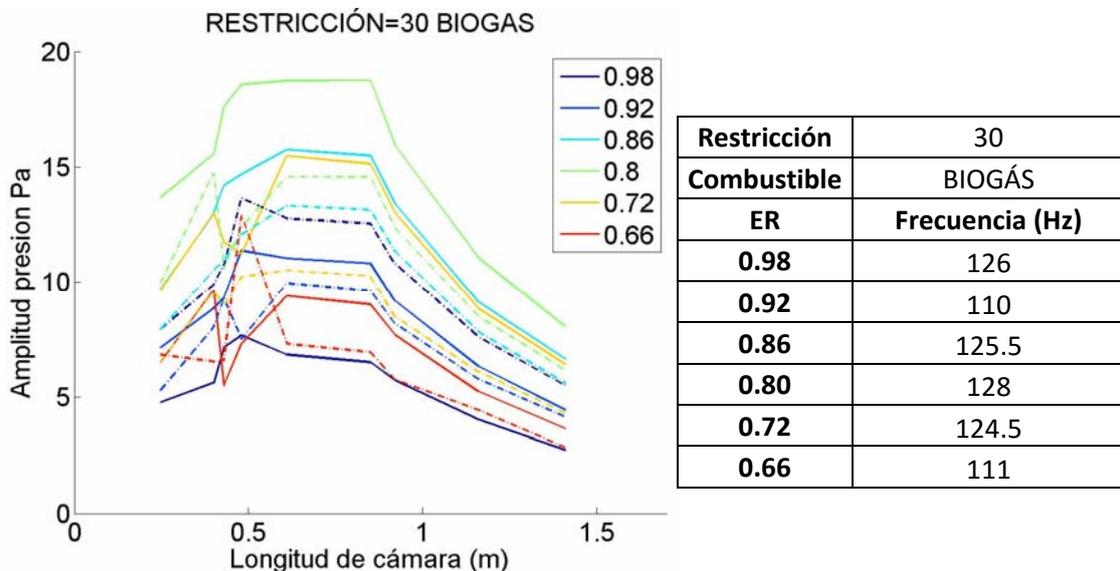


Figura 91: Datos experimentales de p' .

Como se puede apreciar en la Figura 91 apenas hay inestabilidad en este caso, dado que las amplitudes de la presión son muy bajas, del orden de 20 Pa.

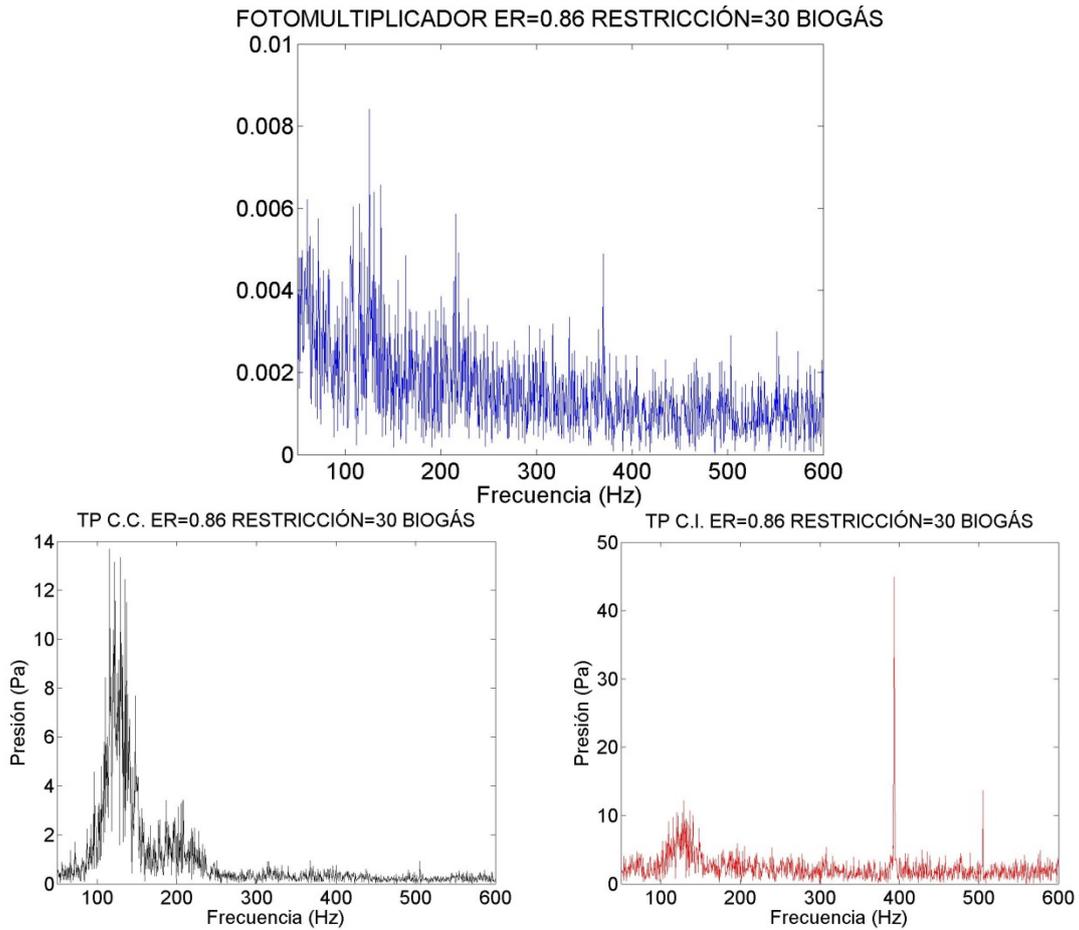


Figura 92: FFTs cámara 90 cm, restricción 30 y biogás.

Como ya se ha indicado analizando el perfil de presiones, estamos ante un caso estable. Hecho que se manifiesta también en las FFT (Figura 92) al no estar bien definidas como en los casos de metano.

En la FFT del conducto anular se observa que alrededor de los 400Hz hay un modo de vibración. Este modo es un modo propio, sin embargo no nos interesa dado que se trataría de un modo únicamente acústico y no termo-acústico dado que la llama apenas responde a él. En cualquier caso pese a que el pico sea mayor que el correspondiente a la llama, este es de tan solo 50Pa.

El hecho de que este modo también aparezca para el biogás da cuenta de que es un modo acústico y no termoacústico puesto que no depende del tipo de combustible.

3.2.1.2 Resultados del modelo.

Tabla 32: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	BIOGÁS	Restricción	30	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	124.25	-35.92		-1.75
0.92	126.78	-36.17		16.78
0.86	125.25	-111.83		-0.25
0.80	123.25	-119.99		-4.75
0.72	127.18	60.07		2.68
0.66	401.25	23.45		-

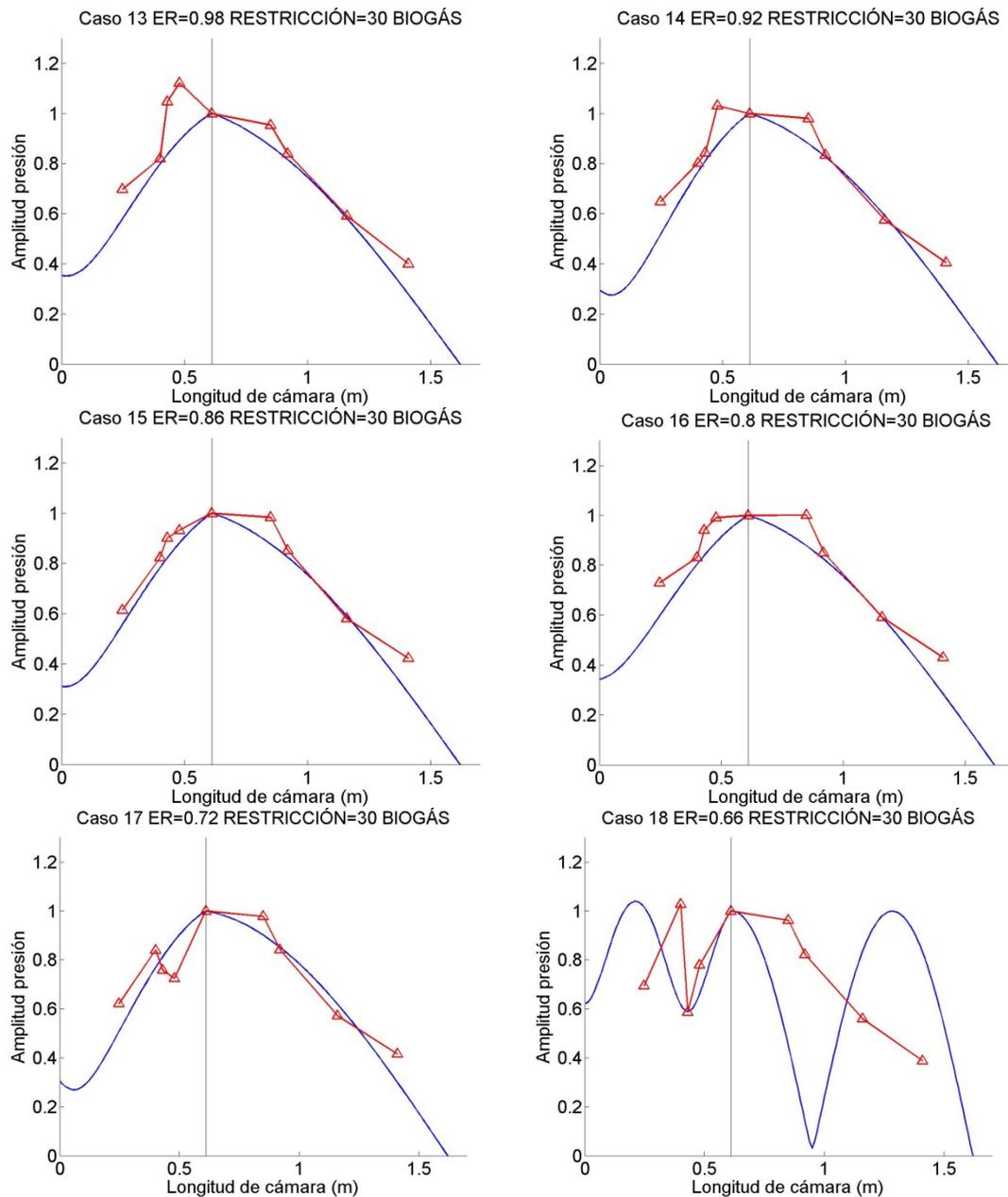


Figura 93: Resultados del modelo de presión.

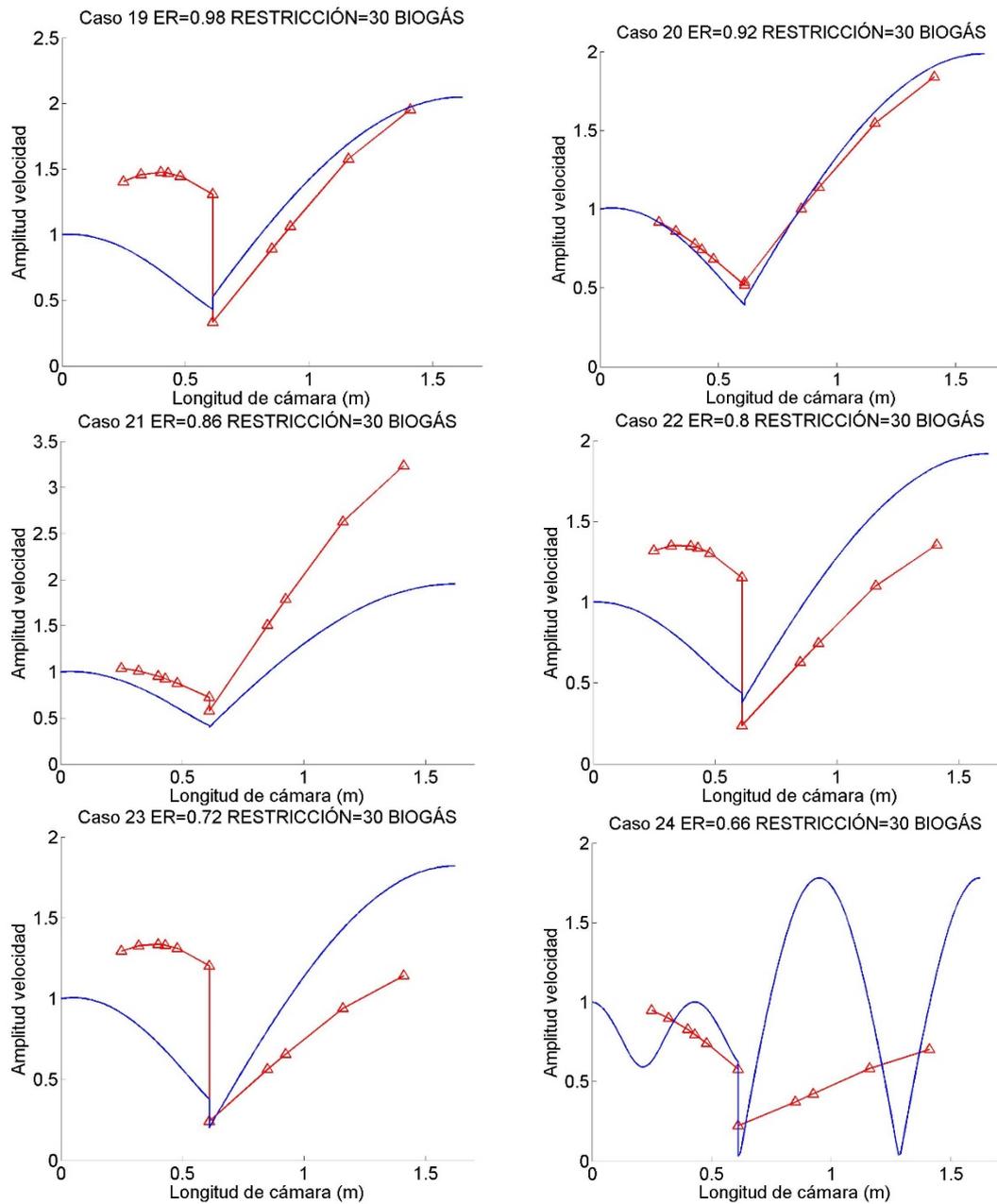


Figura 94: Resultados del modelo de velocidad.

Analizando el modelo de frecuencia se observa que se ajusta tan bien como otros casos a los datos experimentales, teniendo este una desviación promedio de unos 6Hz. No se le da especial importancia a esta desviación dado que se trata de un caso con una inestabilidad débil en la que se alcanza el ciclo límite muy pronto, por lo que la FFT no proporciona un modo de vibración claro.

Analizando el modelo de presión se observa que, en general, funciona bastante bien. En algunos casos hay desviaciones puntuales respecto a los valores experimentales pero

probablemente sea debido a que al tratarse de un caso estable los datos experimentales se han visto afectados por ruido externo. El caso de ER=0.66 no tiene relevancia dado que se trata de un caso estable y ni los valores experimentales ni los del modelo son de relevancia.

En este caso el modelo de velocidad no se ajusta tan bien como en otras ocasiones para la cámara de combustión. Esta desviación puede estar relacionada con el hecho que se trata de un caso con una inestabilidad muy baja por lo que en la práctica el perfil sería prácticamente plano. Por este motivo, los valores experimentales pueden estar afectados por ruido externo y no reproducir de forma clara lo que ocurre en la instalación.

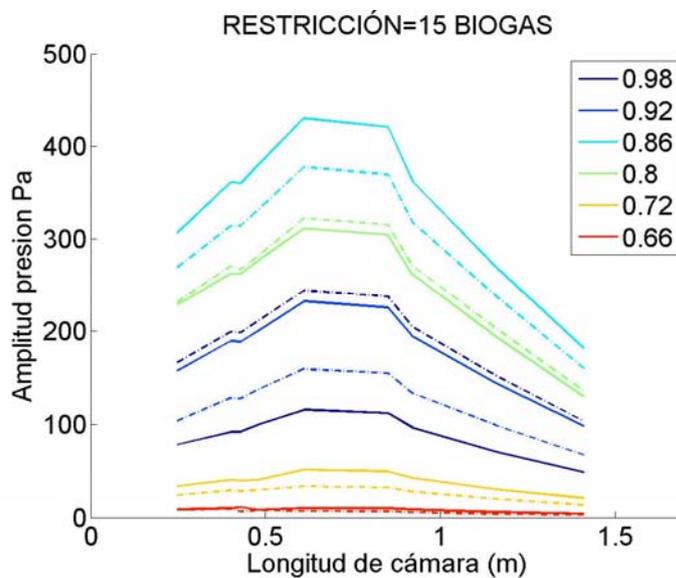
El caso de ER=0.66 no tiene ninguna relevancia dado que se trata de un caso estable.

3.2.2 Restricción 15.

En este caso se analiza la combustión de biogás con una restricción a la entrada de 15 vueltas. Este grado de apertura en la inyección corresponde con un tubo ligeramente bloqueado en la entrada.

3.2.2.1 Datos experimentales.

Tabla 33: Frec. Experimentales.



Restricción	15
Combustible	BIOGÁS
ER	Frecuencia (Hz)
0.98	116
0.92	117.5
0.86	122
0.80	122
0.72	113.5
0.66	117

Figura 95: Datos experimentales de p' .

Los datos arrojados por la Figura 95 ponen de relieve que con esta restricción hay inestabilidad en algunos casos como pueden ser lo de ER=0.92, ER=0.86 y ER=0.8.

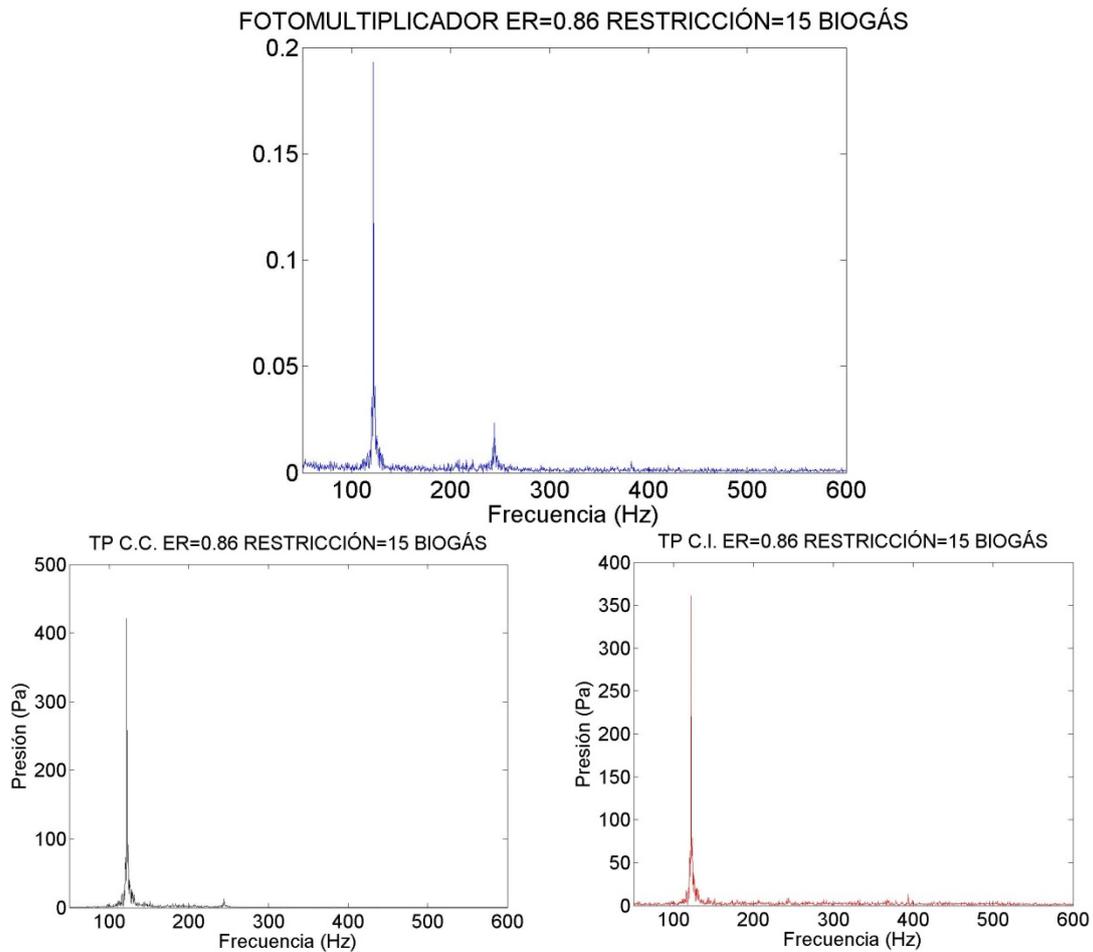


Figura 96: FFTs cámara 90 cm, restricción 15 y biogás.

Analizando la FFT del fotomultiplicador se aprecia que estamos ante un caso inestable dado que muestra un pico muy fuerte en torno a los 122Hz. A su vez se puede ver el segundo armónico en 250Hz aproximadamente.

Las FFT del conducto anular y de la cámara son prácticamente iguales, en ambas se puede ver el modo principal y el segundo armónico, con la única diferencia que en el conducto anular se ve nuevamente un pico en 400Hz, seguramente tratándose del mismo modo propio que ya anteriormente se ha visto. La principal diferencia con los anteriores casos es que este modo propio no tiene ninguna relevancia en comparación con el modo principal.

3.2.2.2 Resultados del modelo.

Tabla 34: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	BIOGÁS	Restricción	15	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	114.75	-311.34		-1.25
0.92	117.25	-332.32		-0.25
0.86	117.75	-346.43		-4.25
0.80	131.25	-308.72		9.25
0.72	124.75	-120.56		11.25
0.66	369.75	27.75		-

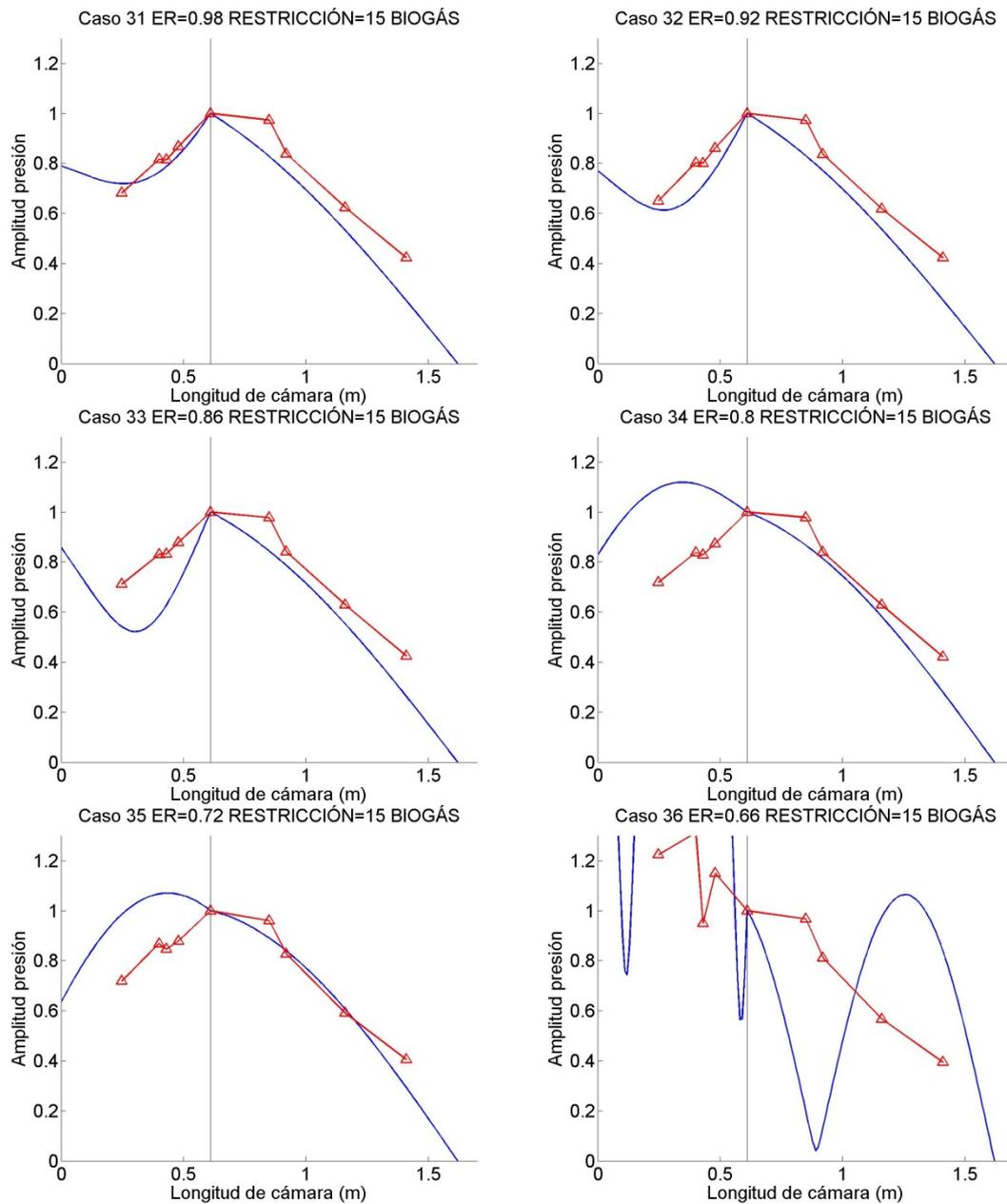


Figura 97: Resultados del modelo de presión.

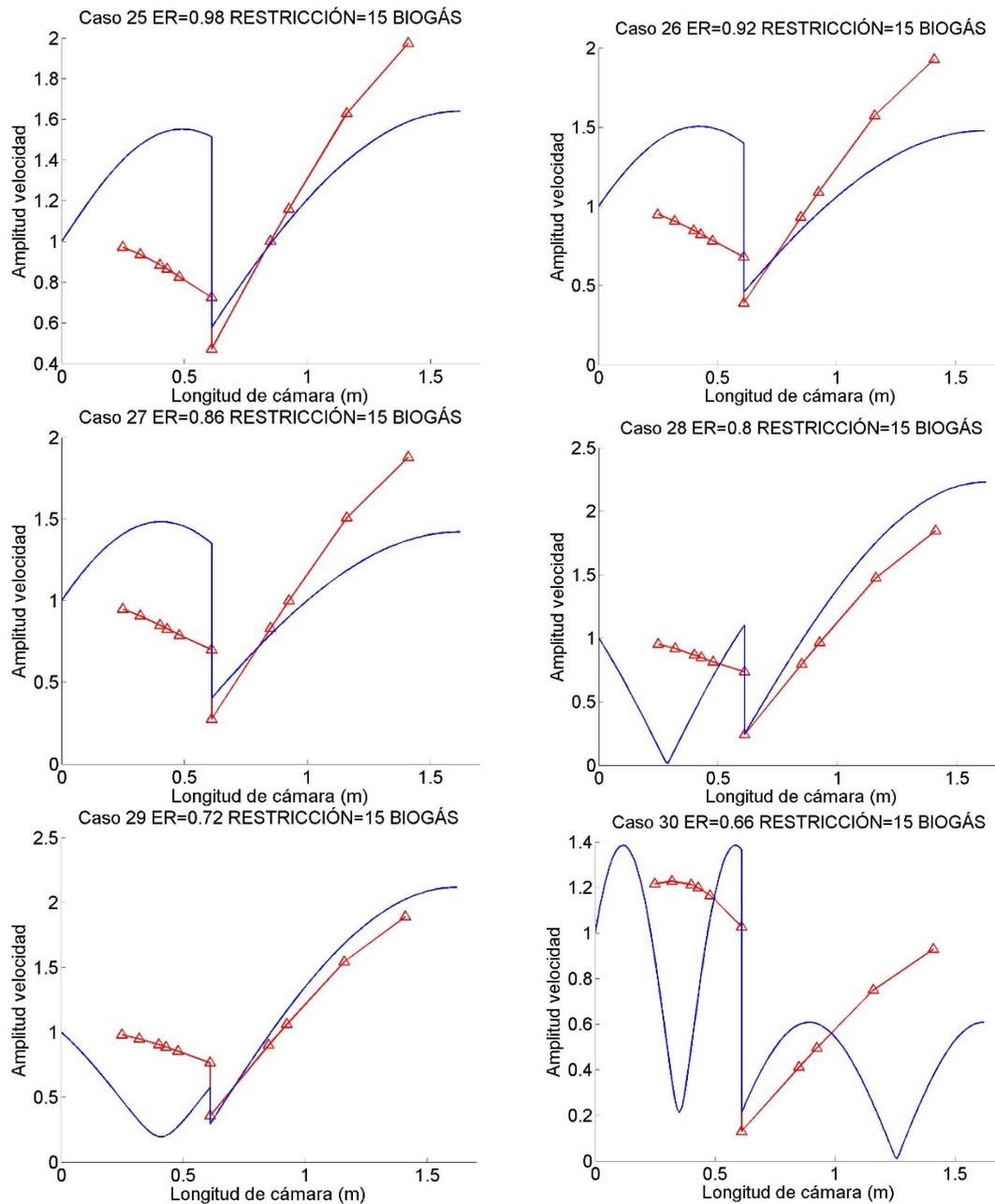


Figura 98: Resultados del modelo de velocidad.

Los resultados que obtiene el modelo de frecuencia son bastante buenos. El modelo tiene una desviación promedio de 5 Hz para esta restricción y este combustible. En este análisis no se tiene en cuenta la importante desviación del caso de ER=0.66 dado que se trata de un caso con una inestabilidad muy débil por lo que no tiene interés.

Si atendemos al modelo de perfil de presión, vemos que se no se ajustan adecuadamente en el tramo de inyección, el motivo de esta desviación se desconoce. Una vez más el caso de ER=0.66 el modelo no se ajusta, sin embargo, esta desviación es claramente

debida a que es un caso estable y el perfil de presión experimental se ha visto afectado por una frecuencia de entrada inadecuada.

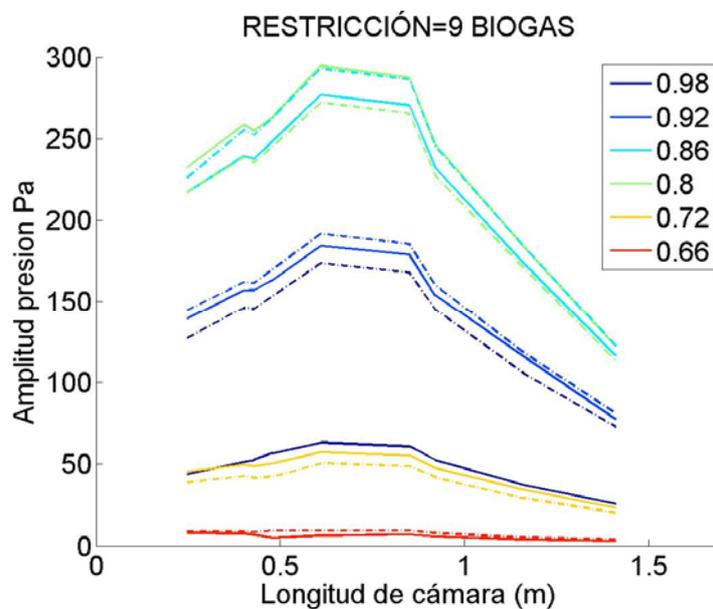
En lo relativo al modelo de velocidad, el modelo no se ajusta de forma correcta para ningún caso. Como contrapunto algunos casos se ajustan en la cámara de combustión. El caso de ER=0.66 no tiene relevancia.

3.2.3 Restricción 9.

En este apartado se muestra el análisis de los datos tanto del modelo como los experimentales que obtenemos para una condición de operación en la que el combustible es biogás y la restricción a la entrada del conducto anular es de 9 vueltas del perno de bloqueo.

3.2.3.1 Datos experimentales.

Tabla 35: Frec. Experimentales.



Restricción	9
Combustible	BIOGÁS
ER	Frecuencia (Hz)
0.98	117
0.92	117.5
0.86	120.5
0.80	120.5
0.72	114
0.66	126

Figura 99: Datos experimentales de p' .

Atendiendo a la Figura 99 destacamos que los casos con amplitudes en torno a 50Pa son estables. El resto de casos serían claramente inestables.

El dato de frecuencia experimenta para ER=0.66 podría no ser correcto dado que al tratarse de un caso tan estable no habría un pico claramente diferenciado en su FFT.

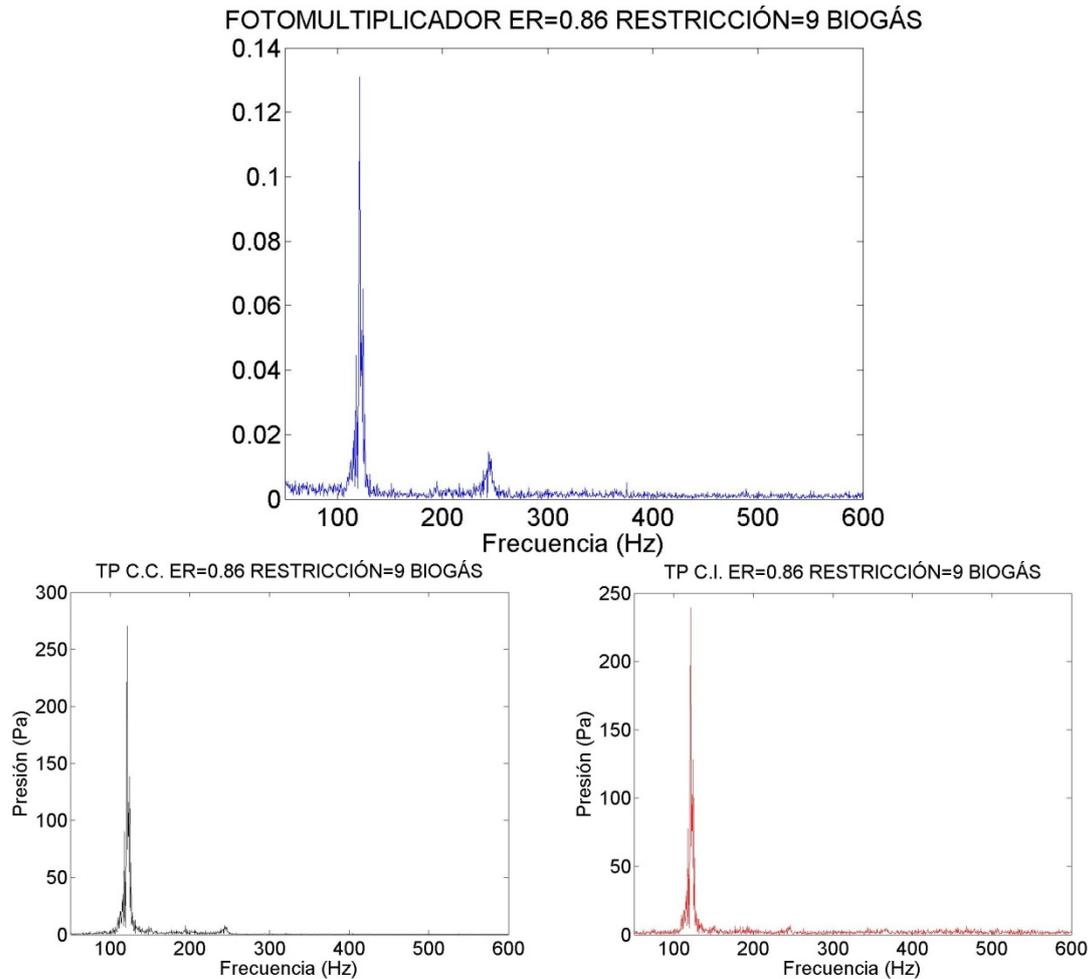


Figura 100: FFTs cámara 90 cm, restricción 9 y biogás.

Analizando los datos arrojados por las FFT, nos encontramos con que estas tienen varios picos muy cercanos los unos de los otros, entre 125 y 115 Hz. El caso que se representa en la Figura 100 es el de ER=0.86. Este caso en particular vibra a 122.5 Hz y 250 Pa. Los dos casos de ER más alta vibran a 117 Hz y 150 Pa, lo que querría decir que en esos dos casos el modo mayor es el de 117 Hz. Esta peculiaridad ya ocurría en el caso de metano con una restricción de 15 vueltas.

Como dato a destacar también decir que se aprecia el primer armónico en las tres FFT, como ya viene ocurriendo en los casos inestables.

3.2.3.2 Resultados del modelo.

Tabla 36: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	BIOGÁS	Restricción	9	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	113.75	-310.08		-3.25
0.92	130.06	-266.89		12.56
0.86	130.25	-280.99		9.75
0.80	130.25	-117.42		9.75
0.72	119.50	-176.34		5.50
0.66	139.73	-16.25		-

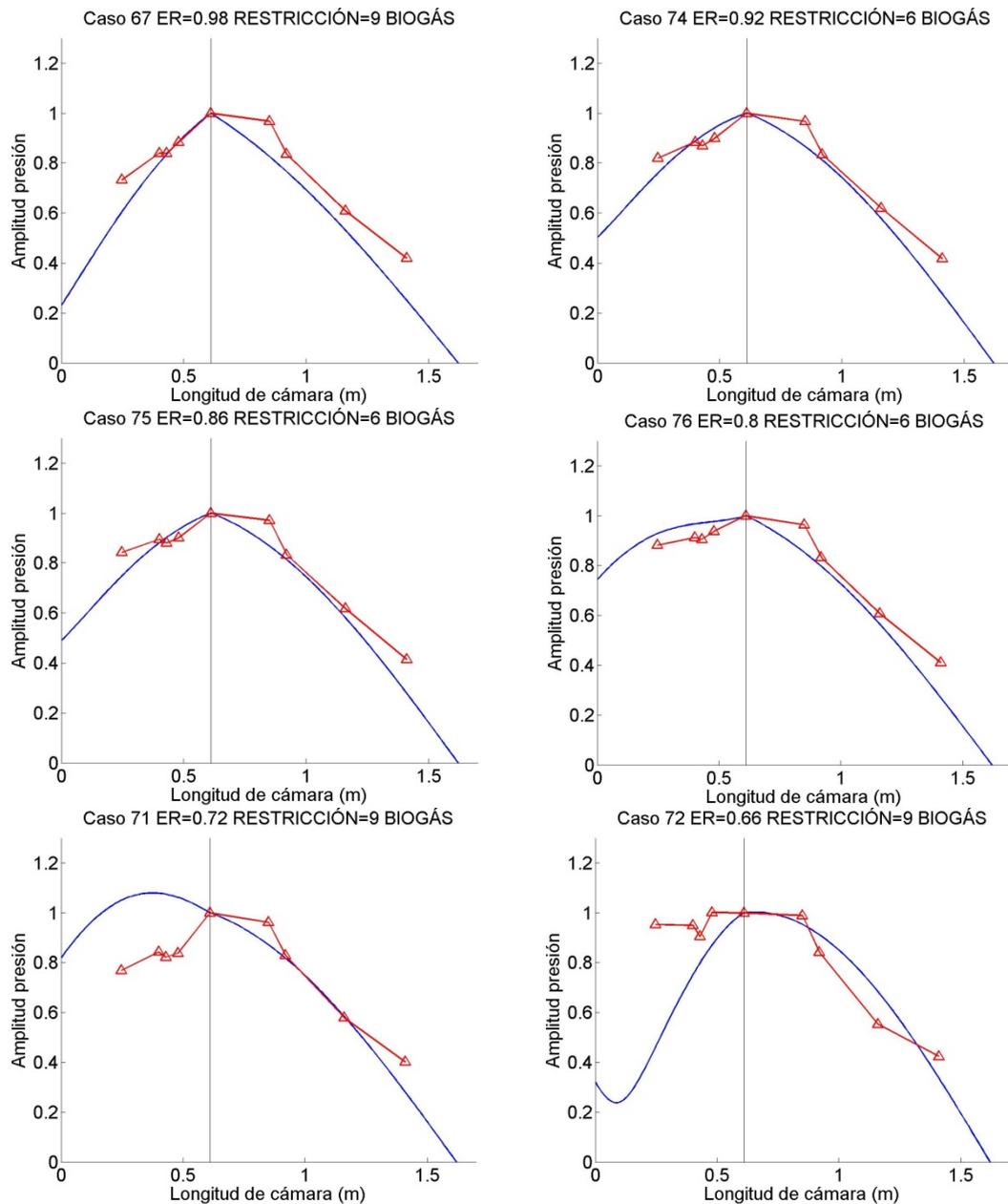


Figura 101: Resultados del modelo de presión.

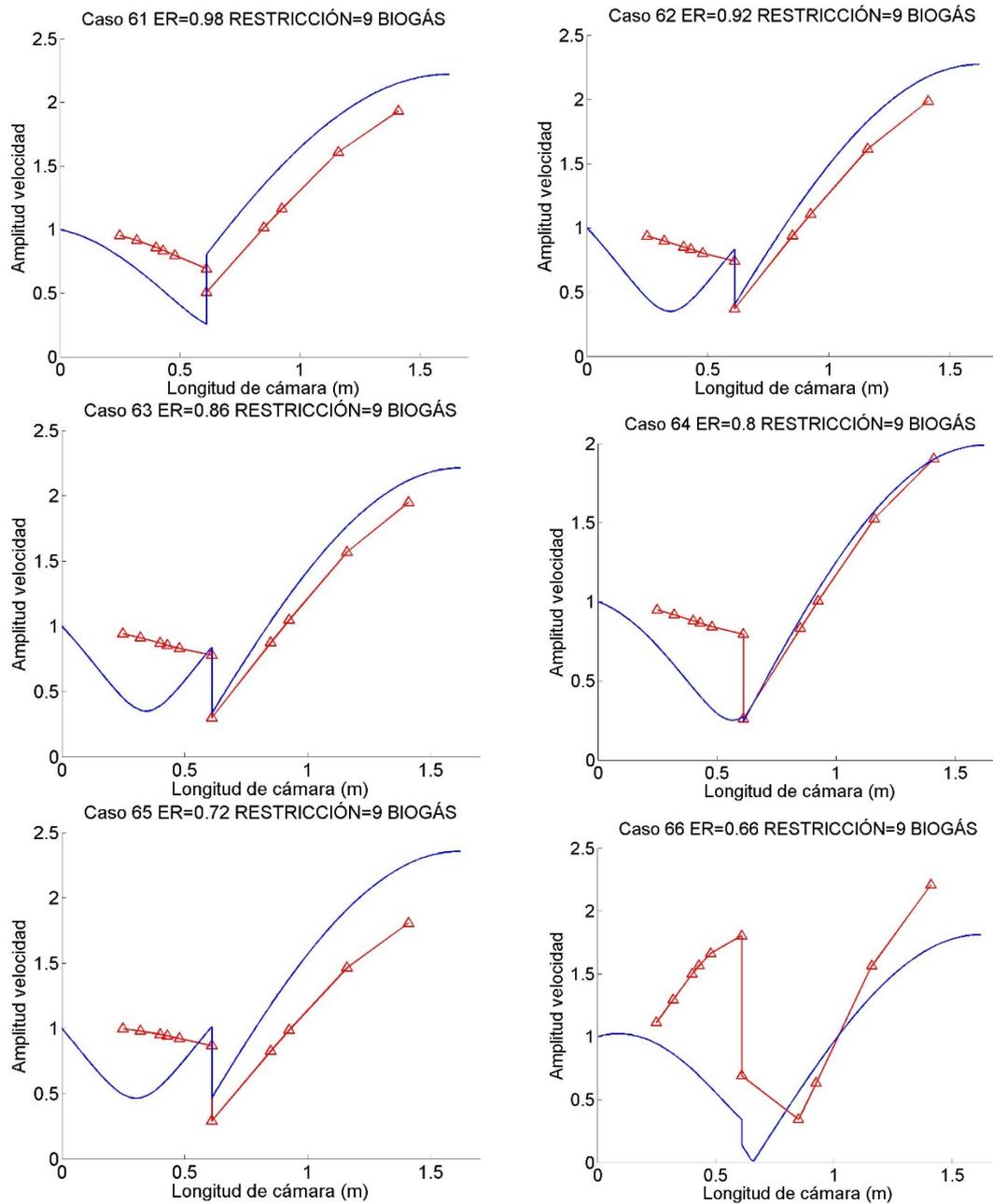


Figura 102: Resultados del modelo de velocidad.

En lo que al modelo de frecuencia respecta los datos obtenidos por este son aceptables con una desviación de 8 Hz de media. Para el cálculo de esta desviación se ha excluido nuevamente el caso de ER=0.66. El caso de ER=0.92 es el que peores resultados arroja dado que se desvía 13 Hz.

Por otro lado el modelo de perfil de presión se ajusta muy bien a los valores experimentales de la cámara de combustión, no siendo así para el tramo de inyección.

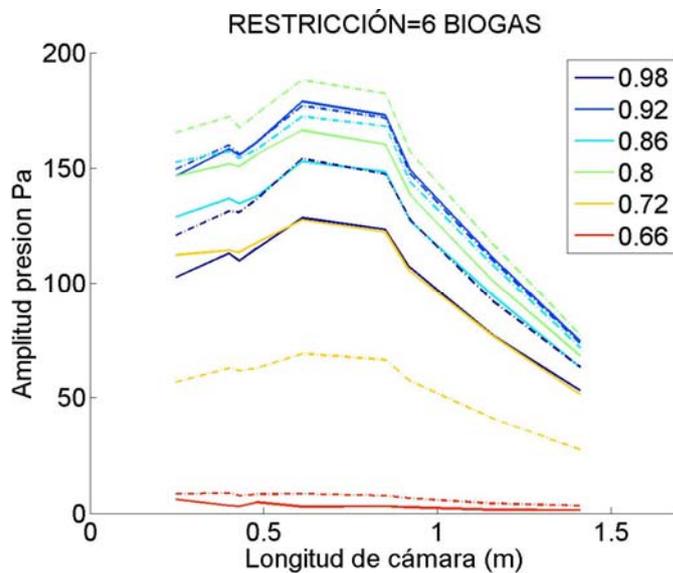
Los resultados que arroja el modelo de velocidad (Figura 102) son aceptables, obteniéndose un buen ajuste en la cámara de combustión no así en el conducto anular. Nuevamente destacar que el caso de ER=0.66 no tiene relevancia dado que es un caso con inestabilidad débil.

3.2.4 Restricción 6.

En este apartado se analizarán los datos experimentales y del modelo en condiciones de restricción a 6 vueltas del perno de bloqueo y con biogás como combustible.

3.2.4.1 Datos experimentales.

Tabla 37: Frec. Experimentales.



Restricción	6
Combustible	BIOGÁS
ER	Frecuencia (Hz)
0.98	113.5
0.92	118.5
0.86	121.5
0.80	119
0.72	113.5
0.66	105

Figura 103: Datos experimentales de p' .

Para estas condiciones de operación hay casos con inestabilidad pero no muy alta, apenas 190 Pa de amplitud en los casos más inestables. El caso más estable es el de ER=0.66, este caso es tan estable que el valor de frecuencia experimental habría que ponerlo en duda puesto que podría tratarse de un pico de ruido de fondo y no de la verdadera frecuencia de la llama.

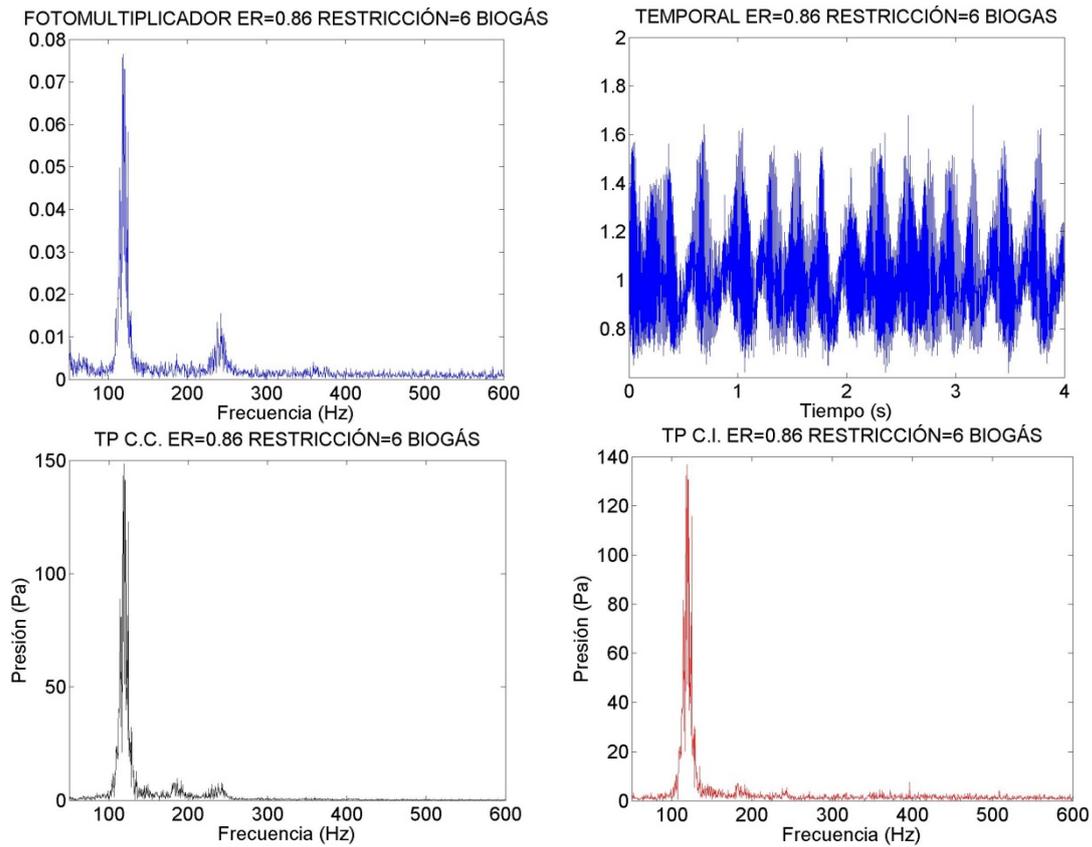


Figura 104: FFTs cámara 90 cm, restricción 6 y biogás.

La Figura 104 nos muestra la FFT del fotomultiplicador, la evolución temporal de este y dos FFT de TPs, uno en la cámara de combustión y otro en el conducto anular. Si analizamos la FFT del fotomultiplicador vemos que esta tiene muchos picos juntos, correspondiendo cada uno de estos picos a varios modos de vibración. Durante la realización de los ensayos la llama se comportaba de manera pulsante debido a la existencia de varios modos de parecida amplitud y frecuencia similar. Estos pulsos tenían una diferencia de entre 1Hz y 2Hz como se puede apreciar en la evolución temporal del fotomultiplicador. Al contrario que en algunos casos en los que también había varios modos inestables pero uno predominaba sobre el otro, en este caso no está claro qué modo predomina dado que ambos modos tienen amplitud parecida.

El hecho de que haya varios modos a la vez de similar amplitud hace que el dato de frecuencia experimental se ponga en duda porque no hay un modo claramente definido como si lo había en otros casos. Sin embargo al estar tan cercanos el error no es muy grande como para que se tenga que tener en cuenta.

3.2.4.2 Resultados experimentales.

Tabla 38: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	BIOGÁS	Restricción	6	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	123.75	-192.87		10.25
0.92	126.75	-206.12		8.25
0.86	126.75	-224.10		5.25
0.80	125.91	-324.20		6.91
0.72	118.25	-191.15		4.75
0.66	135.75	34.49		-

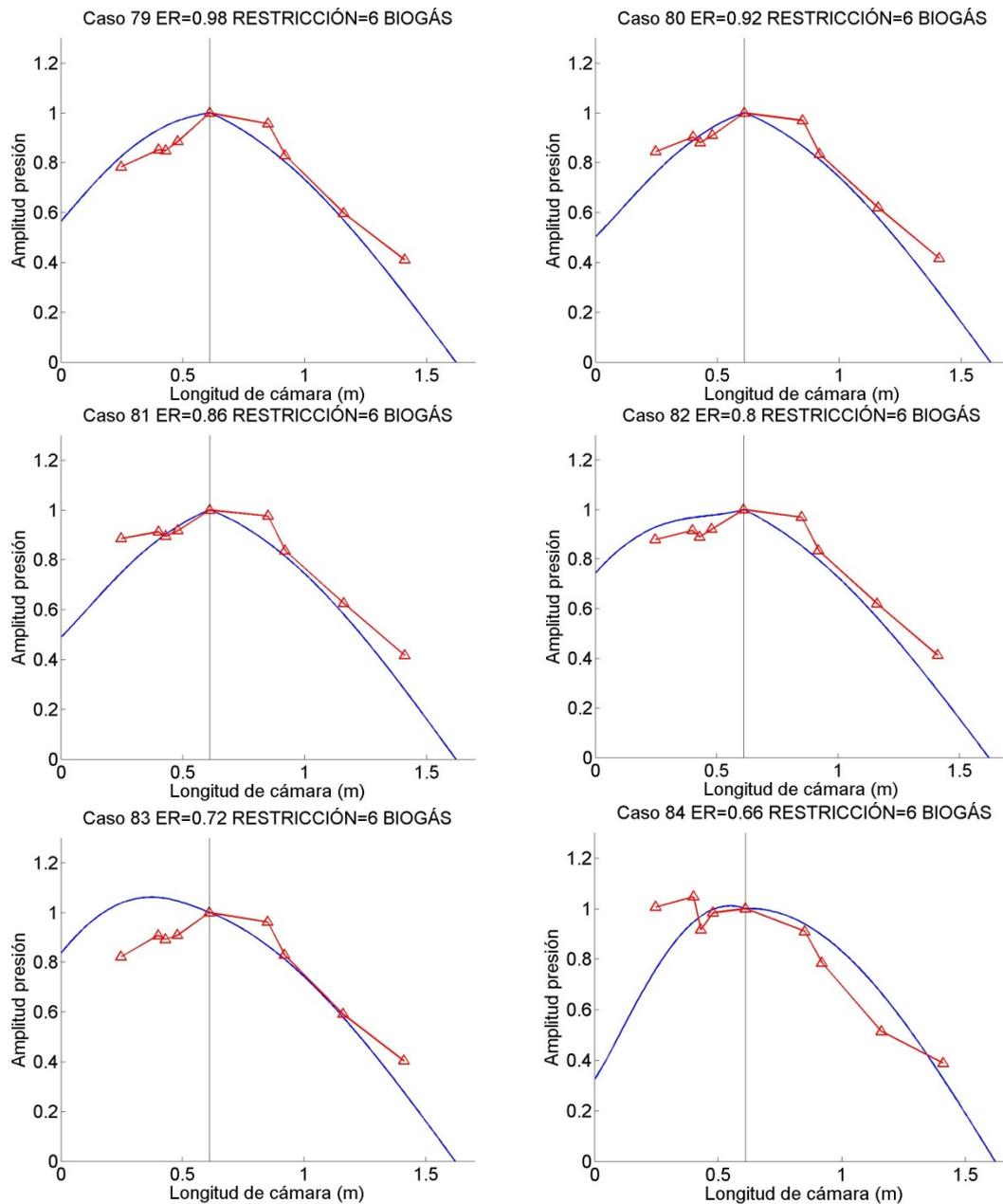


Figura 105: Resultados del modelo de presión.

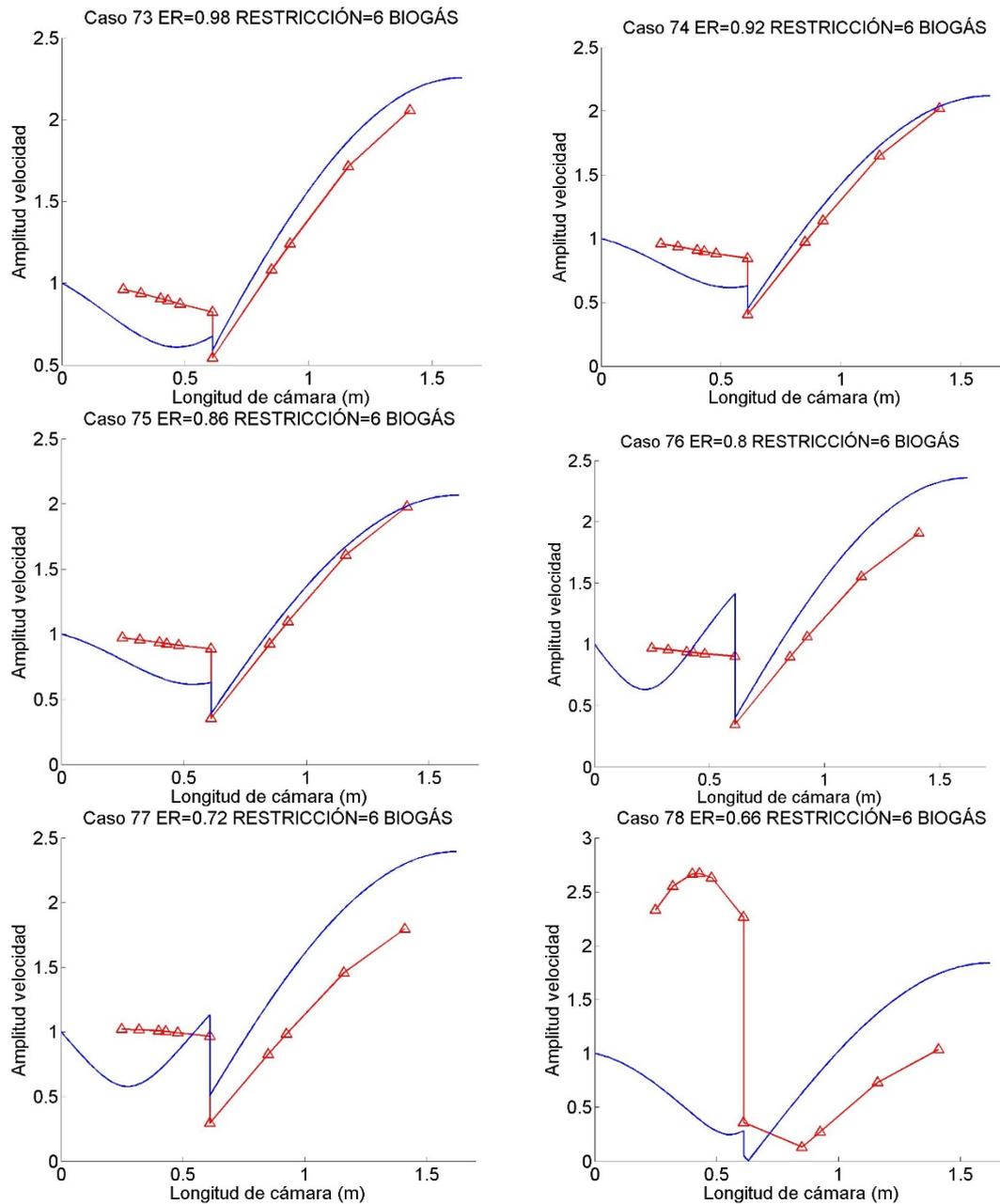


Figura 106: Resultados del modelo de velocidad.

Como ya venía ocurriendo en los anteriores casos, el modelo de frecuencia da resultados buenos para este tipo de combustible. El error que se comete es de 7 Hz de media, lo cual reafirma cada vez más la validez del modelo. Este error excluye nuevamente el caso de ER=0.66.

El modelo de perfil de presión, una vez más, predice un perfil muy parecido al experimental pese a la desviación de la frecuencia del modelo con la experimental. El caso de

ER=0.66 vuelve a fallar tal y como era de esperar puesto que se trata de un caso estable. El perfil teórico se ajusta mejor para la cámara de combustión que para el conducto anular.

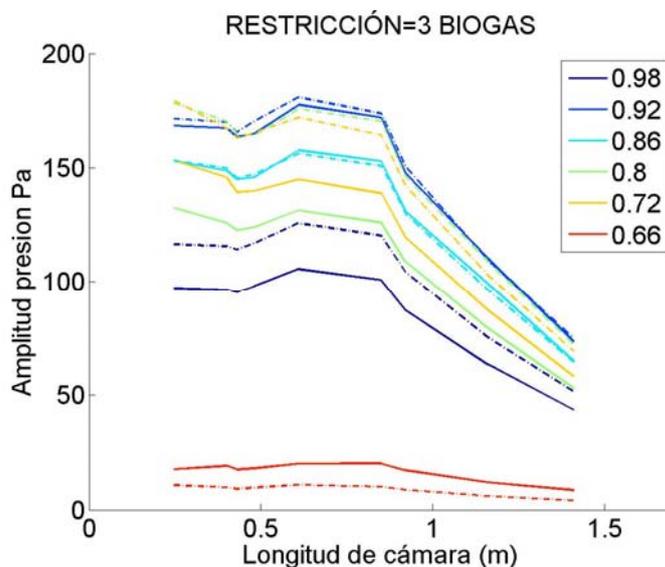
Tal y como ha ocurrido en los anteriores casos, el modelo de velocidad no se ajusta a los datos experimentales del tramo de inyección pero sí en los de la cámara de combustión. La desviación vuelve a ser la misma, los datos teóricos quedan por encima de los experimentales. Una vez más destacar que se desconoce con exactitud el origen de este error dado que los datos experimentales son extrapolados y no son medidos directamente. El caso de ER=0.66 no tiene importancia dado que se trata de un caso estable o con inestabilidad muy débil.

3.2.5 Restricción 3.

En este apartado se analizará la condición de inyección más restrictiva en la que el perno de bloqueo tiene 3 "vueltas", es decir se parece a un tubo cerrado por uno de sus extremos.

3.2.5.1 Datos experimentales.

Tabla 39: Frec. Experimentales.



Restricción	3
Combustible	BIOGÁS
ER	Frecuencia (Hz)
0.98	115
0.92	119
0.86	119
0.80	116.5
0.72	116
0.66	132

Figura 107: Datos experimentales de p' .

Por último, con las condiciones de operación ya mencionadas, el perfil de presión se asemeja al cuarto de onda, dado que estas condiciones simulan un tubo cerrado por un extremo y abierto por el otro.

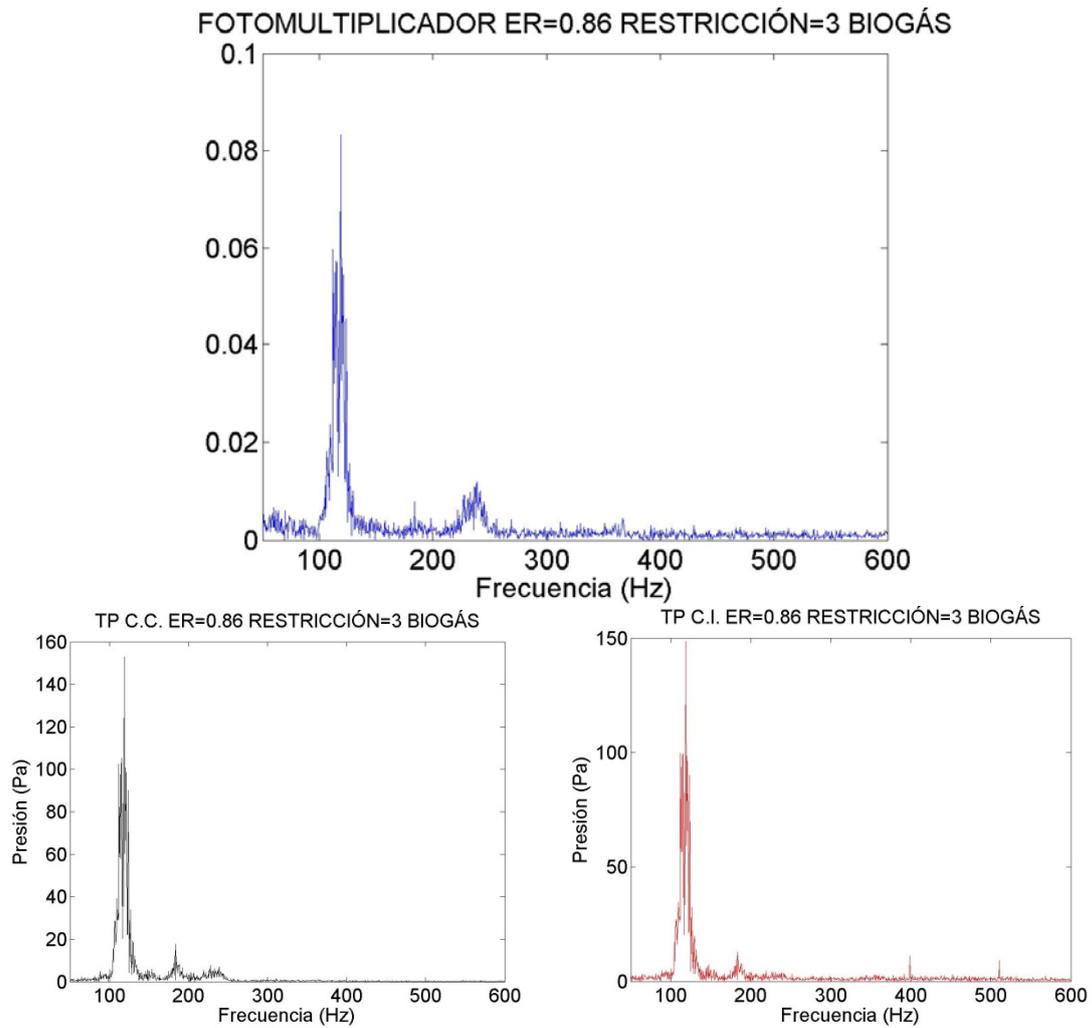


Figura 108: FFTs cámara 90 cm, restricción 3 y biogás.

Como ya ocurría en otras ocasiones, la FFT del fotomultiplicador revela que hay varios modos de vibración en torno a 125Hz. De todos estos modos se da un valor de frecuencia experimental, el más alto.

En el segundo armónico también se observan varios modos de vibración que posiblemente sean los armónicos de los otros modos.

También destacar que el conducto anular vuelve a registrar un modo acústico propio al que la llama no responde en 400Hz.

3.2.5.2 Resultados del modelo.

Tabla 40: Resultados del modelo de frecuencia

Combustible	BIOGÁS	Restricción	3	Diferencia con experimental (Hz)
ER	Frecuencia real (Hz)	Frecuencia imaginaria (rad/s)		
0.98	123.63	-278.88		8.63
0.92	127.25	-299.91		8.25
0.86	127.78	-323.69		8.78
0.80	120.75	-454.88		4.25
0.72	113.75	-290.35		-2.25
0.66	101.52	35.64		-

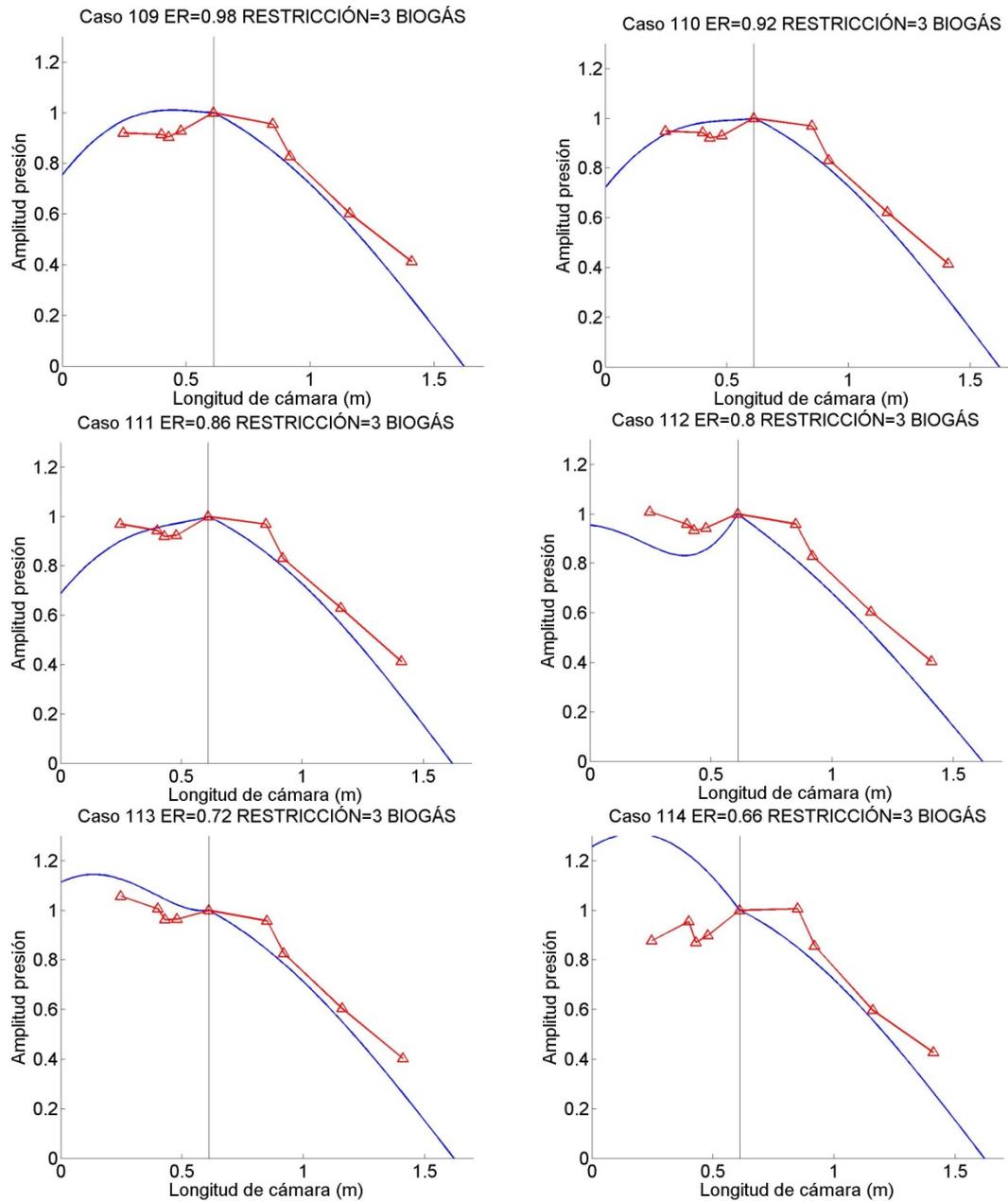


Figura 109: Resultados del modelo de presión.

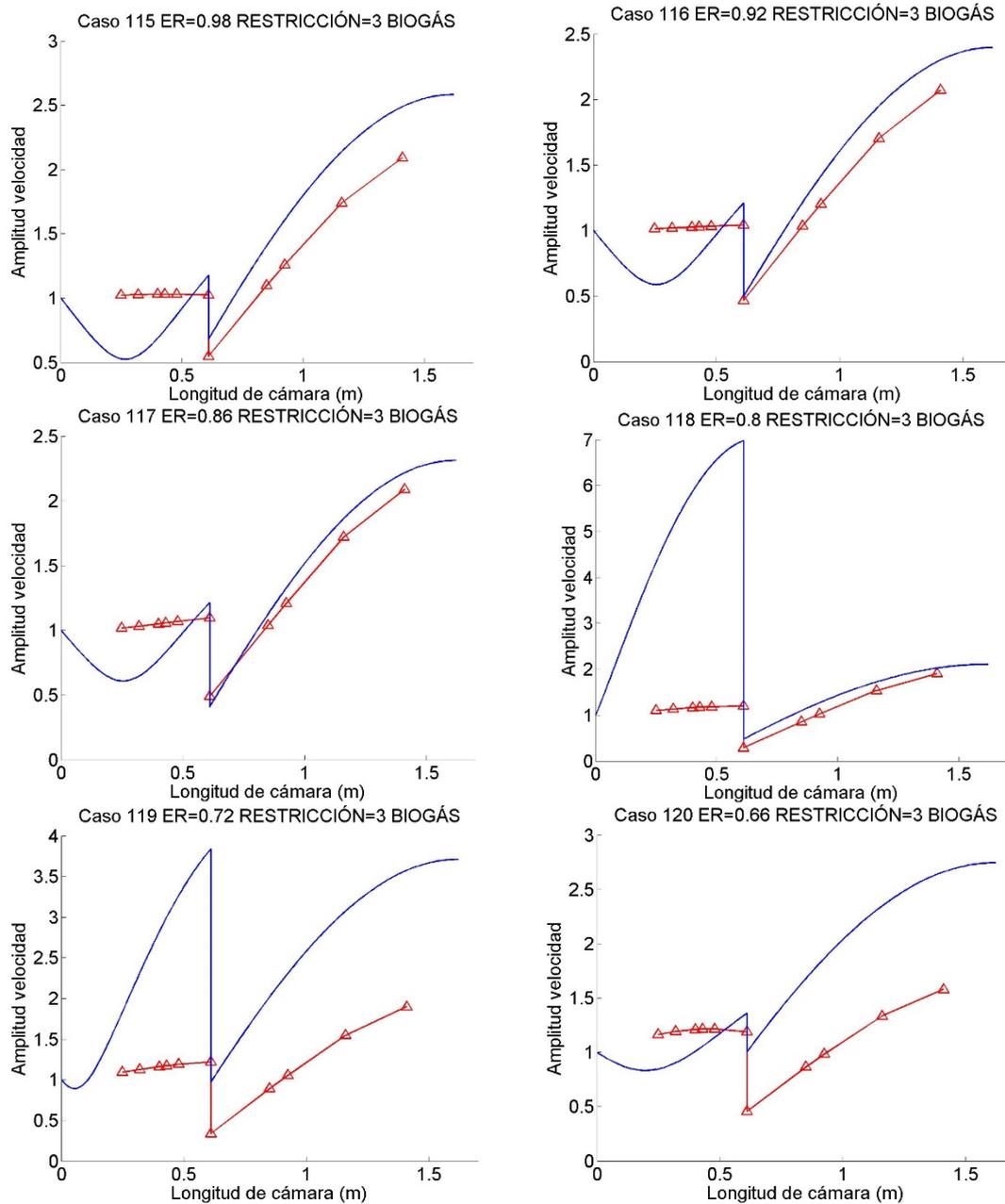


Figura 110: Resultados del modelo de velocidad.

Analizando los datos del modelo de frecuencia, se observa que coinciden bastante bien siendo en este caso la desviación media de 6 Hz, sin contar el caso de ER=0.66 dado que para esta condición de inyección y este combustible es estable.

En cuanto al perfil de presión obtenido por el modelo, este se adapta bien al perfil experimental a pesar del error que pueda tener el modelo de frecuencia. En esta ocasión debido a que los casos no nos muy inestables en el conducto anular el perfil obtenido no es muy bueno, sobre todo en el caso de menor relación de equivalencia.

En lo relativo al perfil de velocidades, destacar que en este último caso el modelo no se ajusta adecuadamente al perfil de velocidades, en especial en el tramo correspondiente al conducto anular.

4. Conclusiones.

4.1 Modelo de frecuencia.

Tabla 41: Desviaciones de los valores experimentales de frecuencia con los obtenidos por el modelo (Hz) en cámara de 125 cm. Frecuencia modelo (Hz)- Frecuencia experimental (Hz).

Restricción	Combustible	Relaciones de equivalencia (ER)						MEDIA
		0.98	0.92	0.86	0.8	0.72	0.66	
30	CH ₄	5.29	7.75	6.58	3.19	1.47	-3.25	4.59
	Biogás	-1.25	0.42	2.18	-0.09	-6.75	2.97	2.28
MEDIA		3.27	4.08	4.38	1.64	4.11	3.11	3.43

En la Tabla 41 podemos ver las desviaciones obtenidas para el modelo de frecuencia en el caso de cámara de 125 cm. Como se aprecia las desviaciones obtenidas por el modelo son, en promedio, de 3,5 Hz lo cual es realmente positivo.

Tabla 42: Desviaciones de los valores experimentales de frecuencia con los obtenidos por el modelo (Hz) en cámara de 90 cm. Frecuencia modelo (Hz)- Frecuencia experimental (Hz).

Restricción	Combustible	Relaciones de equivalencia (ER)						MEDIA
		0.98	0.92	0.86	0.8	0.72	0.66	
30	CH ₄	-0.61	0.64	4.51	7.94	-0.75	10.25	4.12
	Biogás	-1.75	16.78	-0.25	-4.75	2.68	-	5.24
15	CH ₄	-5.75	2.38	-9.75	-0.75	5.75	12.25	6.10
	Biogás	-1.25	-0.25	-4.25	9.25	11.25	-	5.25
9	CH ₄	2.25	5.25	5.75	5.25	4.75	9.25	5.42
	Biogás	-3.25	12.56	9.75	9.75	5.50	-	8.16
6	CH ₄	8.10	9.48	3.73	5.23	13.25	4.97	7.46
	Biogás	10.25	8.25	5.25	6.91	4.75	-	7.08
3	CH ₄	3.75	4.75	4.73	13.49	11.25	0.25	6.37
	Biogás	8.63	8.25	8.78	4.25	-2.25	-	5.36
MEDIA		4.56	6.86	5.67	6.76	6.22	7.39	6.14

En la Tabla 42 se muestran las desviaciones entre la frecuencia calculada por el modelo y la frecuencia medida para la cámara de 90 cm por el fotomultiplicador.

Como se puede apreciar, en general, las desviaciones se encuentran en el rango 4-8 Hz, con un promedio de 6 Hz. En el caso de ER=0.66 aparentemente se ajusta bien para CH₄, sin embargo, al tratarse de un caso en el que no hay inestabilidad termo-acústica no tiene

especial interés y cabe destacar que, efectivamente, el modelo predice solamente modos estables en esta condición.

De forma experimental, la parte imaginaria no se puede obtener de ninguna manera dado que al haberse alcanzado el ciclo límite durante los ensayos no podemos conocer la evolución temporal de las inestabilidades, de forma puramente teórica esta sería $\omega_i = 0 \text{ rad/s}$ dado que no hay ningún cambio con el tiempo. Aunque no se muestre en las tablas, la parte imaginaria que obtiene el modelo también es de interés. En los casos estables la parte imaginaria que obtiene el modelo es positiva y en los casos inestables la parte imaginaria es negativa. Para poder ver estos resultados, véase anexo IV.

4.2 Modelo de perfil de presión.

El modelo de perfil de presión, a grandes rasgos, se ajusta bastante bien a los valores experimentales a pesar de que toma la frecuencia que calcula el modelo de frecuencia y esta no siempre es la correcta.

En el tramo de la cámara de combustión, el TP6 siempre da valores de fluctuación de presión mayores que el modelo. Esta variación puede ser debida a que el modelo considera que el aporte de calor es puntual e instantáneo justo en el punto de entrada a la cámara de combustión. Sin embargo en la instalación esto no del todo cierto, dado que la llama tiene una longitud de unos 10 cm por lo que el aporte de calor no se realiza instantáneamente en un punto sino que a lo largo de la llama.

Cabe destacar que este modelo se ajusta mejor para la cámara de 125 cm que para la cámara de 90 cm.

4.3 Modelo de perfil de velocidad.

El modelo de perfil de velocidad es, con diferencia, el que peor se ajusta a los valores experimentales. En líneas generales, el tramo de la cámara de combustión es el que mejor se ajusta a los valores experimentales. El salto de variación de velocidad que se produce en el punto de aporte de calor tampoco es predicho de manera adecuada. Por último el tramo de inyección, el cual solo se ajusta en algunos casos muy puntuales.

No se conoce a ciencia cierta el origen de estas desviaciones, sin embargo, un motivo a tener en cuenta es que el perfil experimental no se calcula de forma directa, sino que se mide mediante el perfil de presiones con el método multimicrófono explicado en el anexo III.

El modelo de perfil de velocidad, al igual que el de perfil de presión se ajusta mejor para la cámara de 125 cm que para la cámara de 90 cm. En especial, en la cámara de 90 cm se ajusta mejor a los casos con una restricción leve (es decir restricción 30) que para los de restricción fuerte (restricción 3).

5. Influencia de los parámetros operacionales.

En este apartado se analizará cómo afecta a la estabilidad las distintas condiciones de operación.

5.1 Cámara de 125cm.

En el análisis de la influencia de los parámetros operacionales para el caso de cámara de 125 cm tan solo se ha podido analizar la influencia de la relación de equivalencia, dado que solo se disponen de ensayos a distintos ER y con la misma restricción a la entrada. Por lo que se realizan tanto el análisis para metano como para biogás al mismo tiempo.

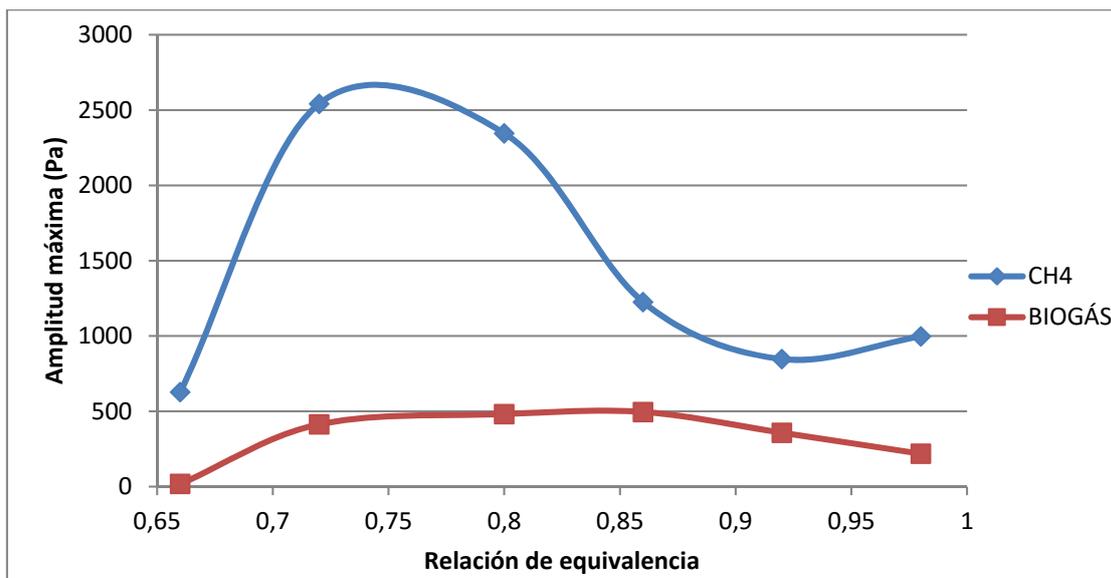


Figura 111: Amplitud máxima registrada frente a la relación de equivalencia.

En la Figura 111 podemos ver la evolución de la amplitud según la relación de equivalencia tanto para metano como para biogás.

Para el caso del metano la evolución de la amplitud resulta clara, siendo máxima para $ER=0.72$. Conforme la relación de equivalencia aumenta, la inestabilidad disminuye para luego aumentar un poco en $ER=0.98$. El caso de $ER=0.66$ suele resultar casi siempre el más estable.

En el biogás, como suele ocurrir casi siempre, la inestabilidad es menor, sin embargo, la evolución de las amplitudes con la relación de equivalencia es similar a la del caso de metano. Nuevamente el caso más estable resulta ser el caso con $ER=0.66$, a medida que aumentamos la relación de equivalencia, la inestabilidad se hace mayor hasta alcanzar los 500 Pa para valores de $ER=0.80$ y $ER=0.86$. La inestabilidad se va reduciendo gradualmente hasta alcanzar una relación de equivalencia de $ER=0.98$, es decir, mezcla casi estequiométrica.

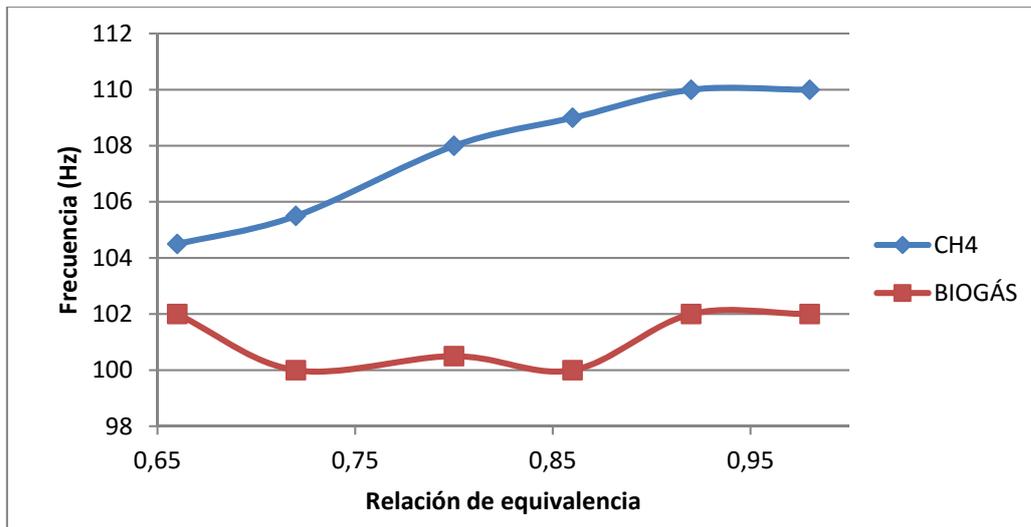


Figura 112: Frecuencia registrada frente a la relación de equivalencia.

En la Figura 112 se muestra la evolución de la frecuencia con la relación de equivalencia tanto para metano como para biogás.

En el caso de metano la evolución es muy clara, si aumenta la relación de equivalencia aumenta la frecuencia. Este hecho se puede interpretar de la siguiente manera: a medida que aumentamos la relación de equivalencia la temperatura en la cámara de combustión es mayor dado que nos acercamos más a la relación estequiométrica. En consecuencia, la velocidad del sonido es mayor, dado que aumenta con la temperatura. Al aumentar la velocidad del sonido la frecuencia también aumenta.

El caso de biogás es mucho más incierto dado que no hay una evolución clara, las frecuencias oscilan entre los 102 Hz y 100 Hz. Si superponemos las gráficas de la Figura 10 y Figura 11 podemos ver que los casos que vibran a 100 Hz son los más inestables y los que lo hace a 102 Hz son los más estables.

Por otro lado cabría destacar que el hecho de que la frecuencia sea menor en el caso de biogás que en el de metano puede ser debido a que la cámara de combustión alcanza

menos temperatura y, como ya se ha explicado, al haber menos temperatura se alcanza menos frecuencia.

5.2 Cámara de 90 cm.

5.2.1 Metano.

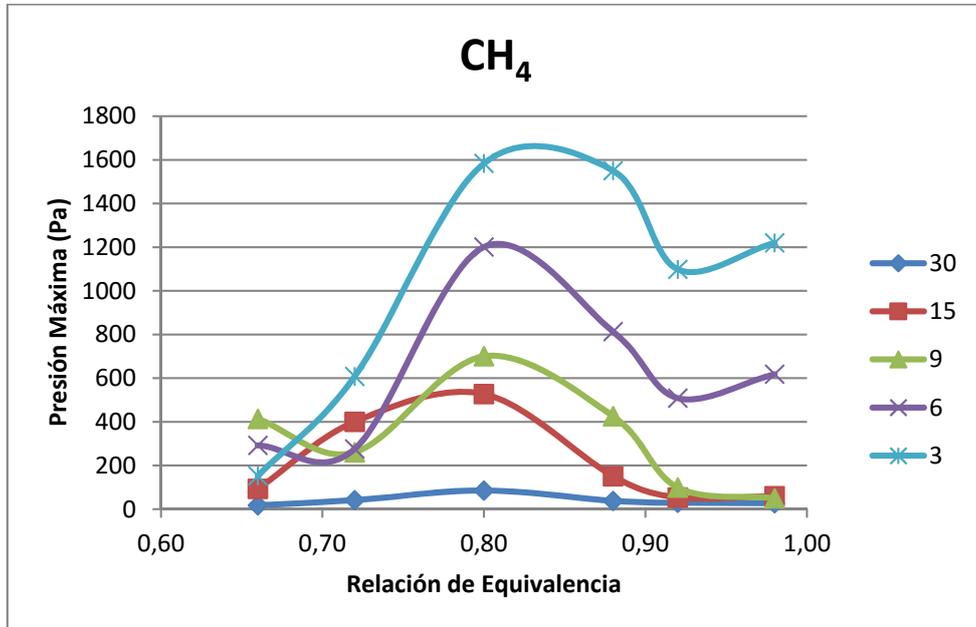


Figura 113: Amplitud máxima registrada frente a la relación de equivalencia según las distintas restricciones.

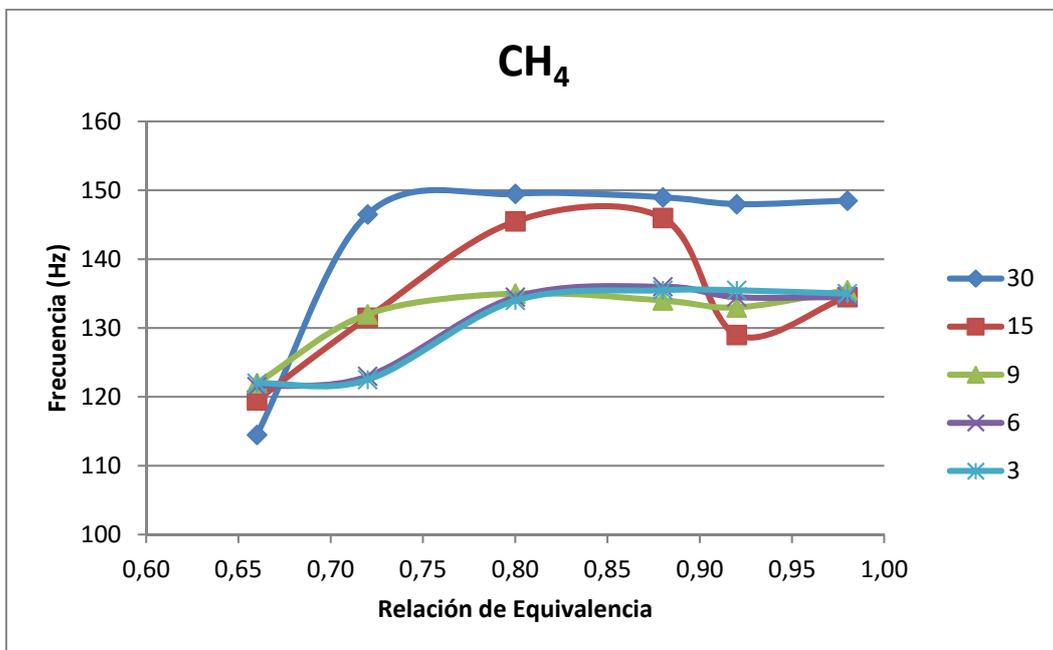


Figura 114: Frecuencia registrada frente a la relación de equivalencia según las distintas restricciones.

En la Figura 113 se muestran las amplitudes máximas registradas en cada condición de inyección y según su relación de equivalencia. La Figura 114 muestra lo mismo que la anterior, pero en vez de la fluctuación de presión máxima, la frecuencia a la que se da esta fluctuación.

Analizando los datos obtenidos se observa que cuanto mayor es la restricción a la entrada del conducto de inyección, mayor es la inestabilidad. Esta inestabilidad depende en gran medida de la relación de equivalencia. Para relaciones de equivalencia bajas, es decir $ER=0.66$, la inestabilidad es baja en la mayoría de los casos a excepción de los casos en los que la restricción está en 6 y 9 vueltas en los que repunta un poco, pero aun así sigue siendo menor de 200 Pa. A medida que aumentamos la relación de equivalencia, la inestabilidad se hace mayor. Siendo la subida más acusada entre $ER=0.72$ y $ER=0.80$. Para una relación de equivalencia en torno a 0.80 se da la inestabilidad más fuerte. A partir de este valor la inestabilidad pierde intensidad hasta hacerse casi nula en los casos con mezcla más rica. En los casos con restricción 6 y 3 vueltas la inestabilidad no termina de desaparecer al acercarnos a una relación de equivalencia cercana a la unidad, incluso se aprecia un pequeño repunte para el caso de $ER=0.98$.

Centrándonos en el análisis modal de estos mismos casos, observamos que se dan tres modos, los más destacables están en torno a 145 Hz, 135 Hz y 120 Hz. Los tres casos en los que la restricción es mayor (restricciones de 9, 6 y 3 vueltas) oscilan en el modo de 135 Hz para luego alcanzar el modo de 120 Hz cuando las relaciones de equivalencia disminuyen hasta $ER=0.66$. Se destaca que estos tres casos que vibran a 135 Hz son los que presentan una mayor inestabilidad. El caso con restricción más baja (caso de restricción de 30 vueltas) la frecuencia dominante es la de 145 Hz. El caso de más interés resulta ser el de restricción de 15 vueltas puesto que registra los tres modos anteriormente mencionados según la relación de equivalencia. En relaciones de equivalencia de $ER=0.98$ y $ER=0.92$ el modo dominante es el de 135 Hz, conforme esta se reduce ($ER=0.86$ y $ER=0.80$) el modo de 145 se dispara hasta convertirse en el modo dominante. Al seguir bajando la relación de equivalencia se vuelve de nuevo al modo de 135 Hz para llegar hasta el modo de 120 Hz a $ER=0.66$. Este especial caso se estudia con más detalle más adelante. Por último, destacar que para $ER=0.66$ todos los casos alcanzan el modo de 120 Hz, el cual resulta ser estable. La única excepción la pone el caso de $ER=0.66$ y restricción de 30 vueltas en el que la frecuencia es de 110 Hz. Esto es debido a que se trataría de un caso muy estable o con una inestabilidad muy débil y no hay una frecuencia claramente definida.

Realizando el mismo análisis que para las anteriores figuras pero desde otro punto de vista, observamos nuevamente que cuanto mayor es la restricción a la entrada del conducto anular, mayor es la inestabilidad, a excepción de los casos de mezcla más pobre (ER=0.72 y ER=0.66) en los que esta tendencia no se muestra tan claramente, posiblemente debido a que se trata de casos, en general, menos inestables.

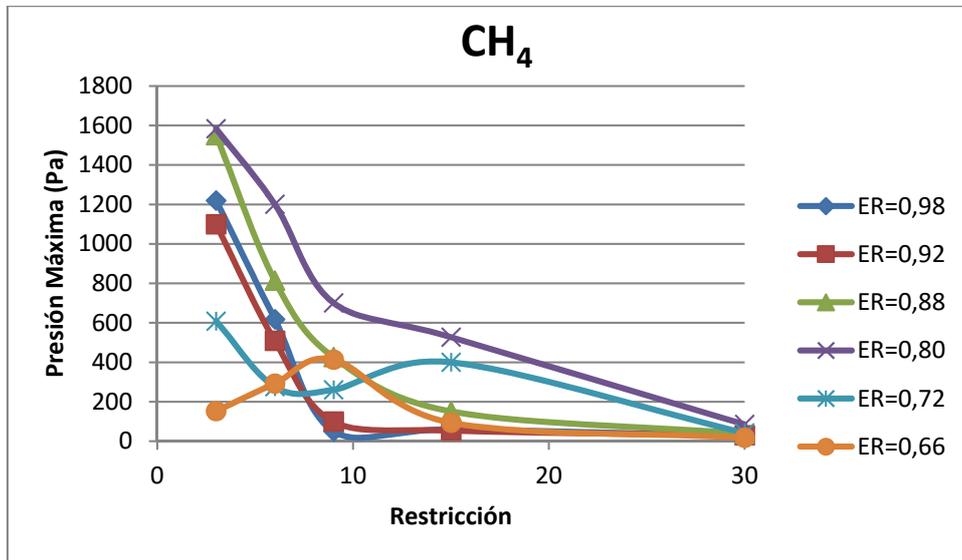


Figura 115: Amplitud máxima registrada frente a la restricción a la entrada según las distintas relaciones de equivalencia.

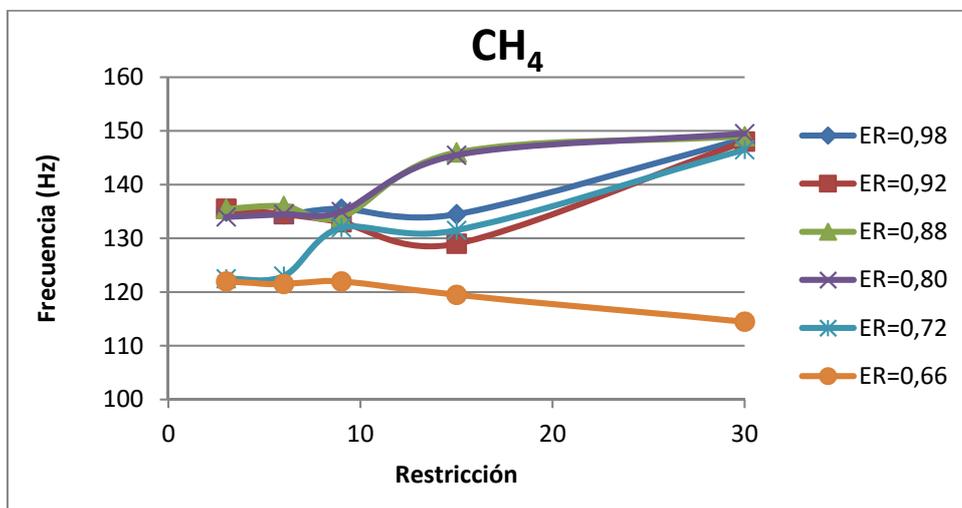


Figura 116: Frecuencia registrada frente a la restricción a la entrada según las distintas relaciones de equivalencia.

El análisis modal desde este punto de vista, nos muestra que los casos con mayor restricción (restricciones 9, 6 y 3) el modo de oscilación dominante es el modo de 135Hz. Para el caso de menor restricción (restricción 30) casi todos los casos oscilan en 150 Hz. Por último

destacar que el caso de ER=0.66, al tratarse de un caso estable, oscila en el modo de 120 Hz tal y como se había dicho anteriormente.

5.2.2 Biogás.

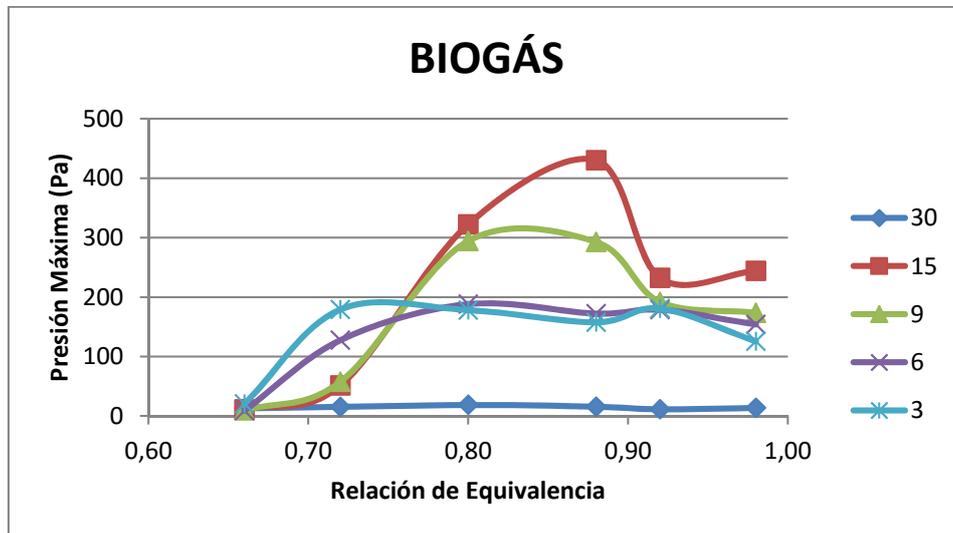


Figura 117: Amplitud máxima registrada frente a la relación de equivalencia según las distintas restricciones.

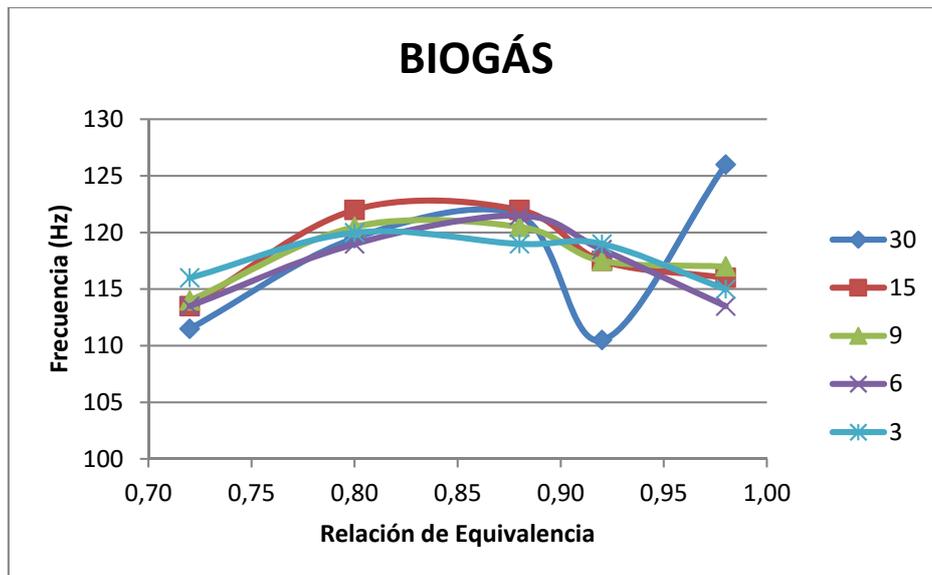


Figura 118: Frecuencia registrada frente a la relación de equivalencia según las distintas restricciones.

El caso del biogás muestra un comportamiento distinto al del metano, presentando una tendencia no tan definida. El caso de ER=0.66 es un caso estable para todas las restricciones ensayadas. Por otro lado la restricción de 30, se muestra estable para todas las relaciones de equivalencia. Para este combustible, nuevamente los casos que más inestabilidad presentan son los casos con ER=0.8 y ER=0.86. Sin embargo, al contrario que el

metano, la mayor amplitud en la fluctuación de presión la presentan los casos de restricción 15 y 9. En los casos de mayor restricción, al contrario de lo que cabría esperar, presentan inestabilidad pero menor que en los casos anteriormente mencionados.

En lo relativo al análisis modal, para este combustible, todo parece apuntar que la frecuencia depende en gran medida de la relación de equivalencia. Para relaciones de equivalencia bajas la frecuencia es de en torno a 115 Hz, aumentando hasta los 120 Hz para las relaciones de equivalencia más inestables (ER=0.80 y ER=0.86). Cuando se alcanzan relaciones de equivalencia bajas la frecuencia vuelve a disminuir a 115 Hz. Esto concuerda con que los casos más inestables oscilan a 120 Hz y los estables a 115 Hz.

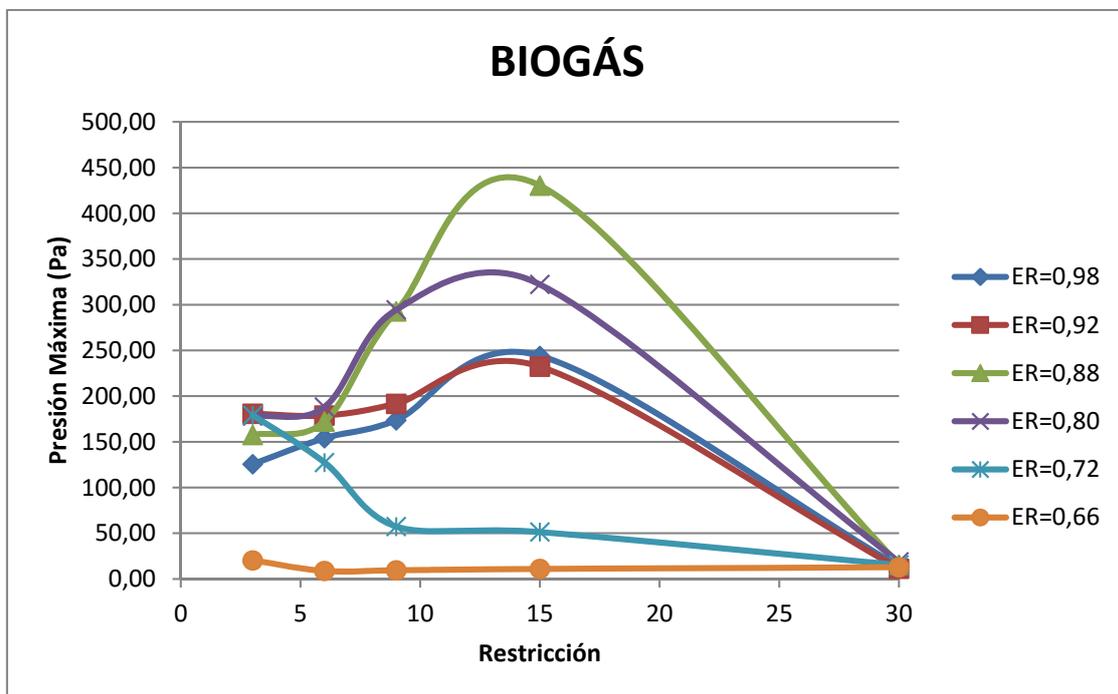


Figura 119: Amplitud máxima registrada frente a la restricción a la entrada según las distintas relaciones de equivalencia.

Cambiando el punto de vista, observamos que para el caso de restricción 30 todos los casos son estables. Conforme aumentamos la restricción la inestabilidad aumenta hasta alcanzar un máximo en restricción 15. Cabe destacar que pese a que en la Figura 119 la evolución sea lineal, en la práctica esta evolución no sería lineal sino que cambiaría bruscamente al alcanzar unas determinadas condiciones de entrada al conducto de inyección, este grado de restricción estaría próximo a 17 vueltas. Si siguiésemos aumentando la restricción, la inestabilidad iría disminuyendo hasta la restricción 3. El caso de ER=0.66 es estable en todas las condiciones de entrada no así con el caso de ER=0.72 en el que parece ser estable hasta que la restricción alcanza valores de 6 y 3.

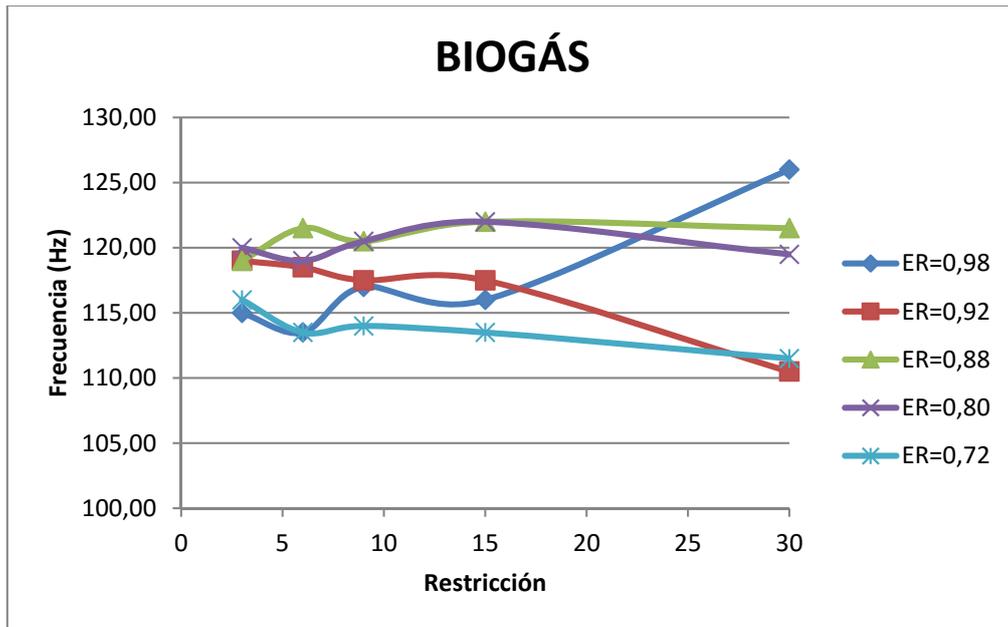


Figura 120: Frecuencia registrada frente a la restricción a la entrada según las distintas relaciones de equivalencia.

Atendiendo al análisis modal, podemos reafirmar que la frecuencia a la que vibra la instalación depende en gran medida de la relación de equivalencia. Una vez más se puede ver como los casos más inestables vibran a 120 Hz y los casos menos inestables a 115 Hz.

Nótese que el caso de ER=0.66 ha sido eliminado en la Figura 118 y la Figura 120 dado que se trata de un modo de operación estable y carece de importancia.

6. Análisis paramétrico.

En este apartado se lleva a cabo un breve análisis paramétrico de los casos en los que hay especial interés dada la existencia de varios modos de amplitud no despreciable. El objetivo de este análisis es determinar la influencia de cada parámetro operacional sobre los modos dominantes y así poder conocer su origen.

En especial se estudiará el caso en el que la restricción es de 15 vueltas y el combustible es metano en la cámara de combustión de 90 cm. Este caso tiene la particularidad de que tiene dos modos de vibración y ambos modos son detectados por el modelo de frecuencia. Se trata de averiguar si son modos propios del conducto anular, de la cámara de combustión, de la interacción entre ambos o si cada uno de ellos está asociado cada uno de los tramos.

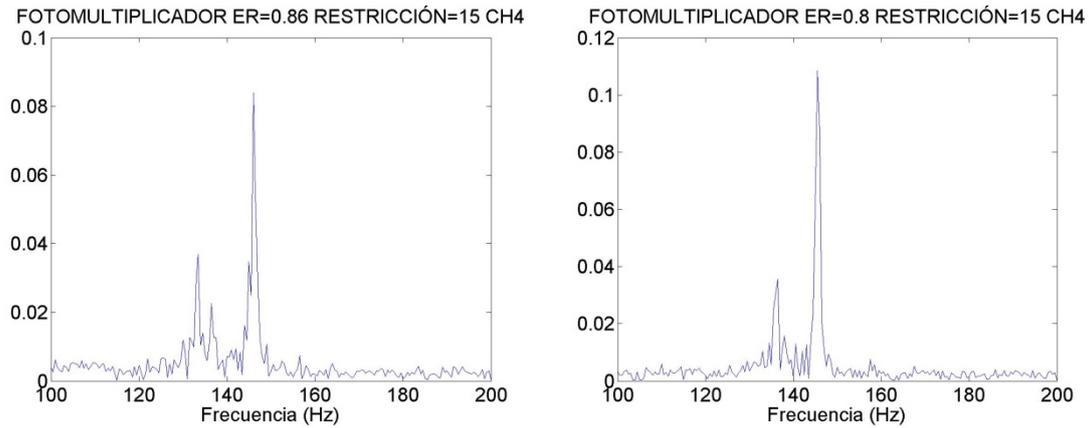


Figura 121: FFT del fotomultiplicador ampliadas en el rango de 100 a 200 Hz.

En la Figura 121 podemos ver la FFT del fotomultiplicador. En ella se aprecian los dos modos de vibración: uno en 135 Hz y otro entre 145 y 150 Hz.

En el siguiente análisis paramétrico se cambia la longitud de la cámara de combustión y se dejará constante la longitud del conducto anular. En la segunda parte de la análisis se hace lo contrario, se cambia la longitud del conducto de inyección y se deja fija la cámara de combustión.

Tabla 43: Resultados del análisis paramétrico variando la geometría.

ER=0,86		1º Modo			2º Modo		
Longitud C.I. (m)	Longitud Cámara (m)	Frecuencia (Hz)	Imaginaria (rad/s)	Valor absoluto	Frecuencia (Hz)	Imaginaria (rad/s)	Valor absoluto
0.61	0.41	232.25	121.37	0.47	245.01	259.73	0.00
0.61	0.56	208.75	-4.85	0.00	180.25	-239.68	0.30
0.61	0.71	175.75	-210.82	0.00	140.25	-511.52	0.49
0.61	0.86	140.25	-197.30	0.19	165.59	-183.76	0.00
0.61	1.01	150.22	-117.43	0.00	136.25	-266.67	0.00
0.61	1.16	131.75	-312.54	0.00	149.75	-161.85	0.49
0.41	1.01	137.75	-404.48	0.01	475.95	44.11	0.00
0.46	1.01	137.25	-372.32	0.01	149.75	-87.74	0.34
0.51	1.01	136.75	-339.19	0.01	149.75	-79.18	0.21
0.56	1.01	136.25	-302.70	0.00	149.75	-89.90	0.09
0.61	1.01	150.22	-117.43	0.00	136.25	-266.67	0.00
0.66	1.01	145.75	-144.24	0.01	136.75	-231.36	0.01

Cabe destacar que tras el análisis paramétrico, representado en la Tabla 43, con el modelo de frecuencia se ha determinado que tanto el modo de 135 Hz como el de entre 145 y 150 Hz pertenecen a la cámara de combustión. Este hecho se ha demostrado ejecutando distintos casos en los que se varía la longitud del conducto anular y otros en los que se varía la

longitud de la cámara de combustión. En los casos en los que se variaba el conducto anular, estas frecuencias seguían apareciendo, lo cual nos hace pensar que son propias de la cámara de combustión.

Por otro lado se realiza otro análisis para determinar la evolución de estos modos en función de la relación de equivalencia y en consecuencia de la temperatura.

Tabla 44: Resultados del análisis paramétrico variando ER.

ER	1º Modo			2º Modo		
	Frecuencia (Hz)	Imaginaria (rad/s)	Valor absoluto	Frecuencia (Hz)	Imaginaria (rad/s)	Valor absoluto
0.96	128.75	-320.38	0.00	145.25	-56.21	0.22
0.92	131.38	-339.87	0.00	149.75	-95.20	0.12
0.86	136.25	-266.67	0.00	150.22	-117.43	0.00
0.80	144.75	-151.51	0.00	360.25	-84.93	0.00
0.72	137.25	-246.40	0.02	350.74	3.50	0.00
0.66	131.75	-272.03	0.00	13.75	125.91	0.36

En la Tabla 44 podemos ver los valores de frecuencia obtenidos por el modelo. Se aprecia cómo en el modo más bajo la parte imaginaria negativa permanece constante o bien se reduce en valor absoluto, mientras el modo mayor va incrementando, en valor absoluto, su parte imaginaria negativa, lo que hace pensar que este segundo modo vaya ganando fuerza respecto al primero. Este hecho se puede apreciar en la Tabla 23 la cual muestra los resultados experimentales de este caso.

Estos modos también pueden ser representados por los modelos tanto de presión como por el de velocidad. En la Figura 122 se muestran los perfiles experimentales y teóricos de los modos del caso anteriormente mencionado, tanto el caso dominante como el caso menos inestable.

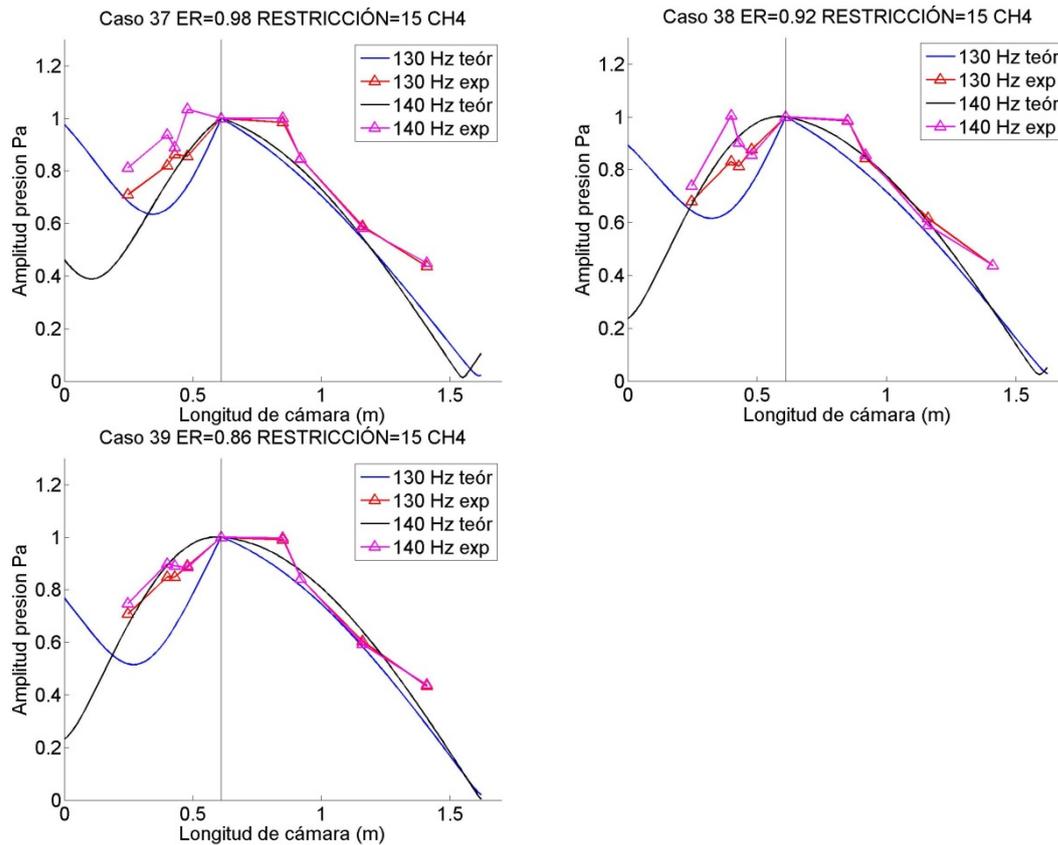


Figura 122: Modelo de presión aplicado a varios modos.

Como se puede apreciar en la anterior figura el modelo se ajusta bien también para el segundo modo, pese a que no se trate del modo dominante.

Cabría destacar que la importante diferencia entre el caso de 130 Hz y 140 Hz en el tramo de inyección posiblemente esté provocada por la importante diferencia entre los coeficientes de reflexión a esas frecuencias. Este hecho puede ser apreciado en el anexo III en el que se muestran las distintas $R1$ para todas las restricciones estudiadas.

En lo relativo a la permanencia de estos modos al cambiar de restricción. Los modos siguen existiendo en los datos experimentales, no siendo así en los teóricos. Los modos pueden ser apreciados en la FFT de restricción 9, 6, incluso 3 para el metano (Figura 123). La existencia de estos modos también en con estas condiciones de operación tienen sentido si se tiene en cuenta que en el anterior análisis paramétrico se ha determinado que se trata de modos de la cámara de combustión. Al cambiar la restricción estamos cambiando las condiciones de contorno del conducto de inyección el cual está muy desacoplado de la cámara de combustión.

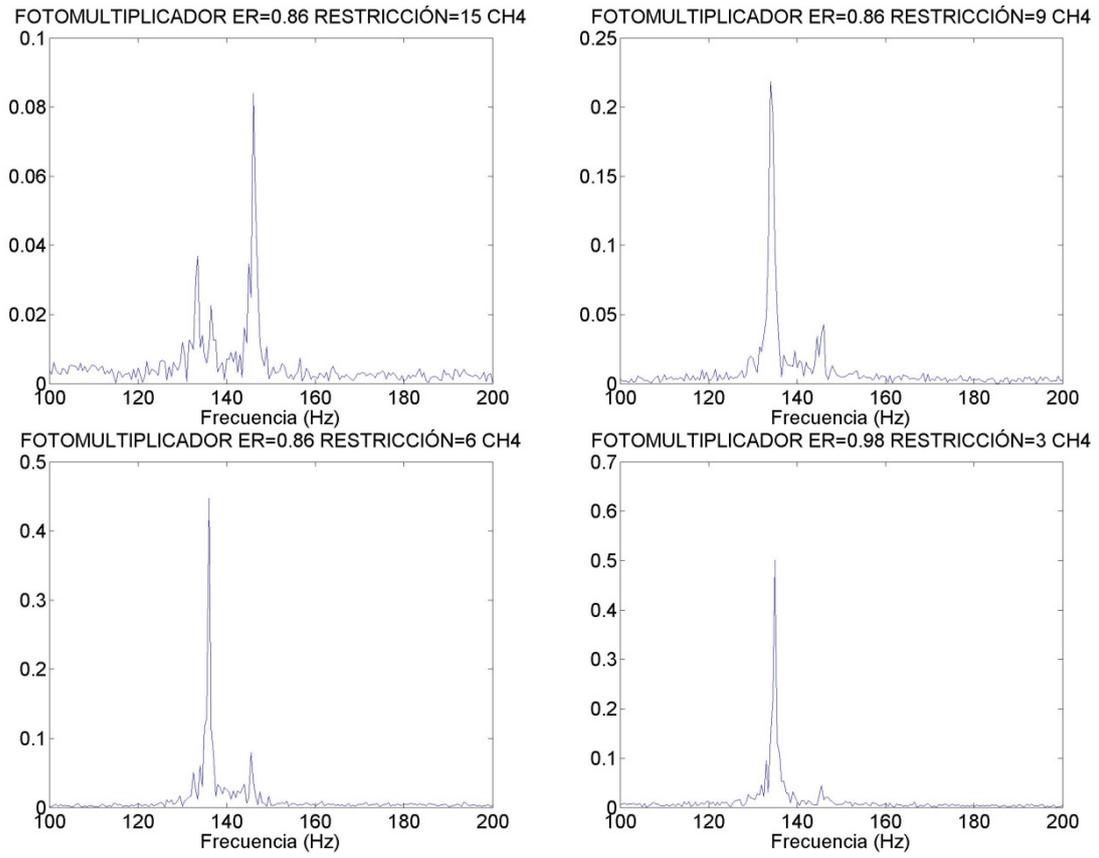


Figura 123: FFTs ampliadas en el rango 100 a 200 Hz.

