

**ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE QUEMADORES DE PREMEZCLA
CON AIRE INDUCTOR, PARA SU APLICACIÓN A LA PEQUEÑA Y MEDIANA
INDUSTRIA EN COLOMBIA**

JAVIER FERNANDO AGUDELO GÓMEZ

WILSON JAVIER SALINAS BLANCO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

**ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE QUEMADORES DE PREMEZCAL
CON AIRE INDUCTOR, PARA SU APLICACIÓN A LA PEQUEÑA Y MEDIANA
INDUSTRIA EN COLOMBIA**

JAVIER FERNANDO AGUDELO GÓMEZ

WILSON JAVIER SALINAS BLANCO

**Trabajo de Grado presentado como requisito para optar el título de
Ingeniero Mecánico**

Director

OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA

Ingeniero Mecánico

Codirector

LUIS EDUARDO GARCIA SANCHEZ

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2010

DEDICATORIA

A Dios todo poderoso, porque me ha brindado la oportunidad de salir adelante y me ha dado fortaleza para superar todas las dificultades.

A mi padre, Pablo Enrique, Porque siempre ha tenido fe en mi y ha buscado mi bienestar, a pesar de las dificultades.

A mi madre querida, María, Por sus oraciones y por su infinito cariño y comprensión.

A mis hermanas, Laura y Diana, por ser tan maravillosas conmigo.

A mi sobrinita, Mariana, Por ser un motivo más para seguir adelante.

A todas esas personas que nunca olvidare por su apoyo y cariño.

A todos mis amigos, por esos momentos inolvidables.

Wilson Salinas

DEDICATORIA

Este trabajo de grado va dedicado a mi madre (Delia Sucel Gómez Rico), la cual me ha apoyado económica y moralmente, durante toda mi vida.

Javier Fernando Agudelo Gómez

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Bernadette Petiot de FRANCIA, de GDF SUEZ, la cual es la empresa autora de la referencia bibliográfica [2] y la cual nos suministró sin ningún problema, ya que este libro solo lo tenía una persona en Colombia, y solo por medio de Bernadette Petiot pudimos obtenerlo.

Agradecemos a nuestro director, el profesor Omar Armando Gelvez por el gran apoyo prestado en la realización de este proyecto de grado y por su completa disponibilidad para asesorarnos en la realización del mismo.

Agradecemos al profesor Carlos Alirio Diaz, profesor cátedra de la escuela de Ingeniería Mecánica, ya que el nos suministró información inicial que nos hizo perseverar con este proyecto de grado.

Agradecemos al CDT de GAS por el préstamo de los equipos de medición, ya que sin estos la fase del estudio experimental hubiera sido imposible; Agradecemos especialmente al Ingeniero Henry Abril por su gran entusiasmo y colaboración, siendo parte activa de este proyecto.

Agradecemos a nuestro compañero de la escuela de Ingeniería Mecánica, Víctor Manrique, quien nos brindó su ayuda en la elaboración de las pruebas, sacrificando su valioso tiempo.

Agradecemos a los auxiliares del laboratorio de plantas térmicas y al grupo técnico de la escuela de Ingeniería Mecánica, por haber colaborado con las herramientas básicas para la realización de las pruebas.

CONTENIDO

	pag.
INTRODUCCIÓN	31
1. CLASIFICACIÓN Y CONCEPTOS BÁSICOS DE LOS QUEMADORES.....	33
1.1 QUEMADORES PARA COMBUSTIBLES SÓLIDOS.....	33
1.1.1 Quemadores de carbón pulverizado	34
1.1.2 Cámaras de combustión de lecho fluido	35
1.1.3 Cámaras de combustión tipo ciclón	35
1.1.4 Parrillas	36
1.2 QUEMADORES PARA COMBUSTIBLES LÍQUIDOS	37
1.2.1 Quemadores de combustible líquido por gasificación o vaporización	37
1.2.2 Quemadores de combustible líquido por pulverización	37
1.3 QUEMADORES PARA COMBUSTIBLES GASEOSOS	39
1.3.1 Quemadores de premezcla	41
1.3.1.1 Quemadores de premezcla a inducción.....	41
1.3.1.2 Quemadores de premezcla sin inducción.....	43
1.3.1.3 Quemadores de aire forzado	44
1.3.2 Quemadores de difusión	46
2. FENÓMENOS BAJO LOS CUALES SE BASA EL FUNCIONAMIENTO DE QUEMADORES DE PREMEZCLA A INDUCCIÓN.....	48
2.1 FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO.....	48
2.2 ARRASTRE PRODUCIDO POR EL FLUIDO INYECTADO (FREE JET ENTRAINMENT)	49
2.3 PROCESO DE INDUCCIÓN.....	51
2.4 DEFINICIÓN DE PROPIEDADES DE ESTANCAMIENTO	55
2.5 FLUJO SÓNICO Y SUBSÓNICO.....	57

2.6 PRINCIPIO DE EULER APLICADO AL CÁLCULO DEL IMPULSO DEL CHORRO DE AIRE INYECTADO Y ANÁLISIS DE DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO Y TEOREMA DE BERNOULLÍ PARA EL MEZCLADOR.....	67
3. CÁLCULO DE PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE Y DEL COMBURENTE .	74
3.1 DENSIDAD (ρ) DE UNA MEZCLA DE GASES	74
3.2 RELACIÓN DE CALORES ESPECÍFICOS ($k=C_p C_v$) PARA UNA MEZCLA DE GASES	75
3.3 PODER CALORÍFICO (Q^o), PARA UNA MEZCLA DE GASES Y CALOR OBTENIDO POR LA COMBUSTIÓN.....	76
3.4 ÍNDICE DE WOBBE (W)	78
3.5 PROPIEDADES DEL COMBURENTE DE LA COMBUSTIÓN Y CÁLCULO DE SU CAUDAL	80
3.6 ESTEQUIOMETRIA DE LA COMBUSTIÓN	85
4. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL QUEMADOR	87
4.1 DISEÑO DEL INYECTOR.....	87
4.1.1 Coeficiente de descarga del inyector (C_d).....	92
4.2 PERDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS.....	95
4.2.1 Coeficiente de pérdidas de una sección del flujo con respecto a una sección de otro punto del flujo.....	97
4.3 FUNCIONAMIENTO REAL DEL SISTEMA INDUCTOR EN QUEMADORES DE PREMEZCLA (DISEÑO DEL MEZCLADOR DEL QUEMADOR).....	100
4.3.1 Diseño del cuello del mezclador. La ecuación de funcionamiento ideal desarrollada en la sección 2.6:	100
4.3.2 Convergente de entrada del fluido inducido.	102
4.3.3 Divergente del mezclador.	102
4.4 FENÓMENOS ASOCIADOS A LA ESTABILIDAD DE LA LLAMA Y DISEÑO DE LA CABEZA DEL QUEMADOR	103
4.4.1 Diseño del estabilizador de llama de la cabeza del quemador.....	106
5. CÁLCULO DEL MODELO A CONSTRUIR PARA DESARROLLAR EL ESTUDIO EXPERIMENTAL	113
5.1 CÁLCULOS DEL GAS COMBUSTIBLE	113
5.1.1 Densidad del gas combustible en condiciones estándar.....	113
5.2 CÁLCULO DEL AIRE HÚMEDO PARA LA COMBUSTIÓN.....	114

5.2.1 Caudal de aire húmedo necesario para la combustión (<i>Qaire húmedo</i>).....	115
5.3 CÁLCULO DEL INYECTOR (FLUJO A TRAVÉS DE INYECTORES A BAJA PRESIÓN: $P_{\text{AIRE}} < 100$ (MILIBAR) = FLUJO INCOMPRESIBLE)	116
5.3.1 Cálculo del impulso del aire inyectado (I).....	117
5.4 DISEÑO DE LA CABEZA DEL QUEMADOR	117
5.5 CÁLCULO DEL MEZCLADOR O VENTURI DEL QUEMADOR.....	119
5.5.1 Cálculo de los coeficientes de pérdidas ($K = \lambda * LD$) de las secciones de flujo a través del mezclador.....	119
5.5.1.1 Coeficiente de pérdidas de la cabeza del quemador.	119
5.5.1.2 Coeficiente de pérdida del divergente del mezclador	121
5.5.1.3 Coeficiente de pérdidas del cuello del mezclador. Este coeficiente de pérdidas se tomará como el de una sección recta con coeficiente de rozamiento $\lambda = 0,032$ y la relación de longitud a diámetro $LD = 3$:	122
5.5.1.4 Coeficiente de pérdidas del convergente de entrada del gas-combustible	122
5.5.2 Modelo diseñado para $\Delta P_{\text{aire}} = 15$ (milibar)	125
6. PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO EXPERIMENTAL SOBRE EL MODELO A CONSTRUIR.....	136
6.1 ANÁLISIS DIMENSIONAL APLICADO AL FENÓMENO DE ARRASTRE EN QUEMADORES DE PREMEZCLA.....	137
6.1.1 Parámetros de interés y sus dimensiones (Aplicación del teorema Pi de Buckingham)	137
6.1.2 Números de puntos de operación a medir y variables a medir en cada punto	140
6.2 MÉTODOS DE ENSAYO APLICADO A LAS PRUEBAS A REALIZAR EN EL QUEMADOR DE AIRE INDUCTOR.....	141
6.2.1 Principio de validación.....	141
6.2.1.1 Establecimiento de las condiciones y alcances de la validación.....	142
6.2.1.2 Método de GUM.....	143
7. CONSIDERACIONES QUE SE DEBEN TENER EN CUENTA PARA LA SELECCIÓN DEL VENTILADOR Y DEL REGULADOR DE GAS, APRECIACIONES PARA LA INSTALACIÓN DEL QUEMADOR Y MONTAJE DESARROLLADO DEL MISMO	146
7.1. Conceptos básicos de operación y selección del ventilador	146
7.2 INSTALACION Y MONTAJE DE UN QUEMADOR DE PREMEZCLA	152

7.2.1 Tomas de presión para líneas de impulso de conexión cruzada	152
7.2.2 Tomas para medir la presión en la cámara de combustión u horno.....	153
7.2.3.1 Ajuste de un sistema de premezcla	154
7.2.3.2 Sistema de premezcla en uso.....	154
7.2.4 Efecto de la presión o la succión en la cámara de combustión sobre el control en un sistema cero o atmosférico.....	155
7.2.5 Efecto de la presión o succión en la cámara de combustión sobre la capacidad del quemador	156
7.2.6 Tipos De reguladores y selección del mismo	158
7.2.6.1 Regulador simple de gas reductor de presión.....	158
7.2.6.2 Regulador atmosférico (Gobernador cero)	159
7.3 MONTAJE PRELIMINAR DEL QUEMADOR.....	162
7.3.1 Encendido.....	164
7.4 MONTAJE FINAL	166
7.5. INSTRUMENTACION Y ESPECIFICACIONES TECNICAS.....	169
7.5.1 Medición de temperatura	169
7.5.2 Unidad medidora de flujo (flujometros).....	171
7.5.2.1 Medidor de caudal de desplazamiento positivo tipo rotativo	172
7.5.3 Manómetros	173
7.5.4 Medidor de condiciones ambientales.....	174
7.5.5 Analizador de los gases de combustión	175
7.5.6 Comprobación de las dimensiones geométricas del quemador.....	177
7.5.6.1 Pruebas de rugosidad en diversos elementos del quemador.....	177
7.6 UNIDAD UTILIZADA PARA LA GENERACION DE FLUJO (VENTILADOR).....	178
8. RESULTADOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS.....	180
8.1 COMPORTAMIENTO DE INDUCCIÓN REAL VERSUS COMPORTAMIENTO DE INDUCCIÓN TEÓRICO.....	180
8.1.1 Curvas de consumo de gas (Graficas de π_{gas} y de Potencia de consumo de gas)	183
8.1.2 Curvas de relación de flujo másico de aire y de gas Versus presión de vacío del gas a la entrada del quemador, tomando constante el flujo de aire (<i>mairemgas</i> Versus <i>Pgas</i>).	191

8.1.3 Curvas de potencia de consumo de gas, Versus presión, para los 4 inyectores, dejando constante el flujo de aire	195
8.1.4 Curvas de potencia de consumo de gas, Versus caudal de aire, para cada inyector construido	198
8.2 COEFICIENTE DE DESCARGA DE LOS INYECTORES	201
8.3 NO _x , C _x H _y Y EMISIONES DE MONOXIDO DE CARBONO	201
9. CONCLUSIONES.....	205
10. RECOMENDACIONES	211
BIBLIOGRAFÍA.....	213
LISTA DE ANEXOS	214

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Quemador de carbón pulverizado.....	34
Figura 2. Cámara de combustión de lecho fluido.....	35
Figura 3. Quemador de carbón con cámara de combustión tipo ciclón	36
Figura 4. Parrillas, la sección con el numeral 1 es la zona donde está el carbón fresco, la del numeral 2 es la zona de gasificación y formado de coque y la del numeral 3 es la zona de cenizas.....	36
Figura 5. Quemador de combustible líquido por evaporación, con tanque de suministro del combustible con nivel regulado.....	37
Figura 6. Quemador de combustible líquido por pulverización gracias a la rotación	38
Figura 7. Quemador de combustible líquido por pulverización, gracias a la presión del combustible.....	38
Figura 8. Quemador de combustible líquido por pulverización gracias a la inyección provocada por un fluido a alta velocidad.....	39
Figura 9. Quemador de premezcla a inducción, de gas inductor.....	43
Figura 10. Quemador de premezcla a inducción, de aire inductor.....	43
Figura 11. Quemador de premezcla sin inducción.....	44
Figura 12. Quemador de aire forzado que induce y succiona aire de la atmosfera, se mezcla con el gas combustible en elemento mezclador y posteriormente se impulsa dicha mezcla por medio de un ventilador a los puertos de la cabeza del quemador.....	45

Figura 13. Quemador de aire forzado en el cual cada fluido entra por independiente y son mezclados en la sección convergente-divergente del mezclador, para su posterior combustión en el puerto	45
Figura 14. Quemador con llama de difusión típico.....	47
Figura 15. Fenómeno de arrastre y proceso de mezclado en la descarga de gases a atmosferas	50
Figura 16. Fenómeno de arrastre en un venturi de forma tradicional y más elaborada.....	51
Figura 17. Perfil de velocidades de un tubo de mezcla.....	52
Figura 18. Relación de arrastre Vs Presión de estancamiento del fluido inyectado, para diversas curvas de diámetro constante y de flujo másico del inyector constante.	54
Figura 19. Diagrama h-s de un proceso de estancamiento ideal y real	56
Figura 20. Pistón en movimiento, cambio de presión y velocidad alrededor de la perturbación y volumen de control sobre la onda de presión que nos sirve para calcular la velocidad del sonido en el fluido	58
Figura 21. Perfil de presión a lo largo de la dirección del flujo en el inyector.....	64
Figura 22. Forma del flujo descargado en condiciones subsónicas y sónicas por un inyector	65
Figura 23. Volumen de control, compuesto por un tubo de corriente con la sección 1 de entrada y la sección 2 de salida.....	66
Figura 24. Depósito de gas, que descarga por medio de un agujero de área A, el gas a una velocidad V_g	68
Figura 25. Diagrama de cuerpo libre de la descarga de un fluido de un tanque.	68
Figura 26. Diagrama de cuerpo libre al volumen de control de la descarga de un fluido en un deposito.....	70
Figura 27. Efecto inductor del chorro libre inyectado sobre el mezclador.....	71

Figura 28. Diagrama T-s del agua presente en el aire, para los tres casos posibles	81
Figura 29. Flujo másico en la zona de descarga sónica y en la zona de descarga subsónica, en función de la presión en la zona de descarga y para cambios en las propiedades de estancamiento P_0 y T_0	88
Figura 30. Dos inyectores con áreas de entrada y salida iguales, pero con geometrías internas diferentes.....	91
Figura 31. Factores de los cuales depende el coeficiente de descarga de un inyector	92
Figura 32. Valores del coeficiente de descarga para diversos tipos de geometrías internas diferentes	92
Figura 33. Valores del coeficiente de pérdidas para geometrías típicas de accesorios.....	98
Figura 34. Esquema de estabilidad del frente de llama, igualando la componente normal de la mezcla a la velocidad de deflagración.....	103
Figura 35. Velocidad de deflagración o de propagación de la llama para diversos gases-combustibles, con diferentes relaciones de aire primario.....	104
Figura 36. Gráficas para el propano y el gas natural, de fenómenos indeseables que se pueden presentar en la combustión y puntos de operación óptimos para una potencia térmica específica y relación de aire primario con respecto al estequiométrico.....	106
Figura 37. Valor de potencia en KW cuando aparece el fenómeno de soplado utilizando los diferentes modelos de estabilizador de llama, para el gas de Lacq y a diversos valores de factor de aireación para la mezcla aire-combustible.	108
Figura 38. Modelos de estabilizador de llama unipuerto.....	108
Figura 39. Diámetro del agujero principal para un quemador unipuerto Versus relación de pilotaje	111
Figura 40. Configuración geométrica del inyector.....	115

Figura 41. Configuración geométrica para determinar el coeficiente en la zona divergente del quemador	121
Figura 42. Ubicación de los diferentes coeficientes de pérdida en el mezclador y el estabilizador de llama	124
Figura 43. Mezclador, estabilizador de llama e inyector, señalando algunas zonas que se dimensionan por dependencia geométrica.	124
Figura 44. Diseño preliminar del quemador, Tablas de materiales y relaciones Diametrales del cuello.....	127
Figura 45. Quemador de aire inductor (a) isométrica del quemador de aire inductor, (b) Corte transversal del quemador mostrando sus diferentes componentes, (c) Fotografía del quemador construido.....	128
Figura 46. Tres secciones del mezclador (a) Sección media del mezclador donde finaliza el diámetro del cuello, (b) Sección inicial del mezclador donde se introduce el inyector, (c) Sección final del mezclador, donde se enrosca el estabilizador de llama.	129
Figura 47. Inyector (a) inyector en isométrica, (b) Corte transversal que muestra el Diámetro de salida, (c) Cuatro inyectores maquinados	130
Figura 48. Estabilizador de llama (a) isométrica del estabilizador, (b) fotografía del estabilizador maquinado, (c) corte transversal.	131
Figura 49. Accesorio de ajuste del inyector (a) isométrico del accesorio, (b) corte transversal, (c) fotografía del accesorio maquinado.	132
Figura 50. Procedimiento de diseño para determinar el diámetro del cuello y el diámetro de salida del inyector	133
Figura 51. Principio de validación	141
Figura 52. Tipos de alcances esperados	142
Figura 53. Proceso para determinar la incertidumbre según el método de “GUM”.	144
Figura 54. Ventilador de dos etapas	148

Figura 55. Ventilador con plato de ajuste para evitar el fenómeno de recirculación.	149
Figura 56. Curvas de funcionamiento de un ventilador.	150
Figura 57. Puntos de operación, cuando se modifica la curva del sistema, y su incidencia sobre la potencia térmica del quemador	151
Figura 58. Recomendaciones para las tomas de presión	152
Figura 59. Esquema del montaje de un quemador de premezcla.	155
Figura 60. Montaje de quemador de premezcla con aire inductor, utilizando o regulador cero.	156
Figura 61. Efecto de la presión en la cámara de combustión.	157
Figura 62. Configuraciones de quemadores con premezcla	157
Figura 63. Esquema de un regulador.	158
Figura 64. Regulador cero.	159
Figura 65. Regulador instalado en un quemador de premezcla de aire inductor.	160
Figura 66. Regulador de dos etapas.	162
Figura 67. Regulador de dos etapas montado en un cilindro de GNV.	163
Figura 68. Montaje preliminar del quemador.	163
Figura 69. Fotos de la llama funcionando a diferentes caudales de aire y de gas natural.	164
Figura 70. Fotos sobre el fenómeno de incandescencia dentro del refractario.	165
Figura 71. Caldera pirotubular del laboratorio de gases	166
Figura 72. Montaje general del quemador, con los elementos de medición más importantes.	167
Figura 73. Montaje general del quemador, con los elementos más importantes.	167

Figura 74. Montaje general del quemador, con los elementos más importantes .	168
Figura 75. Fenómenos particulares en la llama, (a) Llama bien definida; (b) Estabilizadores de llama; (c) Fenómeno de puntas amarillas.	169
Figura 76. Termoindicador digital, la cual facilita la termometría.	170
Figura 77. Termocupla para medir la temperatura del gas	171
Figura 78. Tipos de medidores de caudal más comunes.....	171
Figura 79. Esquema representativo del medidor de caudal de desplazamiento positivo tipo rotativo	172
Figura80. Medidor rotativo para ser usado en las pruebas.....	172
Figura 81. Manómetros usados para medir la presión, (a) manómetro en U tipo diferencial, (b) manómetro inclinado.	173
Figura 82. Anemómetro Kestrel usado para medir las condiciones ambientales.	174
Figura 83. Principales componentes del analizador.	175
Figura 84. Esquema representativo de los componentes del analizador.....	176
Figura 85. Fotografía del Analizador de gases de combustión	177
Figura 86. (a) Rugosímetro, (b) Prueba de rugosidad en un elemento del quemador.....	178
Figura 87. Blower regenerativo utilizado para generar el flujo hacia el quemador de aire inductor	179
Figura 88. Blower regenerativo instalado.....	179
Figura 89. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento relativo: π_{gas} Versus $P_{aire\ entrada\ inyector}/P_{gas\ entrada\ al\ quemador}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $D_{cuello}/D_i = 1,61178 \rightarrow A_{cuello}/A_{inyector} = 2,59784$	183
Figura 90. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento absoluto: $P_{otencia\ gas}(KW)$ Versus $P_{aire\ entrada\ inyector}/P_{gas\ entrada\ al\ quemador}$,	

para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $D_{cuellodi}=1,61178 \rightarrow AcuelloAinyector = 2,59784$	184
Figura 91. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento relativo: π_{gas} Versus $P_{aire\ entrada\ inyector}/P_{gas\ entrada\ al\ quemador}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $D_{cuellodi}=1,51879 \rightarrow AcuelloAinyector = 2,3067$	185
Figura 92. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento absoluto: $Potenciagas$ (KW) Versus $P_{aire\ entrada\ inyector}/P_{gas\ entrada\ al\ quemador}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $D_{cuellodi}=1,51879 \rightarrow AcuelloAinyector = 2,3067$	186
Figura 93. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento relativo: π_{gas} Versus $P_{aire\ entrada\ inyector}/P_{gas\ entrada\ al\ quemador}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $D_{cuellodi}=1,42769 \rightarrow AcuelloAinyector = 2,0383$	187
Figura 94. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento absoluto: $Potenciagas$ (KW) Versus $P_{aire\ entrada\ inyector}/P_{gas\ entrada\ al\ quemador}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $D_{cuellodi}=1,42769 \rightarrow AcuelloAinyector = 2,0383$	188
Figura 95. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento relativo: π_{gas} Versus $P_{aire\ entrada\ inyector}/P_{gas\ entrada\ al\ quemador}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $D_{cuellodi}=1,3281 \rightarrow AcuelloAinyector = 1,76388$	189
Figura 96. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento absoluto: $Potenciagas$ (KW) Versus $P_{aire\ entrada\ inyector}/P_{gas\ entrada\ al\ quemador}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $D_{cuellodi}=1,3281 \rightarrow AcuelloAinyector = 1,76388$	190
Figura 97. m_{aire}/m_{gas} Versus P_{gas} para el flujo de aire de 280 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector.	193
Figura 98. m_{aire}/m_{gas} Versus P_{gas} para el flujo de aire de 250 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector.	193
Figura 99. m_{aire}/m_{gas} Versus P_{gas} para el flujo de aire de 220 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector.	194

Figura 100. m_{aire}/m_{gas} Versus P_{gas} para el flujo de aire de 190 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector.	194
Figura 101. m_{aire}/m_{gas} Versus P_{gas} para el flujo de aire de 160 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector	195
Figura 102. $P_{potenciagas}$ (KW) Versus P_{gas} para el flujo de aire de 280 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector.	196
Figura 103. $P_{potenciagas}$ (KW) Versus P_{gas} para el flujo de aire de 250 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector.	196
Figura 104. $P_{potenciagas}$ (KW) Versus P_{gas} para el flujo de aire de 220 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector.	197
Figura 105. $P_{potenciagas}$ (KW) Versus P_{gas} para el flujo de aire de 190 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector.	197
Figura 106. $P_{potenciagas}$ (KW) Versus P_{gas} para el flujo de aire de 160 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector	198
Figura 107. Curva de consumo de potencia de gas, Versus caudal de aire, para el inyector de diámetro 10,78 mm.	199
Figura 108. Curva de consumo de potencia de gas, Versus caudal de aire, para el inyector de diámetro 11,44 mm.	199
Figura 109. Curva de consumo de potencia de gas, Versus caudal de aire, para el inyector de diámetro 12,17 mm.	200
Figura 110. Curva de consumo de potencia de gas, Versus caudal de aire, para el inyector de diámetro 13,08 mm.	201
Figura 111. Coeficiente de descarga de los 4 inyectores maquinados, Versus número de Reynolds del aire en la descarga del inyector.	201
Figura 112. Emisiones de monóxido de carbono en partes por millón Versus factor de aireación, para el inyector de diámetro 10,78 mm y para los 5 flujos de aire tomados.	202

Figura 113. Emisiones de monóxido de carbono en partes por millón Versus factor de aireación, para el inyector de diámetro 11,44 mm y para los 5 flujos de aire tomados.203

Figura 114. Emisiones de monóxido de carbono en partes por millón Versus factor de aireación, para el inyector de diámetro 12,17 mm y para los 5 flujos de aire tomados.203

Figura 115. Emisiones de monóxido de carbono en partes por millón Versus factor de aireación, para el inyector de diámetro 13,08 mm y para los 5 flujos de aire tomados.204

LISTA DE TABLAS

	pag.
Tabla 1. Familias de gases combustibles. Tomada y editada de la referencia	78
Tabla 2. Densidad relativa y poder calorífico superior e inferior de algunos gases-combustibles. Tomada y editada de la referencia.....	79
Tabla 3. Composición del Lacq.....	110
Tabla 4. Composición promedio del gas natural.....	110
Tabla 5. Coeficientes de pérdida para diferentes relaciones de diámetro	120
Tabla 6. Relaciones geométricas recomendadas	125
Tabla 7. Diámetros de diseño de salida del inyector calculados y su relación con respecto al diámetro del cuello	126
Tabla 8. Diámetro de salida de los cuatro inyectores	130
Tabla 9. Objetivos de la validación según los 3 tipos de procedimiento de ensayo que se pueden utilizar.....	142
Tabla 10. Capacidades con 2 osi de caída de presión a través del regulador.....	160
Tabla 11. Factores para corregir la capacidad de pérdida de presión	161
Tabla 12. Environmental tolerance of letter designated thermocouples. Fuente: measurement, instrumentation and sensors handbook. John G. Webster 1999..	170
Tabla 13. Especificaciones técnicas del termoindicador.....	170
Tabla 14. Manómetros usados para determinar las presiones en diferentes puntos del quemador.....	173
Tabla 15. Especificaciones técnicas del anemómetro Kestrel	174
Tabla 16. Tipos de sensores usados en la medición	175

Tabla 17. Rangos de medición de los diferentes gases en las emisiones	176
Tabla 18. Presión de entrada al inyector de aire en milibar para los flujos de aire medidos y para los 4 inyectores.....	192
Tabla 19. Efectos básicos que se producen por el cambio de presión de suministro de aire y de gas, sobre los caudales de aire y de gas y la potencia térmica. Permaneciendo constante el área del inyector	210
Tabla 20. Efectos del área del inyector, sobre la presión del aire a la entrada del inyector, sobre la presión de vacío del gas entrando al quemador, sobre el flujo de gas y sobre la potencia térmica; Manteniendo la eficiencia de la combustión encima de 99%.	210

LISTA DE ANEXOS

Pág.

Anexo A. Demostración de la dependencia entre las propiedades de un flujo, sus propiedades de estancamiento y el número Ma , para flujo adiabático reversible de gases ideales, a través de inyectores (obtención de las ecuaciones 16 a 31)....214

Anexo B. Curva de calibración del medidor rotativo de lóbulos para medir el caudal de aire.....218

Anexo C. Plantilla de cálculo para el diseño del quemador y para los puntos de operación teóricos (ver carpeta adjunta de ANEXOS)

Anexo D. Plantilla de cálculo para los puntos de operación experimentales (ver carpeta adjunta de ANEXOS)

GLOSARIO

AIRE PRIMARIO: el volumen de aire que entra al quemador por unidad de volumen de gas.

CONDICIONES DE REFERENCIA: son una serie de variables que se fijan, para lograr realizar una correcta comparación entre los resultados medidos de un mensurado.

DESPRENDIMIENTO DE LLAMA: fenómeno que se caracteriza por el desprendimiento total o parcial de la base de la llama, alejándose de la cabeza del quemador.

ESTABILIDAD DE LA LLAMA: estado de las llamas en los puertos quemadores cuando no ocurren los fenómenos de desprendimiento y retroceso.

ERROR DE REPETIBILIDAD: Se le dice a la diferencia entre el mayor y el menor resultado de una serie de mediciones, que proviene de una cantidad específica, que es medida bajo las mismas condiciones.

EXACTITUD DE UNA MEDICIÓN: proximidad entre el resultado de una medición y el valor verdadero del mensurando.

FACTOR DE CORRECCIÓN: es un valor por el cual se multiplica una medición, para compensar un error sistemático estimado.

INCERTIDUMBRE DE MEDICIÓN: parámetro, no negativo, caracterizando la dispersión de los valores atribuibles al mensurando, basándose en la información utilizada.

INTERVALO DE TRABAJO: conjunto de los valores de magnitudes de una misma naturaleza que un método de ensayo puede medir con una incertidumbre especificada, en condiciones determinadas.

LÍMITE DE DETECCIÓN: es la menor cantidad que puede ser distinguida del blanco con cierto nivel de confianza especificado.

LINEALIDAD: capacidad de un método para obtener resultados de ensayos proporcionales a la cantidad de mesurando.

MENSURANDO: magnitud particular sometida a medición.

MÉTODO DESARROLLADO: método de ensayo desarrollado por el laboratorio o por un fabricante o proveedor de equipos, de medios de cultivo etc., de forma unilateral y que no dispone del reconocimiento de los métodos normalizados o de los métodos alternativos.

PRECISIÓN DE UNA MEDICIÓN: proximidad entre valores obtenidos por medición de replicados en el mismo o similar material bajo condiciones especificadas.

PUNTAS AMARILLAS: fenómeno que se caracteriza por la aparición de una coloración amarilla en la punta del cono azul de una llama aireada.

REPETIBILIDAD: precisión en condiciones bajo las cuales resultados de ensayos independientes son obtenidos con el mismo método, en materiales presumiblemente idénticos, en el mismo lugar, con el mismo equipo, por el mismo operador, en intervalos cortos de tiempo.

REPRODUCIBILIDAD: precisión en condiciones bajo las cuales se obtiene resultados replicados en materiales presumiblemente idénticos, en diferentes lugares, con diferentes operadores utilizando equipos diferentes.

SESGO: estimación del error sistemático de medición.

VÁLVULA: es un dispositivo que se encarga de parar el suministro de gas a un quemador y además ajustar su tasa de flujo de gas o de aire durante el uso.

RESUMEN

TITULO:

ESTUDIO TEÓRICO-EXPERIMENTAL DE QUEMADORES DE PREMEZCLA CON AIRE INDUCTOR, PARA SU APLICACIÓN A LA PEQUEÑA Y MEDIANA INDUSTRIA EN COLOMBIA[♦]

AUTORES:

Javier Fernando Agudelo Gómez
Wilson Javier Salinas Blanco^{♦♦}

PALABRAS CLAVE:

Quemador, premezcla, inductor, inyector, mezclador, cabeza.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo de este proyecto de grado es el de realizar un estudio teórico- práctico sobre el diseño y comportamiento de los quemadores de premezcla con efecto inductor, haciendo un énfasis en los quemadores de premezcla con aire inductor. Posteriormente por medio de la aplicación del análisis dimensional, se desarrollarán unas pruebas determinísticas a un modelo construido, para realizar un análisis comparativo entre el funcionamiento basado en la teoría recopilada y lo observado durante la experimentación, esperando encontrar información más detallada sobre el comportamiento de estos equipos que conlleve a desarrollar un procedimiento de diseño más sistematizado y desarrollo de futuras tecnologías que optimicen la función de los mismos.

Una de las razones por las cuales se desarrolló este proyecto es por la carencia de información detallada sobre el funcionamiento de estos equipos, ya que en el país muy pocas personas tienen diversas fuentes de información sobre la combustión del gas, limitándose el desarrollo de esta tecnología a la simple copia de equipos, o a los diseños simplificados que no hacen énfasis en la eficiencia de la combustión en el quemador. Por tales razones, con este proyecto de grado pretendemos dar inicio a estudios más influyentes en las bases primarias de obtención de la energía como lo es la combustión.

[♦] Trabajo de grado

^{♦♦} Facultad de ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Omar Armando Gelvez Arocha

SUMMARY

TITULO:

THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF AIR INDUCTOR PREMIXED BURNERS, FOR LOW AND MEDIUM INDUSTRY APPLICATIONS IN COLOMBIA ♦

AUTHORS:

Javier Fernando Agudelo Gómez
Wilson Javier Salinas Blanco♦♦

KEY WORDS:

Burner, premixed, inductor, injector, mixer, head.

ABSTRACT

This degree project is going to do a theoretical and experimental study about the design and behavior of air inductor premixed burners. Lately using analysis dimensional techniques, it will develop a deterministic test in a model built for compare the experimental and the theoretical behavior, expecting search new information that tells us how to get a more precise and efficiency design using the experimental collected information. We pretend predict the induction phenomena in premixed burners with this experimental study, taking the operations points with high combustion's efficiency.

This degree project was done, because there isn't available and precise information about the design of this kind of burners; There are few people in Colombia who know how to design gas burners, and this industry is limited to import or to copy foreign equipment.

This project pretend start an active research in the Universidad Industrial de Santander, about the primary bases of energy how it's the combustion phenomena.

♦ Degree project

♦♦ Faculty of Physics-Mechanic Engineerings, School of Mechanic Engineering,
Director Omar Armando Gelvez Arocha

INTRODUCCIÓN

La humanidad gracias al desarrollo industrial moderno se ha hecho dependiente de la energía química contenida en los hidrocarburos. El proceso de conversión limpia y eficientemente de la energía química contenida en un combustible es de gran interés para los industriales que desean que sus procesos sean económicos y eficientes, y para la sociedad en general que desea cuidar el medio ambiente.

Los equipos utilizados para efectuar el proceso de combustión, ya sea para combustibles sólidos, líquidos o gaseosos son denominados quemadores. El quemador se encarga de combinar en las proporciones adecuadas el combustible con el elemento comburente para un rango de potencias térmicas de funcionamiento, el comburente puede ser aire atmosférico, oxígeno puro o una mezcla de estos dos. El quemador también se encarga de encender la mezcla combustible-comburente y hacer que el proceso de combustión sea eficiente, garantizando una llama uniforme y estable para el rango de potencias térmicas de funcionamiento.

El proceso de diseño de estos equipos, para un funcionamiento eficiente, no es de conocimiento abierto al público en general, existiendo muy poca información detallada al respecto, de tal forma que el problema encontrado, para un desarrollo limpio y sostenible, es la carencia de conocimiento detallado sobre el proceso de combustión en quemadores. Por esto la investigación en este campo, es una prioridad que debe ser enfocado por la academia.

Los combustibles que se presentan en fase gaseosa son muy utilizados en aplicaciones domésticas y en una gran variedad de aplicaciones industriales, gracias a su abundancia frente a los combustibles líquidos y su fácil manejo y transporte frente a los combustibles sólidos. Los gases-combustibles más utilizados, son los gases que se basan en cadenas de hidrocarburos, como lo es el gas natural. Dichos combustibles se pueden obtener por diversos procesos:

Licuefacción del petróleo, destilación del petróleo y gases manufacturados como lo es el gas de ciudad, gas de coquería y mezclas de hidrocarburo-aire.

El gas natural, es el gas-combustible más utilizado mundialmente, gracias a las grandes reservas del mismo. Por esta razón uno de los procesos energéticos más importantes para el desarrollo sostenible de nuestra sociedad es la combustión del gas natural, de tal forma que el objetivo principal de este proyecto es investigar activamente este proceso, buscando reducir al máximo las emisiones de oxidaciones incompletas del proceso de combustión como lo son el monóxido de carbono, aldehídos, acetonas, alcoholes, entre otros, los cuales son tóxicos y reducen la eficiencia de la combustión, debido a estos productos se contamina el medio ambiente y se aprovecha menos la energía contenida en el gas-combustible. Para realizar este estudio con el quemador de aire inductor se deberá experimentar con varias configuraciones de inyectores sobre el mismo venturi, para observar las diferentes relaciones de aire-combustible obtenidas, y los cambios en la eficiencia de la combustión debidas a cambios en el proceso de mezclado.

En este proyecto se piensa diseñar, construir y evaluar el funcionamiento de un equipo (quemador de aire inductor) con propiedades energéticas interesantes debido a su alta modulación de potencia térmica, para posteriormente hacer un análisis de su funcionamiento real, por medio de la creación de curvas adimensionales que nos permita generalizar varios parámetros de funcionamiento. De esta forma aprenderemos más sobre el diseño y construcción de estos equipos, y así en un futuro lograr desarrollar tecnología aplicada a este tipo de equipos, por medio de la investigación desarrollada en la Universidad Industrial de Santander.

1. CLASIFICACIÓN Y CONCEPTOS BÁSICOS DE LOS QUEMADORES

Los quemadores son los equipos utilizados para efectuar el proceso de combustión. Se encargan de controlar los siguientes aspectos:

- Suministro adecuado de las tasas requeridas del combustible y del comburente, ya sea que exista o no, un proceso de premezclado entre estos dos.
- Efectuar la ignición de la mezcla comburente-combustible, para desarrollar el proceso de transformación de la energía química en energía calórica segura y eficientemente, manteniendo estable la zona de reacción (llama) y asegurando que gran parte de la energía liberada se transfiera a la carga.

Existen diversas formas de clasificar a los quemadores, internacionalmente no existe una forma única de clasificarlos, aunque varios autores los clasifican según los siguientes criterios:

- Según la fase del combustible utilizado (quemadores para combustibles líquidos, sólidos y gaseosos).
- Según el tipo de comburente utilizado (quemadores aire-combustible, oxi-combustible y aire-oxi-combustible).
- Según la forma de transmisión del calor a la carga (Quemadores de calentamiento directo y de calentamiento indirecto)

Debido a la gran gama de tipos de quemadores existentes, vamos a realizar subclasificaciones enmarcando los tipos más comunes dentro de la clasificación según la fase del combustible utilizado:

1.1 QUEMADORES PARA COMBUSTIBLES SÓLIDOS⁵

El combustible sólido más utilizado es el carbón. Aunque el carbón contenga internamente volátiles que al salir de la roca sólida hacen contacto con el aire, el mayor componente del carbón es sólido, por esto los quemadores utilizados tienen diversos sistemas para convertir la roca sólida en partículas más pequeñas, para ponerlo en contacto íntimo con el comburente (aire); La clasificación de los

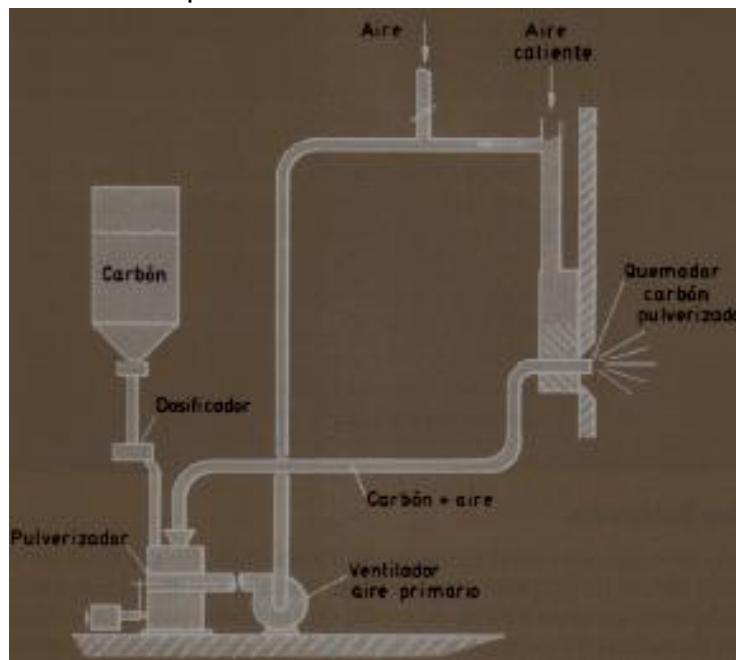
⁵ Leído y analizado de la referencia [8]

quemadores de carbón se hace según el sistema utilizado para realizar este proceso, los cuales son:

- Quemadores de carbón pulverizado.
- Cámaras de combustión de lecho fluido.
- Cámaras de combustión tipo ciclón.
- Parrillas.

1.1.1 Quemadores de carbón pulverizado. El carbón se seca y se pulveriza a tamaños que dependen del tipo de carbón (para la hulla el 80% del carbón debe ser inferior a 0,1 mm y para el lignito solo el 60% debe ser inferior a este tamaño). Posterior a su pulverización el carbón se transporta hacia la zona de combustión por medio de transporte neumático, el cual aporta de un 20% a un 40% del aire necesitado en la combustión. La velocidad de salida oscila entre 5 m/s y 10 m/s. Estos quemadores pueden construirse para potencias de hasta 46 (MW).

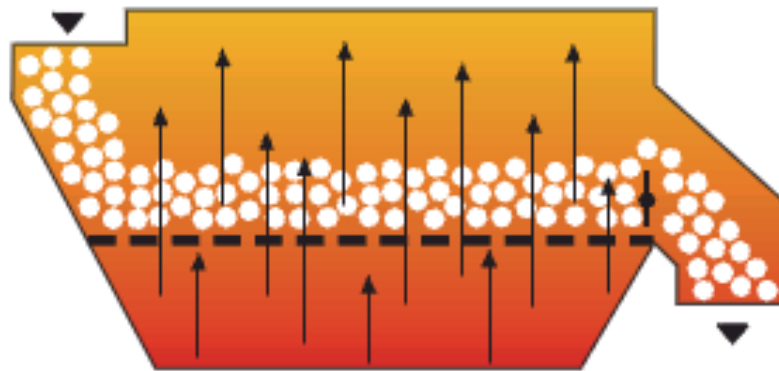
Figura 1. Quemador de carbón pulverizado



Fuente. Tomado de la referencia [8]

1.1.2 Cámaras de combustión de lecho fluido. En estas cámaras, el carbón descansa en un material poroso, por medio del cual se hace fluir aire a una velocidad controlada, llevándose consigo únicamente las cenizas y creando una turbulencia entre las partículas de carbón, las cuales hacen combustión. Se emplean únicamente, para calderas en las cuales el combustible tiene alto contenido de cenizas, o cuando se desea des-sulfurizar el combustible, haciendo que este pase a las cenizas en forma de sulfatos de calcio, magnesio y sodio, para este efecto se puede incorporar en el aire carbonato cálcico.

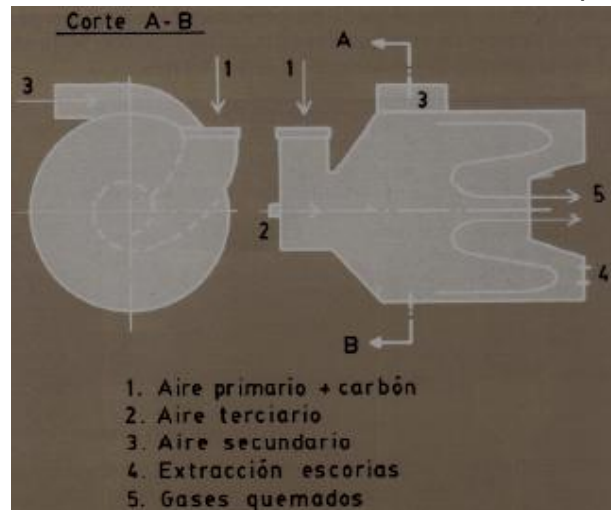
Figura 2. Cámara de combustión de lecho fluido



Fuente. Google

1.1.3 Cámaras de combustión tipo ciclón. La combustión se realiza en una cámara recubierta de escoria fundida que sirve como aislante, obteniéndose así altas temperaturas en los gases productos de la combustión. El carbón pulverizado entra tangencialmente con el aire primario, pero cada uno de forma independiente, el aire secundario que complementa la combustión en la llama también se lleva al quemador por medio de un ventilador. Gracias a la rotación del carbón, las partículas de gran tamaño se mueven hacia la pared, donde son captadas, permitiendo a las partículas finas de carbón ser arrastradas por el aire y quemarse completamente. Con estos quemadores se pueden conseguir potencias por unidad de volumen de la cámara de hasta 9 (MW/m³).

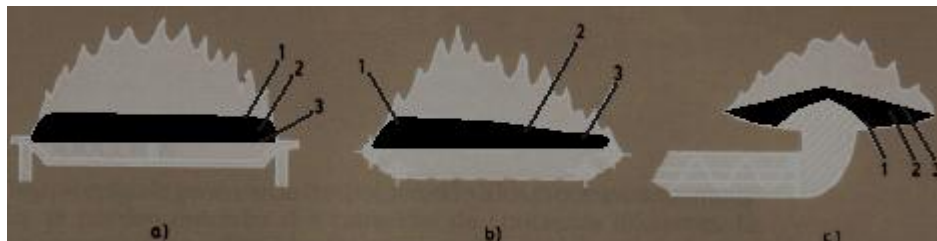
Figura 3. Quemador de carbón con cámara de combustión tipo ciclón



Fuente. Tomada de la referencia [8]

1.1.4 Parrillas. La combustión se efectúa en una superficie plana horizontal denominada parrilla, la cual puede alimentarse de carbón de tres formas diferentes, según como se muestra en la figura: En la Figura a, la parrilla es fija y se alimenta desde arriba con carbón pulverizado. En la Figura b, la parrilla es móvil, consistiendo de una banda transportadora que lleva el carbón y descarga al final de su movimiento las cenizas de la combustión. En la figura c, la parrilla es fija y se alimenta con carbón pulverizado desde abajo, por medio de un transportador neumático. Para todos los casos el aire de la combustión debe atravesar la parrilla, obteniéndose un equilibrio entre la zona de reacción y la parrilla y desde la entrega de calor de esta al aire de combustión. En las parrillas el aporte de aire primario va desde 1,3 hasta 2 veces el valor de aire teórico necesario para la combustión. Las parrillas se construyen para potencias que van entre 1 y 1,7 (MW) por cada metro cuadrado de superficie de la parrilla.

Figura 4. Parrillas, la sección con el numeral 1 es la zona donde está el carbón fresco, la del numeral 2 es la zona de gasificación y formado de coque y la del numeral 3 es la zona de cenizas



Fuente. Tomada y editada de la referencia [8]

1.2 QUEMADORES PARA COMBUSTIBLES LÍQUIDOS⁶

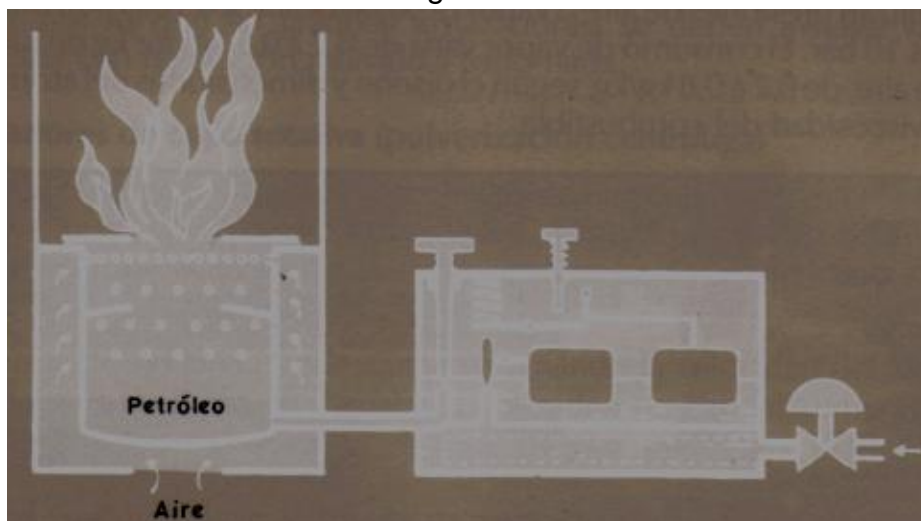
Hay dos tipos de quemadores para combustibles líquidos: Los quemadores de gasificación o vaporización y los quemadores de pulverización.

1.2.1 Quemadores de combustible líquido por gasificación o vaporización.

Los quemadores de gasificación o vaporización basan su funcionamiento en la radiación de la llama que transfiere calor sobre la superficie líquida del combustible, vaporizándolo y alimentando así la llama de nuevo combustible, se usa para pequeñas potencias (menor a 15 KW) y se limita a combustibles ligeros. Por esto eran usados antiguamente en uso doméstico, en quemadores de queroseno con mecha y en vaporizadores de gasolina.

1.2.2 Quemadores de combustible líquido por pulverización. Los quemadores de pulverización son los normalmente utilizados, y su funcionamiento se basa en la atomización del combustible directamente a la zona de combustión por medios mecánicos; Para que el combustible se pueda pulverizar debe tener bajos niveles de viscosidad (del orden de los 10 Centistokes), estos valores de viscosidad los presentan los gasóleos a bajas temperaturas y el fuel-oil precalentado a 110 (°C). Para pulverizar el combustible se utilizan tres métodos:

Figura 5. Quemador de combustible líquido por evaporación, con tanque de suministro del combustible con nivel regulado

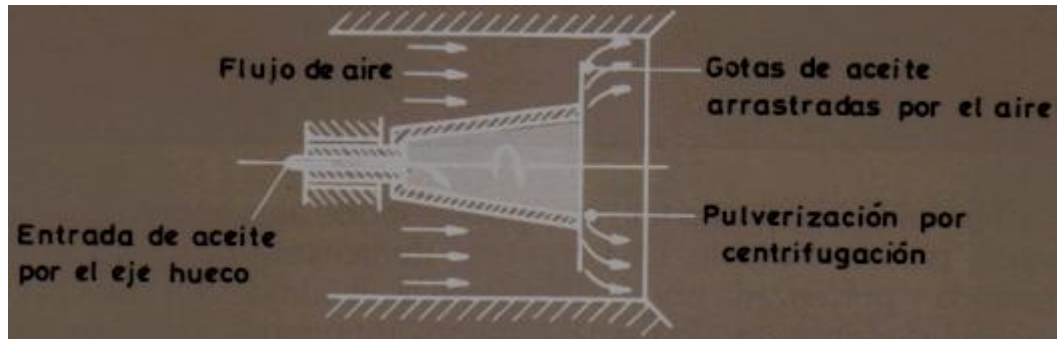


Fuente. Tomada de la referencia [8]

⁶ Leído y analizado de la referencia [8]

- Por rotación: El combustible llega por una tubería a una copa giratoria, la cual por centrifugación rompe al líquido en gotas que arrastra el aire a la zona de combustión. La regulación de combustible se hace manual o automáticamente con válvula antes de entrar a la copa giratoria.

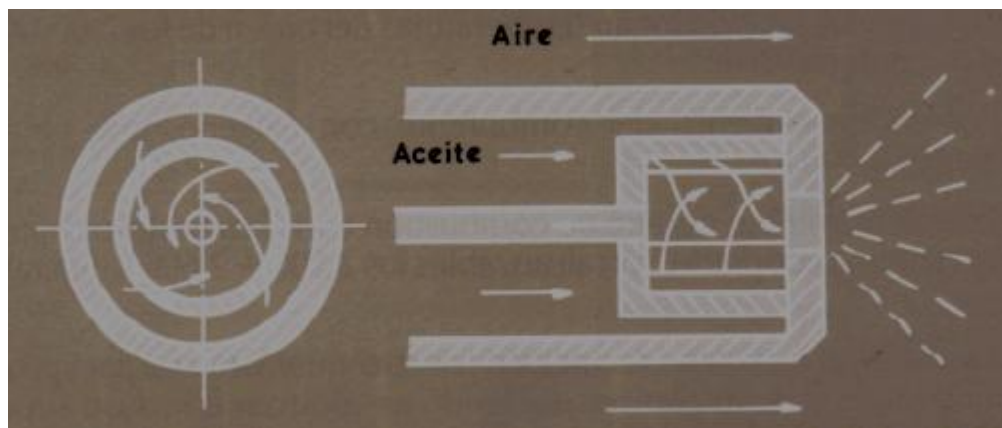
Figura 6. Quemador de combustible líquido por pulverización gracias a la rotación



Fuente. Tomada de la referencia [8]

- Por presión de aceite: El aceite entra a una tobera a una presión entre 10 y 100 Bar, pulverizándose o atomizándose gracias a la expansión que sucede al salir a través de ella a la cámara de combustión. La regulación de combustible se hace modificando la sección de la tobera o haciendo recircular el combustible.

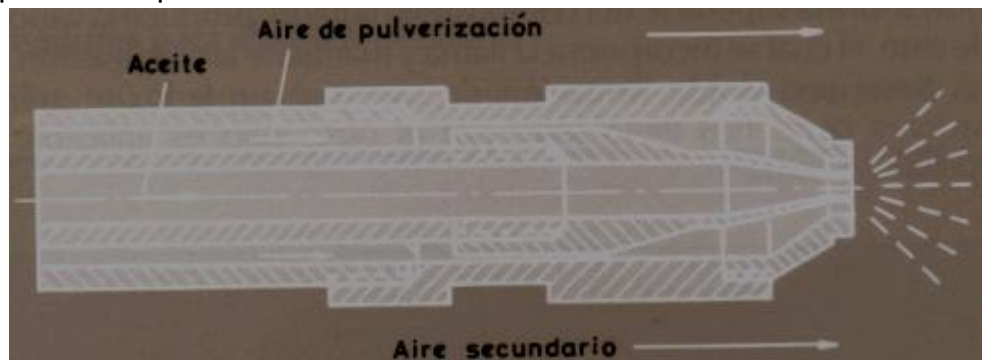
Figura 7. Quemador de combustible líquido por pulverización, gracias a la presión del combustible



Fuente. Tomada de la referencia [8]

- Por inyección: Se utiliza un fluido a alta velocidad para arrastrar hacia un inyector al combustible líquido que esta a baja velocidad, y así se pulveriza o atomiza la mezcla de estos dos hacia la zona de combustión. El fluido de alta velocidad puede ser aire, vapor o gas combustible. Cuando utilizamos aire, este vendría siendo el aire primario utilizado en la combustión y el aire secundario es el que se toma en la cámara de combustión. El aire primario es fundamental para la combustión en estos quemadores, cuando el aire fluye a baja presión (de 30 milibar a 100 milibar) el valor porcentual de este con respecto al aire teórico de la combustión (factor de aireación primaria) varía entre el 50% y el 100%, cuando fluye a media presión (de 100 milibar a 1 bar) el factor de aireación primaria varía entre el 10% y el 40% y cuando fluye a alta presión (de 3 bar a 6 bar) el factor de aireación varía entre el 1% y el 5%

Figura 8. Quemador de combustible líquido por pulverización gracias a la inyección provocada por un fluido a alta velocidad



Fuente. Tomada de la referencia [8]

1.3 QUEMADORES PARA COMBUSTIBLES GASEOSOS

Existen diversas formas para clasificar a los quemadores de gas, por ejemplo se le denominan quemadores atmosféricos a los quemadores que desarrollan su llama a presión atmosférica, como el caso de los quemadores domésticos, otra forma usual de denominarlos es según el tipo de comburente utilizado, por ejemplo si es oxígeno se denominan quemadores oxi-gas, aunque también pueden utilizar una mezcla de aire y oxígeno como elemento comburente. Otra forma de denominarlos es según como se transfiera el calor a la carga, por ejemplo los quemadores en

los cuales la llama choca directamente con la superficie de transferencia de calor se les llama quemadores radiantes.

Una clasificación más general que cubre a todos los quemadores de gas, es según como se realiza el proceso de contacto entre el combustible y el comburente, dividiéndose en dos grandes grupos como quemadores de premezcla y quemadores de difusión, dentro de estos dos tipos existen diversas subclasificaciones. Para mencionar las cualidades de cada tipo de quemador, primero definiremos los siguientes términos:

- Modulación de potencia: Razón entre la potencia máxima y mínima obtenida por este quemador, funcionando establemente.
- Taza de aireación: Término utilizado para los quemadores de premezcla, equivale a la razón entre el caudal de aire real que se mezcla previamente a la combustión con el gas combustible y el caudal de aire que se calcula con la ecuación estequiométrica de la reacción química de combustión.
- Velocidad de deflagración: Velocidad de propagación de la combustión, va perpendicular al frente del cono azul interior de la llama donde todavía la mezcla aire-combustible no ha hecho ignición. Su valor depende del tipo de combustible y de la taza de aireación primaria definida con anterioridad. Más adelante trataremos más este término, cuando se trate del diseño de la cabeza del quemador.
- Fenómeno de retrollama: Fenómeno indeseable presentado a bajas potencias en los quemadores de premezcla, en el cual la llama se empieza a propagar desde la cabeza del quemador hacia el mezclador y no hacia la cámara o zona de combustión deseada. Este fenómeno se debe a que la velocidad de la mezcla aire-combustible está por debajo de la velocidad de deflagración determinada para la mezcla.
- Fenómeno de despegue de llama: Fenómeno indeseable que se puede presentar en cualquier tipo de quemador de gas, sucede cuando se sobrepasa un determinado valor de potencia que es función de la composición de la mezcla aire-combustible; Cuando la velocidad de la mezcla está por encima del valor asociado de velocidad para esta potencia de desprendimiento, la llama se empieza a desprender del quemador, este fenómeno se denomina despegue de llama y alcanza su valor límite cuando la llama es extinguida completamente debido a que el aire que entra por difusión a la llama la termina separando totalmente de la base del quemador, en este punto al fenómeno se le denomina soplado.

1.3.1 Quemadores de premezcla. Como su nombre lo indica estos quemadores realizan un premezclado entre el comburente y el combustible antes de ir a la zona de combustión, el quemador puede efectuar un mezclado total entre el combustible y el comburente y denominarse quemador de premezcla total, o efectuar un mezclado parcial entre estos dos componentes denominándose quemador de premezcla parcial, para estos últimos el comburente faltante entra a la llama y se mezcla con el combustible por medio de un mecanismo denominado difusión molecular.

Con estos quemadores se pueden obtener temperaturas de llama superiores a las obtenidas en los quemadores de difusión, obteniéndose así concentración en la fuente de calor y reduciendo el tamaño de la cámara de combustión, la combustión adecuada en estos quemadores es más limpia que en los de difusión, ya que nunca se presentan depósitos de carbono en las paredes de la cámara de combustión. Presentan la desventaja de la posible aparición de los fenómenos de retrollama y de despegue de llama⁷.

Dentro de esta clasificación se encuentran tres tipos de quemadores, los quemadores de premezcla a inducción, los quemadores de premezcla sin inducción y una combinación de los dos anteriores llamados quemadores de aire forzado:

1.3.1.1 Quemadores de premezcla a inducción. Basan su funcionamiento en un fenómeno denominado inducción o arrastre, este fenómeno se basa en el principio de conservación de la cantidad de movimiento, ya que un gas motriz denominado inductor es descargado por medio de una boquilla denominada inyector, a una atmosfera que contiene otro gas denominado inducido, gracias a la fricción existente entre el gas inductor y el gas inducido, el primero arrastra al segundo hacia un sistema de secciones de tubería denominada venturi o mezclador, en este proyecto vamos a denominarla mezclador. El mezclador se encarga de poner en contacto íntimo al gas combustible y al gas comburente, de su geometría depende que esta mezcla se haga lo más homogénea posible para que la combustión sea eficiente. Posterior al mezclador viene la sección de la cabeza del quemador que es donde se desarrolla la combustión, de su geometría depende que la llama sea estable en un determinado rango de potencias de funcionamiento. En general esta es la forma en la que funciona un quemador a inducción, aunque posteriormente profundizaremos más sobre la importancia del

⁷ Leído y analizado de la referencia [6]

cálculo de cada una de sus partes, ya que este tipo de quemadores es el objeto de estudio de este proyecto.

Dependiendo de cuál de los dos fluidos si el gas combustible o si el gas comburente es el inductor se denominan de la siguiente manera:

➤ Quemadores de gas inductor⁸:

El gas motriz o inductor es el gas combustible (ver figura 9), del cual se utiliza el valor de presión que lleva en la línea de suministro, por tal razón no necesitan suministro de energía para su operación, aunque la presión de la línea se reduce por medio de un instrumento mecánico llamado regulador, ya que se viene con muy alta presión. El aire se induce de la atmósfera. Estos quemadores tienen baja modulación de potencia (de 1 a 3 como máximo) y son muy sensibles a las contrapresiones de la cámara de combustión, por tal razón presentan mayor estabilidad cuando trabajan atmosféricamente. Poseen un tamaño excesivo para altas potencias y manejan tasas de aireación menores a uno, ya que funcionan con premezclado parcial, la regulación de potencia se hace por medio del control de flujo de entrada del gas combustible, por medio de válvula y la relación aire/combustible se hace por medio de la obturación de la sección de entrada del aire inducido de la atmosfera.

➤ Quemadores de aire inductor⁹:

El gas motriz o inductor es el aire (ver figura 10), por lo tal necesita de entrada de energía para mover el ventilador que suministra el caudal de aire a una determinada presión, el gas combustible se induce en una cámara cerrada, por dentro de la cual se sitúa el inyector de aire. También se utiliza un regulador para tumbar la presión del gas. Tienen alta modulación de potencia (de 1 a 5) y son capaces de vencer contrapresiones en la cámara de combustión, aunque también se utilizan para aplicaciones donde trabajan atmosféricamente. La regulación de potencia de estos quemadores se hace por medio de la válvula de control del aire y la relación aire combustible se puede controlar por medio de la estrangulación del gas que entra al mezclador a presión de vacío. Pueden trabajar con tasas de aireación elevada, puede ser superior a 1, o sea premezclado total.

⁸ Leído y analizado de la referencia [6] y [2]

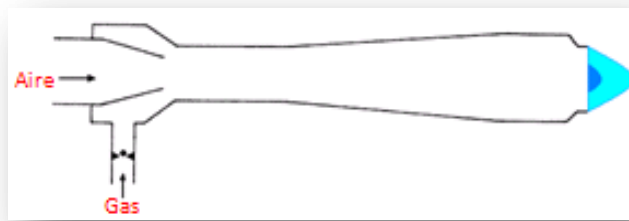
⁹ Leído y analizado de la referencia [6] y [2]

Figura 9. Quemador de premezcla a inducción, de gas inductor



Fuente. Autores

Figura 10. Quemador de premezcla a inducción, de aire inductor



Fuente. Autores.

1.3.1.2 Quemadores de premezcla sin inducción¹⁰. En estos quemadores los dos fluidos (el gas combustible y el gas comburente) llegan con presión positiva por tuberías separadas a una cámara de mezcla, donde se mezclan debido a la turbulencia creada en dicha cámara. El control de ambos flujos se hace independientemente, cada uno con una válvula de control de caudal, aunque igual que con los quemadores de premezcla a inducción, se necesita tumbar la alta presión de la línea de suministro del gas combustible por medio de un regulador.

¹⁰ Leído y analizado de la referencia [2]

Figura 11. Quemador de premezcla sin inducción

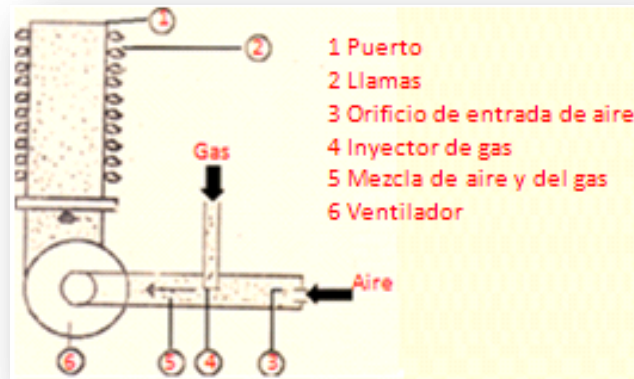


Fuente. Autores

1.3.1.3 Quemadores de aire forzado. Otro tipo de quemador que funciona bajo una combinación de los dos principios de inducción y sin inducción, es el quemador de aire forzado. En este quemador se tiene un inyector de gas combustible, el cual inyecta el combustible a la zona de entrada del mezclador y el aire es succionado de la atmósfera por medio de un ventilador, ayudando a que se produzca la mezcla en el elemento mezclador, posteriormente el ventilador suministra la mezcla a presión para su posterior ignición en los puertos de la cabeza del quemador, tal y como se indica en la Figura 12. Este tipo de quemador de aire forzado aspira aire por dos métodos; Por succión del ventilador y por arrastre o inducción del gas combustible, aunque el fenómeno que más contribuye a la entrada del aire es el de succión del ventilador.

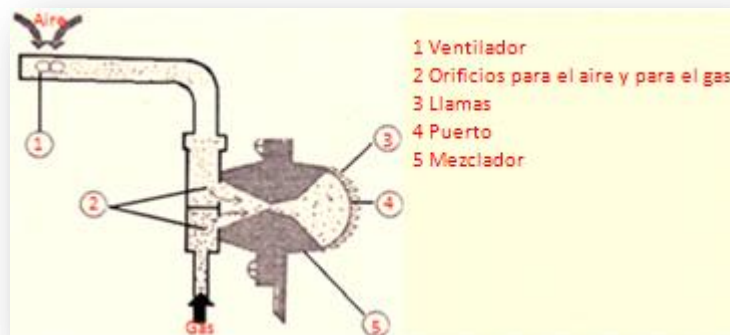
Otra forma de configuración para estos quemadores, es el indicado en la Figura 13, donde se suministra aire y gas a presión por medio de unos orificios a un elemento mezclador de forma convergente-divergente, para su posterior ignición en los puertos de la cabeza del quemador. El fenómeno presentado para la entrada del aire es solamente la succión del ventilador.

Figura 12. Quemador de aire forzado que induce y succiona aire de la atmosfera, se mezcla con el gas combustible en elemento mezclador y posteriormente se impulsa dicha mezcla por medio de un ventilador a los puertos de la cabeza del quemador



Fuente. Tomada y editada de la referencia [6]

Figura 13. Quemador de aire forzado en el cual cada fluido entra por independiente y son mezclados en la sección convergente-divergente del mezclador, para su posterior combustión en el puerto



Fuente. Tomada y editada de la referencia [6]

1.3.2 Quemadores de difusión. En estos quemadores se inyecta gas combustible directamente a la cámara de combustión, y el aire se aplica directamente a la cámara de combustión de manera forzada (por medio de un ventilador), los dos fluidos se mezclan por medio de difusión molecular. En su montaje industrial poseen como mecanismo de estabilización de llama, una cámara de material refractario que al calentarse en el tiempo, precalienta la zona de combustión aumentando así la velocidad de deflagración de la mezcla, y por ende se pueden llevar a potencias muy altas. Este fenómeno por el cual aumenta la velocidad de deflagración se explicará más adelante.

Como pueden manejar mayores potencias que los quemadores de premezcla, se utilizan en la industria de la generación eléctrica (en su mayoría en calderas acuotubulares), aunque también se pueden utilizar en aplicaciones de potencia intermedia como lo es la generación de vapor en calderas pirotubulares.

Las llamas en estos quemadores presentan las siguientes ventajas¹¹:

- Para régimen laminar presentan buenas propiedades radiantes.
- Se pueden obtener llamas de grandes longitudes.
- Para gases combustibles con alto contenido de hidrógeno, se puede efectuar la combustión con altos caudales de combustible, por ende se pueden obtener altas potencias.
- No se presenta el fenómeno de retrollama, ya que no existe un elemento mezclador hacia donde se propague la llama.

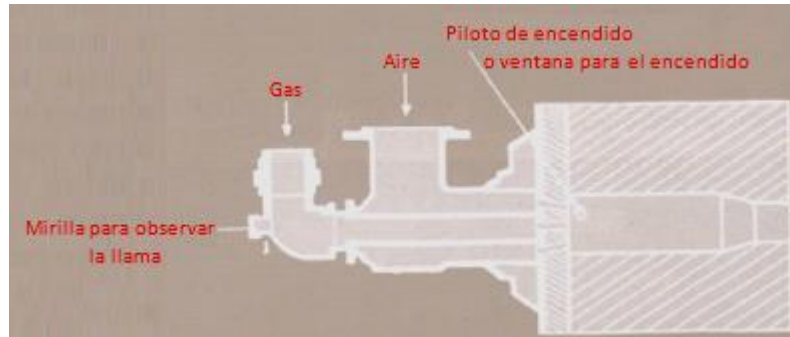
Las llamas en estos quemadores presentan las siguientes desventajas¹²:

- Menor temperatura que la alcanzada con los de premezcla.
- Presentan sensibilidad al contacto con las paredes de la cámara de combustión, pudiéndose formar depósitos de carbono.
- No se pueden utilizar cuando entran en contacto con recipientes.

¹¹ Leído y analizado de la referencia [6]

¹² Leído y analizado de la referencia [6]

Figura 14. Quemador con llama de difusión típico



Fuente. Tomada y editada de la referencia [8]

2. FENÓMENOS BAJO LOS CUALES SE BASA EL FUNCIONAMIENTO DE QUEMADORES DE PREMEZCLA A INDUCCIÓN

2.1 FLUJO LAMINAR Y FLUJO TURBULENTO¹³

El flujo turbulento es el flujo de fluidos caótico y desordenado, el cual podemos encontrar fácilmente en la naturaleza como en la explosión de un volcán, el flujo del viento y el flujo de un río rápido, el frente de llama de una llama en el cual sus gases van en flujo turbulento es caótico. El flujo laminar es el flujo que tiene un patrón de movimiento ordenado, en el cual se conoce completamente su campo de velocidades, este tipo de flujo es más difícil de encontrarlo en la naturaleza, el frente de llama de una llama en el cual sus gases van en flujo laminar es liso.

En la industria de los quemadores se necesitan los dos tipos de flujo; Se necesita el flujo turbulento para hacer más homogénea la mezcla aire-combustible y para los gases de escape de la chimenea del horno, caldera, etc. Pero para la llama se necesita flujo laminar, para evitar un fenómeno llamado retrollama (flashback) que ocurre en quemadores de premezcla, en el cual la llama se propaga hacia atrás de la extremidad del quemador.

Para el punto donde se mezcla el aire y el combustible es importante controlar la tasa de mezcla, ya que puede afectar la forma y tamaño de la llama.

Podemos determinar si el flujo es laminar o turbulento por medio de una cantidad adimensional denominada número de Reynolds (Re):

$$Re = \frac{V * D}{\vartheta} \quad \langle 2.1 \rangle$$

Siendo V la velocidad del flujo, D una dimensión de longitud del flujo, por ejemplo el diámetro de una tubería por donde se propaga el flujo y ϑ la viscosidad cinemática del fluido.

Si el flujo es flujo de tubería el número de Reynolds también se puede calcular de la siguiente forma:

$$Re = \frac{4 * \dot{m}}{\mu * \pi * D} \quad \langle 2.2 \rangle$$

¹³ Leído y analizado de la referencia [3]

Siendo \dot{m} el flujo másico dentro de la tubería, μ la viscosidad dinámica del fluido y D el diámetro interno de la tubería.

Para el flujo en tuberías si $Re > 4000$ el flujo es turbulento y para $Re < 2300$ el flujo es laminar, entre estos dos valores esta la zona de transición entre laminar y turbulento. En la industria de los quemadores el número de Reynolds es utilizado para calcular el coeficiente de descarga de un orificio que relaciona la caída de presión de un fluido fluyendo a través de una obstrucción y para calcular tasas de transferencia de calor.

2.2 ARRASTRE PRODUCIDO POR EL FLUIDO INYECTADO (FREE JET ENTRAINMENT)¹⁴

Cuando un fluido emerge de un inyector, interactuará con el fluido de alrededor, esto es llamado arrastre y es común en sistemas de combustión. Este fenómeno es causado porque cuando el fluido sale del inyector una zona de baja presión es creada aguas debajo de la salida del inyector, la cual causa que el fluido circundante sea tirado en el fluido inyectado, de tal forma que los dos fluidos se mezclan. Como el fluido inyectado captura el fluido circundante, el diámetro del flujo libre se incrementa, el ángulo del chorro libre encontrado experimentalmente es de 22° sin importar la naturaleza del fluido que es inyectado y sin importar la naturaleza del fluido de la zona de descarga¹⁵.

La tasa a la cual el fluido inyectado arrastra y se mezcla con el fluido circundante es un parámetro crítico para el diseño del quemador, por ejemplo a veces se desea que grandes cantidades de los gases de escape de la caldera, horno, etc. Se mezclen con el combustible antes de la combustión, para reducir la temperatura de la llama y reducir las emisiones de NO_x , sin embargo para los gases de bajo poder calorífico se querrá retardar la mezcla de aire-combustible con los gases de escape de la caldera, horno, etc. Para proveer una llama más estable.

¹⁴ Leído y analizado de la referencia [3]

¹⁵ Leído de la referencia [2]

La mezcla del combustible con el aire y con los gases de escape se controla por medio del diseño del inyector de combustible (para el caso investigado en este proyecto, el inyector va a inyectar aire, y el combustible va a ser tirado por inducción hacia el cuello del quemador), ya que este utiliza una determinada cantidad de presión. Por ejemplo si se tienen dos inyectores por los cuales está pasando la misma cantidad de flujo másico, pero tienen diámetros diferentes: El inyector de diámetro más pequeño opera a una presión más alta que el de diámetro más grande, para que por los dos pase la misma cantidad de flujo másico, de esta manera el fluido inyectado por el inyector más pequeño estará más mezclado con el fluido circundante en una posición aguas debajo de la salida del inyector, que el fluido inyectado por el inyector de diámetro más grande. Esto sucede porque el fluido inyectado por el inyector de diámetro más pequeño sale del inyector con mayor energía, porque se necesita un trabajo adicional para comprimir el fluido inyectado a una presión más alta, esta energía adicional resulta en una mejor mezcla.

La cantidad del fluido circundante m^∞ de densidad ρ^∞ arrastrada por el fluido m_f de densidad ρ_f que es inyectado por un inyector de diámetro d_i , a una distancia x aguas abajo del inyector, está dada por la siguiente ecuación empírica:

$$\frac{m^\infty}{m_f} = 0,32 * \left(\frac{\rho^\infty}{\rho_f}\right)^{1/2} * \left(\frac{x}{d_i}\right) \quad \langle 2.3 \rangle \rightarrow \text{Valido para } \frac{x}{d_i} > 18$$

Figura 15. Fenómeno de arrastre y proceso de mezclado en la descarga de gases a atmosferas



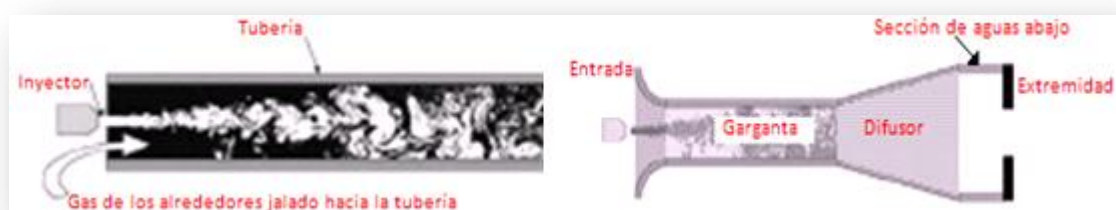
Autores. Tomada y editada de la referencia [3]

2.3 PROCESO DE INDUCCIÓN¹⁶

Si se pone una tubería aguas debajo de un inyector, se creará una zona de baja presión dentro de la tubería causando que el fluido circundante sea tirado dentro de la tubería, a este sistema se le llama inductor (eductor or jet pump) y es comúnmente usado en la industria de la combustión. El sistema consta de dos partes principales:

- Inyector primario:
Es el elemento motriz básico para generar un impulso que arrastre al fluido inducido hacia el venturi. Dependiendo de su geometría y de los valores del flujo a través de él (presión de entrada al mismo ó flujo másico descargado por él) se obtendrá un valor de la fuerza de arrastre denominada impulso (más adelante se definirá y calculará este término)
- Mezclador o Venturi:
Tubería que brinda un sistema material para que opere el flujo inductor sobre el flujo inducido y se encarga de mezclar eficientemente estos dos flujos. En la industria de los quemadores es común ver el diseño del venturi de una manera más compleja, con cinco partes principales: Entrada, garganta o cuello, difusor, sección de aguas abajo y la cabeza del quemador; Cada componente tiene un rol importante en el funcionamiento de arrastre del sistema inductor con venturi complejo (ver figura 16).

Figura 16. Fenómeno de arrastre en un venturi de forma tradicional y más elaborada



Fuente. Tomada y editada de la referencia [3]

¹⁶ Leído y analizado de la referencia [3]

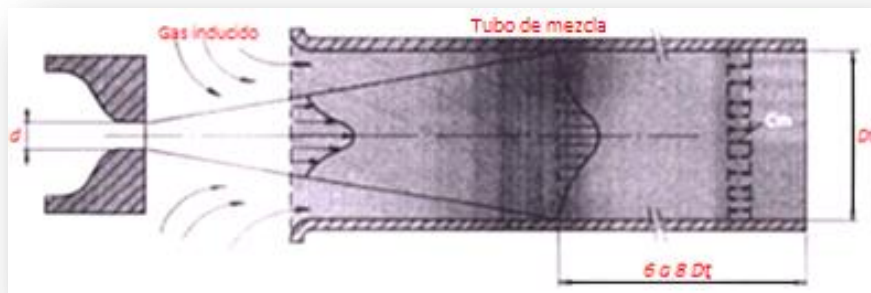
La ecuación empírica que modela el funcionamiento del sistema inductor es la siguiente:

$$\frac{m^\infty}{m_f} = K * \left(\frac{p^\infty}{p_f}\right)^{1/2} * \left(\frac{Dt}{d_i}\right) \quad \langle 2.4 \rangle \rightarrow \text{con } K = \frac{0,32}{2 * \tan \frac{\alpha}{2}}$$

Siendo Dt el diámetro del tubo de mezcla (garganta del venturi), d_i el diámetro del inyector, m^∞ y p^∞ el flujo másico y la densidad del fluido circundante y m_f y p_f el flujo másico y la densidad del fluido inyectado, más adelante en la sección 3.5. Se desarrollará otra expresión que caracteriza más generalizadamente el proceso de inducción para cualquier tipo de quemador a inducción (ya sea de gas o de aire inductor), ya que estas expresiones empíricas se han desarrollado para quemadores de gas inductor.

Como se muestra en la figura 17, se considera que a partir de un tramo de seis diámetros del tubo de mezcla, se alcanza en el chorro una concentración homogénea.

Figura 17. Perfil de velocidades de un tubo de mezcla



Fuente. Tomada y editada de la referencia [8]

En el venturi de forma compleja, sus diferentes secciones desempeñan un rol importante:

- **Entrada:**
Típicamente consiste de un diseño de campana redondeada, el propósito de la campana es reducir las pérdidas del gas de los alrededores al entrar al sistema inductor, al reducir estas pérdidas se puede mejorar el funcionamiento de arrastre del sistema inductor (estas pérdidas son muy

significativas para los quemadores de gas inductor, ya que el flujo más alto es el aire inducido).

➤ Garganta o cuello:

Es la sección de tubería recta puesta aguas debajo de la entrada al mezclador, del diámetro de esta sección depende la cantidad de flujo inducido que se succionará hacia el mezclador, y de su relación longitud/diámetro depende que el flujo inductor actúe más eficientemente sobre el flujo inducido; Si la relación longitud/diámetro es muy pequeña, decrecerá la eficiencia del proceso de inducción, ya que el chorro del flujo inductor no estará en contacto con las paredes del cuello. Si es muy larga, las pérdidas asociadas a este elemento serán una fuerte restricción para la inducción. Por lo que se explicó anteriormente existe una relación apropiada para este elemento, ya que si está muy por debajo o muy por arriba acarreará que no se succione la cantidad de flujo inducido requerida. El diámetro que provee este máximo rendimiento depende de la cantidad de movimiento del gas motriz (fluido inyectado, que para el caso tratado es el aire) y de las pérdidas totales de la cantidad de movimiento del flujo a través del sistema inductor; valores entre 5 y 7 para esta relación son óptimos para el funcionamiento de arrastre cuando el fluido inyectado es el gas combustible y el aire es arrastrado hacia la garganta (para el caso investigado en este proyecto, el quemador es de aire inductor, por lo cual este valor numérico no sirve).

➤ Difusor:

Elemento de forma divergente (forma cónica), ubicado aguas debajo del cuello. Su trabajo primordial consiste en mezclar homogéneamente los dos fluidos, se diseñan con un ángulo pequeño, comprendido entre 5° y 10°, encontrándose el máximo de eficiencia en 7¹⁷. Su forma divergente provee un mecanismo de formación de vórtices que ayuda al proceso de mezclado.

➤ Sección aguas abajo:

Esta sección conecta al difusor con la cabeza del quemador, no puede ser alargado, ya que debe de ser un elemento de transición para el flujo ya mezclado hacia la ignición en la cabeza del quemador.

¹⁷ Leído de la referencia [2]

➤ Cabeza del quemador:

Es la encargada de encender la mezcla reactiva y suministrar estabilización a la llama para un rango de potencias térmicas de funcionamiento. Esta sección puede ser tan simple como una simple tubería recta, aunque para que suministre estabilidad y eficiencia en el proceso de combustión, consta de un mecanismo denominado estabilizador de llama. Más adelante en la sección 4.4.1 se tratará con mayor profundidad este elemento de estabilización de la llama.

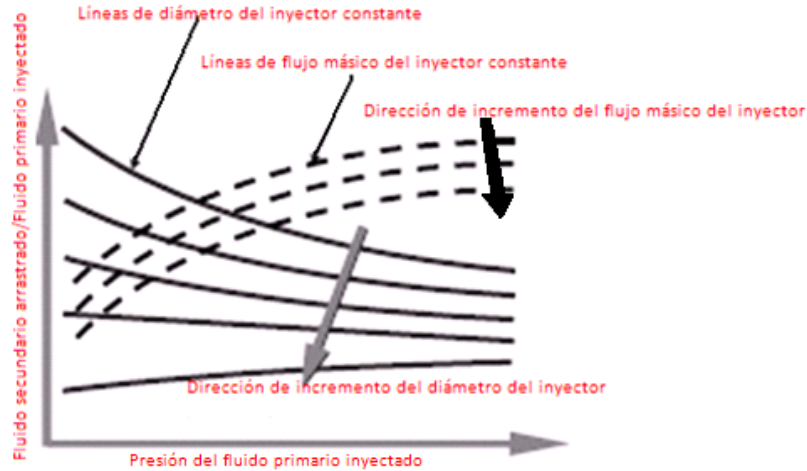
Debido al largo número de variables envueltas, es un gran reto para los ingenieros que diseñan y construyen quemadores, predecir apropiadamente y optimizar el funcionamiento del sistema inductor. Los diseñadores de quemadores usualmente confían en experimentos y modelos computarizados para determinar el funcionamiento del inductor.

Las siguientes curvas son una representación típica de como la presión del fluido inyectado influye en el funcionamiento de arrastre del sistema inductor; Es conveniente para los ingenieros analizar estas curvas con la relación de fluido secundario arrastrado/fluido primario inyectado. Estas curvas pueden proveer de una valiosa ayuda a los ingenieros que diseñan sistemas inductores y se pueden resumir de la siguiente forma:

*. A una presión constante de fluido primario inyectado, al incrementar el diámetro del orificio, decrece el funcionamiento de arrastre.

*. A un flujo másico constante del fluido primario inyectado, al incrementar la presión del fluido primario, se incrementa el funcionamiento de arrastre.

Figura 18. Relación de arrastre Vs Presión de estancamiento del fluido inyectado, para diversas curvas de diámetro constante y de flujo másico del inyector constante



Fuente. Tomada y editada de la referencia [3]

2.4 DEFINICIÓN DE PROPIEDADES DE ESTANCAMIENTO¹⁸

Las propiedades de estancamiento son las obtenidas cuando se tiene un flujo en un determinado estado a una velocidad V y se quiere llevar al reposo adiabáticamente, sin ninguna interacción de trabajo con el medio externo. Estas propiedades son de gran utilidad para el flujo de aire inyectado y se va a simbolizar con el subíndice 0 . Aplicando esta definición de estado de estancamiento y despreciando los cambios en la energía potencial, se aplica la primera ley de la termodinámica:

$$h + \frac{V^2}{2} = h_0 \quad (2.5) \rightarrow \text{Entalpía de estancamiento}$$

La ecuación 5, muestra que la entalpía de estancamiento permanece constante a lo largo de todo el flujo, ya que cualquier aumento en la entalpía estática h , representa una disminución en la velocidad del flujo y viceversa. Para gases ideales (el aire se puede considerar un gas ideal, en condiciones atmosféricas y en las condiciones de descarga del inyector), con calores específicos constantes, se tiene de la ecuación 5:

¹⁸ Leído y analizado de la referencia [5]

$$T_0 * C_p = T * C_p + \frac{V^2}{2} \rightarrow T_0 = T + \frac{V^2}{2 * C_p} \text{ (2.6)} \rightarrow \text{Temperatura de estancamiento}$$

La ecuación 6, relaciona la temperatura de estancamiento con la temperatura medible de un flujo de gas ideal y su velocidad, también se puede observar que para un flujo a baja velocidad la temperatura de estancamiento es aproximadamente igual a la temperatura medible del flujo.

El estado de estancamiento ideal, se determinó como un estado alcanzado isentrópicamente (adiabático reversible), se pueden hallar la presión de estancamiento y la densidad de estancamiento por medio de las relaciones del flujo isentrópico de gases ideales con calores específicos constantes:

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}} \rightarrow P_0 = P * \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}} \text{ (2.7)} \rightarrow \text{Presión de estancamiento}$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{1}{k-1}} \rightarrow \rho_0 = \rho * \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{1}{k-1}} \text{ (2.8)} \rightarrow \text{Densidad de estancamiento}$$

Determinando la temperatura de estancamiento por medio de la ecuación 6, se puede hallar la presión de estancamiento P_0 y la densidad de estancamiento ρ_0 , por medio de las ecuaciones 7 y 8, las cuales deben ser ligeramente mayores que la presión estática P y que la densidad estática ρ respectivamente, ya que la temperatura de estancamiento es ligeramente mayor que la temperatura estática medible, de tal forma que las relaciones representadas por las ecuaciones 7 y 8 son mayores que la unidad.

En la realidad se sabe que ningún proceso es reversible, de tal forma que para el proceso real de estancamiento, el cual por definición, obligatoriamente si debe ser adiabático y sin interacciones de trabajo con el medio externo, la entalpía de estancamiento real si es equivalente a la entalpía de estancamiento del proceso reversible, para que se cumpla la primera ley de la termodinámica, pero la presión de estancamiento real es ligeramente inferior a la presión de estancamiento del proceso de desaceleración al reposo reversiblemente, gracias a las pérdidas que siempre existen en un flujo. Esto se puede observar en el diagrama h-s de la figura 19.

La velocidad del sonido es por definición la velocidad a la cual una onda de presión infinitesimalmente pequeña viaja a través de un medio, se denotará la velocidad del sonido en un punto dado del flujo de un fluido por medio de la letra c . Un parámetro importante que tendremos en cuenta es el valor del número Ma , el cual es la relación entre la velocidad real que lleva un fluido en un punto del flujo, con respecto a la velocidad del sonido del fluido en ese mismo punto del flujo:

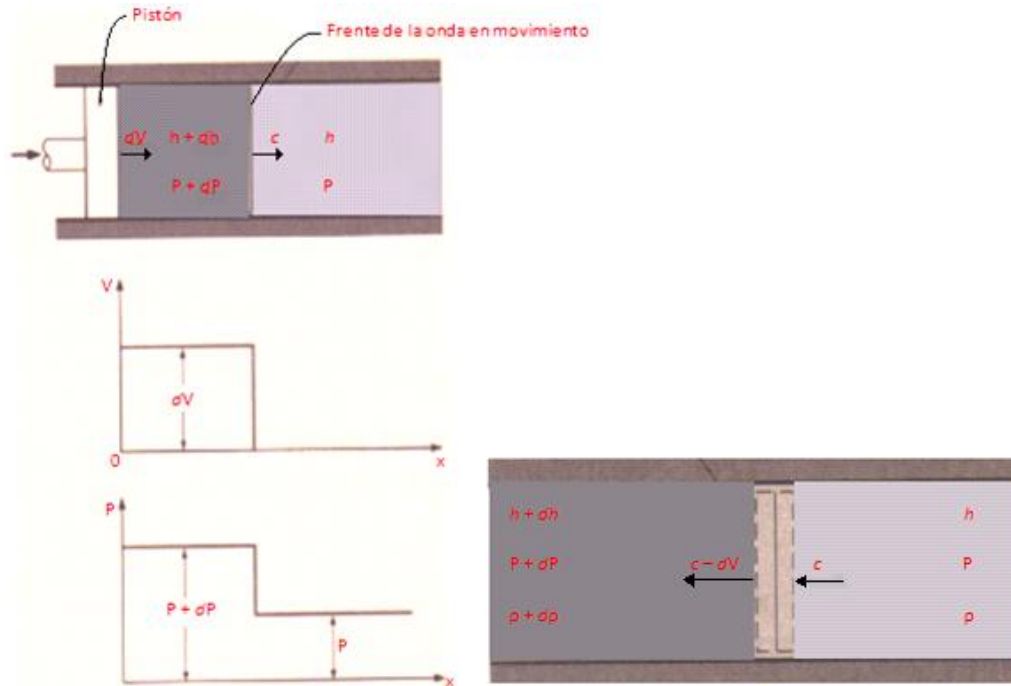
$$Ma = \frac{V}{c} \quad (2.9)$$

Siendo V y c la velocidad real del flujo en un punto dado y la velocidad del sonido en ese mismo punto dado, respectivamente.

Esta onda de presión puede ser originada por un pequeño disturbio, el cual crea un ligero aumento de la presión local. A continuación se determinará el valor de la velocidad del sonido en el flujo de aire por medio del siguiente análisis:

Considérese un ducto lleno de fluido en reposo, el cual tiene un embolo que se mueve hacia la derecha con una velocidad infinitesimal constante dV creando una onda sónica, el frente de onda de esta perturbación se mueve hacia la derecha a una velocidad equivalente a la del sonido en el fluido c , el frente de la onda sónica a medida que va pasando va alterando infinitesimalmente las propiedades del fluido como se indica en la figura 20.

Figura 20. Pistón en movimiento, cambio de presión y velocidad alrededor de la perturbación y volumen de control sobre la onda de presión que nos sirve para calcular la velocidad del sonido en el fluido



Fuente. Tomada y editada de la referencia [5]

En la figura 20 obsérvese lo siguiente: Un observador que se mueve con el frente de onda a la velocidad del sonido, denotará que el fluido de la izquierda se mueve a una velocidad $c - dV$ saliendo del volumen de control, y que el fluido de la derecha se mueve a una velocidad c entrando al volumen de control, de tal forma que del balance de masa para este proceso de flujo estacionario se tiene:

$$\dot{m}_{\text{entra}} = \dot{m}_{\text{sale}} \rightarrow \rho * A * c = (\rho + d\rho) * A * (c - dV)$$

Eliminando el área (A) y despreciando el término de orden superior ($d\rho * dV$) se tiene:

$$c * d\rho - \rho * dV = 0 \quad (2.10)$$

Despreciando la transferencia de energía en forma de calor y trabajo a través de las fronteras del volumen de control de la figura 20 y el cambio de la energía potencial se obtiene del balance de energía:

$$\dot{e}_{\text{entra}} = \dot{e}_{\text{sale}} \rightarrow h + \frac{c^2}{2} = h + dh + \frac{(c - dV)^2}{2}$$

Eliminando $h, \frac{c^2}{2}$ y despreciando el término de orden superior $\frac{(dV)^2}{2}$ se tiene:

$$dh - c^*dV = 0 \quad \langle 2.11 \rangle$$

Si se idealiza el flujo como isentrópico (es una buena aproximación para el flujo a lo largo de un inyector) de la relación de Gibbs que dice: $dh = T^*ds + \frac{dP}{\rho}$ y de la ecuación 51, se Obtiene:

$$dh = \frac{dP}{\rho} = c^*dV \quad \langle 2.12 \rangle$$

Remplazando dV por medio de la ecuación 10, se obtiene:

$\frac{dP}{\rho} = c^*c^*\frac{d\rho}{\rho} \rightarrow$ Obteniendo así la ecuación de la velocidad del sonido en un medio:

$$c^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s \quad \langle 2.13 \rangle$$

El subíndice s, denota que la derivada debe efectuarse a entropía constante, de tal forma que para el caso de gas ideal (el aire atmosférico que se inyectará en el quemador construido se puede tratar con una gran aproximación como si fuese un gas ideal), el proceso a entropía constante está caracterizado por tener la siguiente forma:

$$\frac{P}{\rho^k} = \text{constante}$$

Siendo k la relación de calores específicos a presión y volumen constante

Diferenciando la ecuación anterior se tiene:

$$dP^*\rho^k - k^*(\rho^{k-1})^*d\rho^*P = 0 \rightarrow \frac{dP}{d\rho} = \frac{k^*P}{\rho} \rightarrow \text{Según la ley de los gases ideales: } \frac{P}{\rho} = R^*T$$

$$\frac{dP}{d\rho} = k^*R^*T \quad \langle 2.14 \rangle$$

Como el cálculo fue hecho a entropía constante, entonces de la ecuación 14, se puede sacar el valor de la velocidad del sonido para un gas ideal:

$$c^2 = k^*R^*T \rightarrow c = \sqrt{k^*R^*T} \quad \langle 2.15 \rangle$$

Siendo k, R y T la relación de calores específicos a presión y volumen constante, la constante de gas ideal del gas y su temperatura, respectivamente.

Como se sabe que la relación de calores específicos k es función de la temperatura, de la expresión anterior se deduce que la velocidad del sonido para un gas ideal en particular es función únicamente de su temperatura.

Otras relaciones muy importantes para el flujo de gases ideales a través de inyectores, son las relaciones entre las propiedades de estancamiento, el número Ma y las propiedades termodinámicas a lo largo del flujo, las cuales son demostradas en el ANEXO A y se muestran a continuación:

- Relación entre las propiedades de estancamiento y el número Ma :

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \quad \langle 2.16 \rangle$$

$$Ma = \left[\left(\frac{T_0}{T} - 1 \right) * \left(\frac{2}{k-1} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad \langle 2.17 \rangle$$

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2} * Ma^2 \right) \right]^{\left(\frac{k}{k-1} \right)} \quad \langle 2.18 \rangle$$

$$Ma = \left[\left(\left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) * \left(\frac{2}{k-1} \right) \right]^{1/2} \quad \langle 2.19 \rangle$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2} * Ma^2 \right) \right]^{\left(\frac{1}{k-1} \right)} \quad \langle 2.20 \rangle$$

$$Ma = \left[\left(\left(\frac{\rho_0}{\rho} \right)^{k-1} - 1 \right) * \left(\frac{2}{k-1} \right) \right]^{1/2} \quad \langle 2.21 \rangle$$

- Relación entre propiedades de estancamiento y propiedades críticas:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \quad \langle 2.22 \rangle$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad \langle 2.23 \rangle$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad \langle 2.24 \rangle$$

Las ecuaciones 22, 23 y 24 se denominan razones críticas, las cuales indican cuando un flujo determinado de gas ideal ha llegado al flujo sónico (flujo a velocidad del sonido). A este estado denominado estado crítico, se le denotará con el superíndice *. Por lo observado en estas ecuaciones, este estado para los gases ideales, depende únicamente del valor de la relación de calores específicos (k) y del valor de la propiedad de estancamiento a utilizar. Por esto en el caso de calores específicos constantes, tienen valores únicos para cada gas ideal, para el caso del aire con $k=1,4$ estas razones tienen los siguientes valores:

$$\frac{T^*}{T_0} = 0,83333$$

$$\frac{P^*}{P_0} = 0,52828$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = 0,63394$$

Estas razones críticas indican que para unas determinadas propiedades de estancamiento de un flujo, con ciertos valores específicos de las propiedades termodinámicas en un punto del flujo, se llega a condiciones sónicas. Con ellas también se puede analizar si la descarga de un inyector se hace subsónicamente, sónicamente o supersónicamente.

- Descarga sónica a través de inyectores:
Cuando la razón entre la presión de descarga del inyector a la presión de estancamiento en el suministro de gas a inyectar sea igual a la razón de presión crítica, se tendrá condiciones de descarga sónica.
- Descarga subsónica a través de inyectores:
Cuando la razón entre la presión de descarga y la presión de estancamiento de suministro del gas a inyectar sea mayor que la razón de presión crítica, se tendrá condiciones de descarga subsónica, ya que la contrapresión en la descarga es más grande que en condiciones sónicas para un mismo valor de presión de estancamiento; O lo que es igual; La presión de estancamiento es más pequeña que la que se tiene en condiciones sónicas para un determinado valor de presión en la descarga, desacelerando de esta manera el flujo con respecto al de condiciones sónicas.
- Descarga supersónica a través de inyectores:
Cuando la razón de la presión de descarga a la presión de estancamiento en el suministro de gas a inyectar sea menor que la razón de presión crítica, se tendrá condiciones de descarga supersónica, debido a que la contrapresión en la descarga es más pequeña que en condiciones sónicas para un mismo valor de presión de estancamiento; O lo que es igual, se tendrá una presión de estancamiento más grande que la obtenida en condiciones sónicas para un mismo valor de presión en la descarga, acelerando de esta manera el flujo con respecto al de condiciones sónicas.

Como se demostrará más adelante esta condición supersónica solo es posible con inyectores de forma convergente-divergente, pero para el caso del inyector convergente fabricado para utilizarse en el quemador objeto de este proyecto, no será posible obtenerla, lo máximo que se podrá obtener será la región sónica.

En la demostración del ANEXO A, se muestra que la velocidad del gas inyectado nunca sobrepasará la velocidad del sonido en los inyectores de forma convergente, utilizados en la industria de quemadores, en este anexo se demuestran las siguientes ecuaciones:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A = \text{constante} \quad \langle 2.25 \rangle$$

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0 \quad \langle 2.26 \rangle$$

$$h + \frac{V^2}{2} = \text{constante} \quad \langle 2.27 \rangle$$

$$dh + V \cdot dV = 0 \quad \langle 2.28 \rangle$$

$$\frac{dP}{\rho} + V \cdot dV = 0 \quad \langle 2.29 \rangle$$

$$\frac{dA}{A} = - \frac{dV}{V} \cdot (1 - Ma^2) \quad \langle 2.30 \rangle$$

De la ecuación 30 se puede deducir lo siguiente: Tanto el área de flujo como la velocidad siempre tienen valores positivos; De tal forma que si el flujo es subsónico ($Ma^2 < 1$), Aumentando el área de flujo ($dA > 0$), disminuye la velocidad ($dV < 0$), y viceversa, disminuyendo el área de flujo aumenta la velocidad.

Cuando el flujo es supersónico ($Ma^2 > 1$), incrementando el área de flujo ($dA > 0$) se incrementa la velocidad ($dV > 0$), y viceversa, disminuyendo el área de flujo disminuye la velocidad.

De aquí se puede observar que en los inyectores convergentes ($dA < 0$) (estos son los más utilizados en la industria de los quemadores), cualquier intento por disminuir más el área de salida del inyector para tratar de conseguir velocidades supersónicas a la salida del inyector, haría que el régimen pasará a ser supersónico, lo cual crearía que en el último tramo del inyector en lugar de incrementar la velocidad decrezca la misma, ya que para el supuesto flujo supersónico creado en el último tramo del inyector disminuyendo el área disminuye la velocidad como se explicó anteriormente ($Ma^2 > 1$); ($dA < 0$); ($dV <$

0)), haciendo pasar el régimen de flujo nuevamente a subsónico. Esta es la razón por la cual con los inyectores convergentes utilizados en la industria de los quemadores, no se conseguirá velocidades en ningún tramo del inyector ni en la descarga del mismo, superiores a la velocidad del sonido en el flujo, el límite es obtener la velocidad del sonido. Las velocidades supersónicas solo se pueden conseguir con inyectores convergentes-divergentes, los cuales son utilizados en turbinas de vapor, propulsores de aviones y algunos quemadores especiales de muy alta potencia, pero no en los quemadores industriales tradicionales.

Otra relación muy importante para analizar es la ecuación 31 encontrada en el ANEXO A:

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho * V^2} * (1 - Ma^2) \quad \langle 2.31 \rangle$$

Esta relación indica lo siguiente: Tanto el área, la densidad y el cuadrado de la velocidad siempre tienen valores positivos; De tal forma que para flujo subsónico ($Ma^2 < 1$), incrementando el área de flujo ($dA > 0$), se incrementa la presión ($dP > 0$), y viceversa, disminuyendo el área de flujo disminuye la presión, estos cambios de presión se dan por la naturaleza del flujo, no debido a las pérdidas por fricción (las pérdidas son otro factor que se tendrá en cuenta más adelante con el coeficiente de descarga del inyector).

Cuando el flujo es supersónico ($Ma^2 > 1$), incrementando el área de flujo ($dA > 0$), decrece la presión ($dV < 0$), y viceversa, disminuyendo el área de flujo aumenta la presión, igual que para el flujo subsónico estos cambios de presión suceden gracias a la naturaleza del flujo y no se deben a las pérdidas por fricción, las pérdidas por fricción aumentan la caída de presión, aunque este factor es corregido teniendo en cuenta el coeficiente de descarga del cual se hablará en la sección de diseño del inyector.

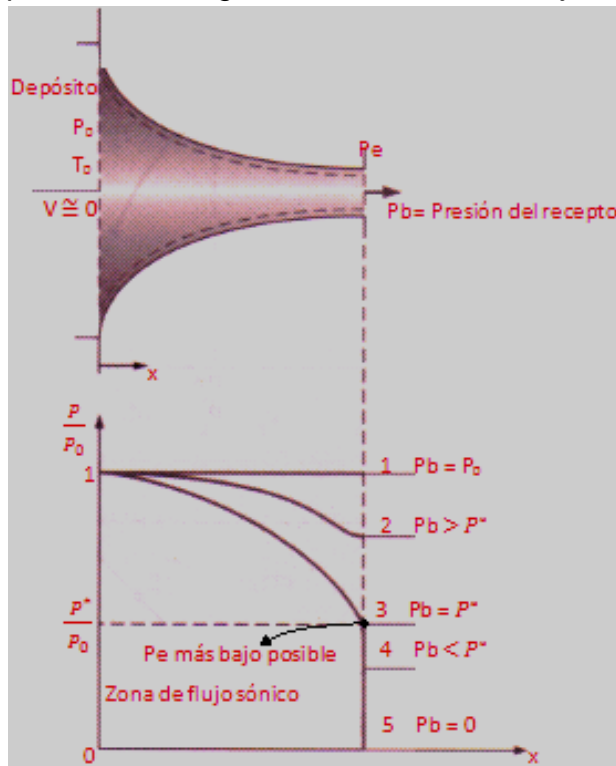
Según se observa de las dos relaciones anteriores, el inyector de aire del quemador que es de forma convergente, gracias a su naturaleza, nunca obtendrá velocidades superiores a la del sonido (el flujo será subsónico o sónico, pero nunca supersónico) y la presión disminuirá a lo largo de la dirección de flujo en el inyector, de tal forma que la sección con presión más baja será la de la sección de descarga del inyector, de esta manera si llegan a haber condiciones críticas debido a condiciones sónicas, estas condiciones críticas solo serán posibles en la sección de descarga, ninguna sección del inyector diferente de esta podrá tener propiedades críticas, ni tampoco presiones menores al valor de presión crítica para una presión de suministro en el depósito o presión de estancamiento dada,

ya que estaría pasando a condiciones supersónicas, lo cual se dedujo que era imposible.

Por aclaración de términos, la sección de descarga del inyector, también es denominada garganta del inyector, ya que es la sección más pequeña, pero según la terminología que se está manejando, no se debe confundir la garganta del inyector, con la garganta del venturi, garganta del mezclador o simplemente garganta del quemador, la cual se definió como la entrada del proceso de inducción, donde se es arrastrado el gas combustible.

Continuando con el análisis anterior, si ningún punto de alguna sección transversal del inyector convergente puede tener propiedades críticas, con excepción de la sección de descarga, ni tampoco tener presiones inferiores a la presión crítica para la presión de estancamiento que se tiene en el suministro, obsérvese el siguiente análisis de la figura 21, sobre la distribución de presiones a lo largo del flujo del inyector, en la dirección x :

Figura 21. Perfil de presión a lo largo de la dirección del flujo en el inyector



Fuente. Tomada y editada de la referencia [5]

Sea P_e la presión del fluido inyectado en la zona de descarga y P_b la contrapresión de la zona donde se descarga el gas inyectado. La figura 21, muestra tres curvas para la distribución de presiones a lo largo del flujo dentro del inyector, para tres casos con el mismo valor de presión de estancamiento P_0 , pero con contrapresiones P_b distintas.

En el caso 1, en el cual la contrapresión P_b es igual a la presión de estancamiento, no produce ningún flujo, por eso la presión permanece en P_0 para cualquier punto del flujo.

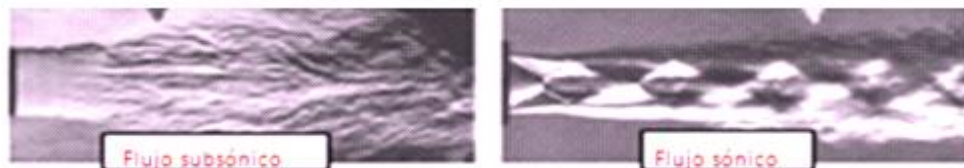
En el caso 2, la contrapresión P_b es más pequeña que P_0 , pero mayor que la presión crítica P^* , de tal forma que el flujo es subsónico, y la presión de descarga del inyector P_e toma el valor de P_b .

En el caso 3, la contrapresión P_b tiene el valor de la presión crítica, de tal forma que el flujo es sónico, y el valor de la presión en la descarga del inyector P_e toma el valor de la presión crítica P^* .

Cuando la contrapresión P_b disminuye de este valor de presión crítica P^* , el perfil de presión a lo largo del flujo no se altera (continúa siendo el del caso 3), como ya se explicó, la presión más baja de descarga P_e es el valor de presión crítica, no se puede llegar a valores de P_e más bajos, ya que es imposible obtener flujo supersónico. De esta manera a la salida del inyector sucede un salto en el valor de la presión: Antes de la descarga en la garganta del inyector el valor de presión equivale al valor de P^* y después que el gas inyectado sale del inyector, la presión en el gas decae al valor de contrapresión P_b . En estas condiciones se dice que el flujo está bloqueado o estrangulado.

La figura 22, muestra la forma que adquiere el flujo inyectado, al salir del inyector, aquí se pueden apreciar, diferencias entre el flujo subsónico y el flujo sónico, en el flujo sónico se forman ondas de choque en el plano del orificio de salida del inyector y aguas abajo:

Figura 22. Forma del flujo descargado en condiciones subsónicas y sónicas por un inyector



Fuente. Tomada y editada de la referencia [3]

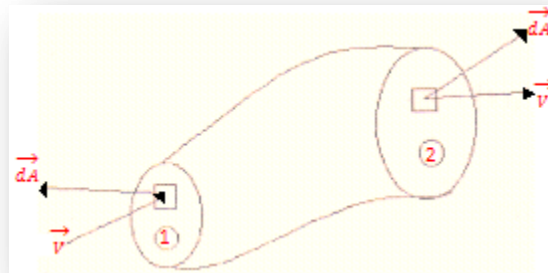
2.6 PRINCIPIO DE EULER APLICADO AL CÁLCULO DEL IMPULSO DEL CHORRO DE AIRE INYECTADO Y ANÁLISIS DE DE CANTIDAD DE MOVIMIENTO Y TEOREMA DE BERNOULLÍ PARA EL MEZCLADOR²⁰

En esta sección se desarrollará la ecuación ideal del proceso de inducción, por medio de un análisis de cantidad de movimiento y de Bernoulli en el mezclador, ya que la Ecuación 4 de la sección 2.3, es una ecuación empírica desarrollada para quemadores de gas inductor, de esta manera se obtendrá una ecuación ideal generalizada para cualquier tipo de quemador de premezcla a inducción, la cual en la sección de diseño se modificará, eliminando las idealizaciones planteadas y obteniéndose una ecuación mas aplicada a la realidad, la cual se podrá utilizar para el diseño del quemador de aire inductor.

El principio de Euler aplicado a un volumen de control compuesto por un tubo de corriente como el de la figura 23, establece:

“La suma de las fuerzas de presión y fricción ejercida por un fluido sobre la superficie de control es igual a la variación del momentum lineal a la entrada menos la variación del momentum lineal en la sección de salida”.

Figura 23. Volumen de control, compuesto por un tubo de corriente con la sección 1 de entrada y la sección 2 de salida



Fuente. Tomada y editada de la referencia [1]

Tomando el subíndice 1 como la sección de entrada y el subíndice 2 como la de salida, y tomando las fuerzas que actúan sobre el fluido que son iguales y

²⁰ Leído y analizado de la referencia [1] y de la referencia [2]

opuestas a las que el fluido les hace a la superficie de control; Matemáticamente se puede expresar de la siguiente forma:

$$\vec{F}_p + \vec{F}_f = \dot{m}_2 \vec{V}_2 - \dot{m}_1 \vec{V}_1 \quad \langle 2.32 \rangle$$

Siendo \vec{F}_p y \vec{F}_f las fuerzas de presión y de fricción viscosa ejercidas sobre la superficie de control. Las fuerzas de presión se dividen en dos: Fuerzas de presión inducidas por los esfuerzos normales sobre la superficie del tubo de corriente (\vec{F}_{pn}) y las fuerzas de presión debida a la diferencia de presión estática entre el medio y la sección de entrada y salida (\vec{F}_{ps}), de tal forma que la ecuación 32, obtenida al aplicar el principio de Euler queda definida de la siguiente manera:

$$\vec{F}_{pn} + \vec{F}_{ps} + \vec{F}_f = \dot{m}_2 \vec{V}_2 - \dot{m}_1 \vec{V}_1 \quad \langle 2.33 \rangle$$

Las fuerzas de presión debidas a la diferencia de presión estática entre las secciones de entrada y salida y el medio (\vec{F}_{ps}), se puede calcular por medio de la sumatoria vectorial de cada área multiplicada por su respectiva diferencia de presión:

$$\vec{F}_{ps} = \sum \mathbf{A}_i * \Delta \mathbf{P}_i \quad \langle 2.34 \rangle$$

Ahora se define una nueva variable denominada impulso (\vec{I}), la cual es la suma de las fuerzas de presión ejercida por los esfuerzos normales (\vec{F}_{pn}) y por las fuerzas de fricción viscosa (\vec{F}_f):

$$\vec{I} = \vec{F}_{pn} + \vec{F}_f \quad \langle 2.35 \rangle$$

Aplicando las ecuaciones 34 y 35, a la ecuación 33, se obtiene:

$$\vec{I} + \sum \mathbf{A}_i * \Delta \mathbf{P}_i = \dot{m}_2 \vec{V}_2 - \dot{m}_1 \vec{V}_1 \quad \langle 2.36 \rangle$$

Aplicando la ecuación 36, en la dirección horizontal, al volumen de control de la figura 24, el cual consiste de un depósito que contiene gas, de donde por un agujero de área A se descarga el gas a un flujo másico \dot{m}_g y a una velocidad V_g , se obtiene:

Figura 24. Depósito de gas, que descarga por medio de un agujero de área A, el gas a una velocidad V_g



Fuente. Autores.

$$I_g - A \cdot \Delta P = \dot{m}_g \cdot V_g$$

$$I_g = A \cdot \Delta P + \dot{m}_g \cdot V_g \quad (2.37)$$

Obteniéndose así el valor del impulso de un gas que es descargado a por un orificio de área A.

Otra forma de llegar a esta ecuación es por medio de la definición encontrada en la referencia [2] en la cual se define al impulso I, como la fuerza de reacción que siente el depósito al ser descargado el gas a través de su orificio.

Figura 25. Diagrama de cuerpo libre de la descarga de un fluido de un tanque

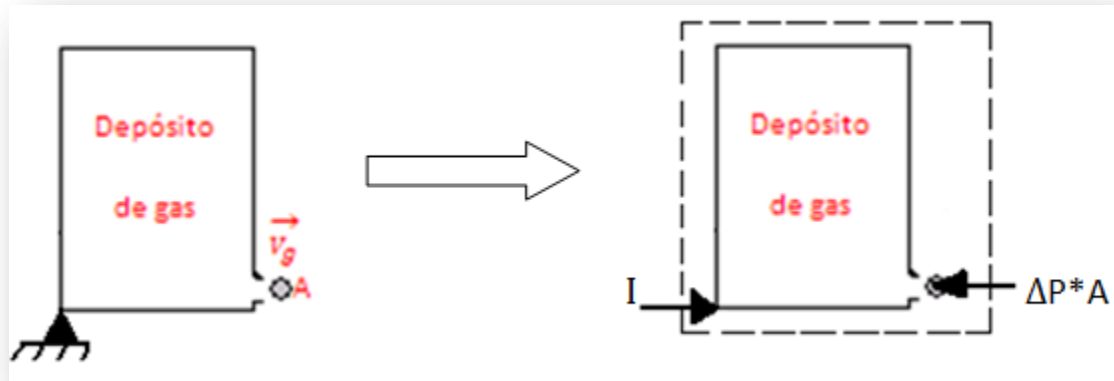


Fuente. Hecha por el autor.

Si se apoya el depósito de gas con un apoyo fijo que evita su movimiento hacia la izquierda a causa del impulso, la reacción de este apoyo sería equivalente al

impulso pero con sentido contrario, realizando un análisis de cantidad de movimiento al volumen de control de la figura 26, se obtiene:

Figura 26. Diagrama de cuerpo libre al volumen de control de la descarga de un fluido en un depósito



Fuente. Autores

$$\sum_{\text{horizontales}} F = \dot{m}_{\text{sale}} * V_{\text{sale}} - \dot{m}_{\text{entra}} * V_{\text{entra}}$$

$$I - \Delta P * A = \dot{m}_g * V_g - 0$$

$$I = \dot{m}_g * V_g + \Delta P * A \quad \rightarrow \quad \text{Llegando así a la ecuación 37.}$$

Cabe resaltar que ΔP es la diferencia de presión entre el gas en la zona de descarga antes de salir del depósito y la zona donde se es descargado. Como se documentó en la sección 2,5, esta diferencia de presión solo existe cuando hay condiciones sónicas de descarga, y la presión en la zona donde se descarga el gas es inferior a la presión crítica, siendo la presión crítica el valor de presión del gas justamente antes de ser descargado. De tal forma que el valor del impulso de un gas descargado queda definido de la siguiente manera:

$$I_g = \dot{m}_g * V_g \quad (2.38) \quad \rightarrow \quad \text{Para condiciones de descarga subsónicas.}$$

$$I_g = A * \Delta P + \dot{m}_g * V_g \quad (2.39)$$

\rightarrow Para condiciones de descarga sónicas con $\Delta P = P_{\text{crítica}} - P_{\text{zona de descarga}}$

Habiendo definido el impulso como la fuerza que lleva el chorro libre de gas motriz inyectado, se determinará la relación que existe entre este impulso, las dimensiones del mezclador y la cantidad de gas inducido hacia el mezclador, para esto considérese el siguiente análisis de la figura 27:

Figura 27. Efecto inductor del chorro libre inyectado sobre el mezclador



Fuente. Tomada y editada de la referencia [2]

Si se analiza el volumen punteado de la izquierda de la figura, se observa que por todos lados ataca la presión del gas que se va a inducir, en la única parte donde no atacaría esta presión, es en la parte donde está saliendo del inyector el gas motriz, ya que si el flujo del inyector fuese sónico, estaría atacando la presión crítica, aunque si el flujo es subsónico, la presión de ataque del gas motriz inyectado es la misma del gas inducido. De esta manera, analizando la ecuación de la cantidad de movimiento de forma general, la cual dice que el cambio de la cantidad de movimiento es igual a la sumatoria de fuerzas que el medio ejerce sobre el fluido, se encuentra lo siguiente:

$$\sum_{horizontales} F = \dot{m}_{sale} * V_{sale} - \dot{m}_{entra} * V_{entra}$$

$$0 + A_{inyector} * (P_{crítica} - P_{zona\ de\ descarga})$$

$$= \dot{m}_{mezcla\ de\ gases} * V_{mezcla\ de\ gases} - \dot{m}_{gas\ motriz\ inyectado} * V_{gas\ motriz\ del\ inyector}$$

Despejando se obtiene lo siguiente:

$$\dot{m}_{gas\ motriz\ inyectado} * V_{gas\ motriz\ saliendo\ del\ inyector} + A_{inyector} * (P_{crítica} - P_{zona\ de\ descarga})$$

$$= \dot{m}_{mezcla\ de\ gases} * V_{mezcla\ de\ gases}$$

En el lado izquierdo de la ecuación general se toma el impulso del gas motriz inyectado $I_{gas\ motriz}$, aunque se sabe que el término $A_{inyector} * (P_{crítica} - P_{zona\ de\ descarga})$, solo existe cuando hay condiciones de flujo sónico, el cual no existe para la mayoría de las aplicaciones industriales, en el lado derecho de la ecuación tenemos la cantidad de movimiento de la mezcla de gases que entra al mezclador, de esta forma tenemos:

Cantidad de movimiento a la entrada del mezclador

$$= \dot{m}_{mezcla \text{ de gases}} * V_{mezcla \text{ de gases}} = I_{gas \text{ motriz}}$$

Conociendo que la cantidad de movimiento de la mezcla de gases que entran al mezclador es equivalente al impulso del gas motriz inyectado, se realizará un análisis idealizado (sin pérdidas de presión debidas a la fricción) del flujo a través del mezclador, para hallar cuanto flujo de mezcla se puede obtener en función del impulso del gas motriz inyectado, de las dimensiones del mezclador y de la presión de suministro del gas inducido y de la cámara o zona de combustión.

Cantidad de movimiento entre la entrada y salida del cuello del mezclador:

$$\sum_{horizontales} F = \dot{m}_{sale} * V_{sale} - \dot{m}_{entra} * V_{entra}$$

$$= -F_{fricción \text{ paredes del cuello}} + A_{cuello} * (P_{gas \text{ inducido}} - P_{cuello})$$

$$= 0 + A_{cuello} * (P_{gas \text{ inducido}} - P_{cuello})$$

$$= \dot{m}_{mezcla \text{ que sale del cuello}} * V_{mezcla \text{ que sale del cuello}} - I_{gas \text{ motriz inyectado}}$$

Se utilizará el prefijo mezcla, para nombrar las propiedades de la mezcla de gases que sale del cuello del mezclador, sin tener la necesidad de mencionar que es la mezcla que sale del cuello.

Teorema de Bernoullí desde la salida del cuello del mezclador hasta la cámara o zona de combustión, considerando que la presión dinámica en la zona de combustión es insignificante, debido al gran tamaño de la cámara de combustión ($V \cong 0$):

$$\frac{1}{2} * \rho_{mezcla} * V_{mezcla}^2 + P_{cuello} = P_{zona \text{ de combustión}}$$

$$P_{cuello} = P_{zona \text{ de combustión}} - \frac{1}{2} * \rho_{mezcla} * V_{mezcla}^2$$

Remplazando este valor obtenido para P_{cuello} en la ecuación obtenida al analizar la cantidad de movimiento en el cuello y conociendo que $V_{mezcla} = \frac{\dot{m}_{mezcla}}{\rho_{mezcla} * A_{cuello}}$ se tiene:

$$A_{cuello} * (P_{gas \text{ inducido}} - P_{zona \text{ de combustión}} + \frac{1}{2} * \rho_{mezcla} * V_{mezcla}^2)$$

$$= \dot{m}_{mezcla} * V_{mezcla} - I_{gas \text{ motriz inyectado}}$$

$$\rightarrow \frac{\dot{m}_{mezcla}^2}{\rho_{mezcla} * A_{cuello}} - \frac{1}{2} * \frac{\dot{m}_{mezcla}^2}{\rho_{mezcla} * A_{cuello}}$$

$$= I_{\text{gas motriz inyectado}} - A_{\text{cuello}} * (P_{\text{zona de combusti3n}} - P_{\text{gas inducido}})$$

Se define la siguiente diferencia: $P_{\text{zona de combusti3n}} - P_{\text{gas inducido}}$, como $\Delta P_{\text{contrapresi3n}}$ obteniéndose así la siguiente expresi3n:

$$\frac{\dot{m}_{\text{mezcla}}^2}{\rho_{\text{mezcla}} * A_{\text{cuello}}} = 2 * [I_{\text{gas motriz inyectado}} - (A_{\text{cuello}} * \Delta P_{\text{contrapresi3n}})] \quad \langle 2.40 \rangle$$

Esta es la ecuaci3n ideal que relaciona al flujo m3sico de mezcla \dot{m}_{mezcla} que se puede conseguir en un mezclador con 3rea de cuello A_{cuello} , del cual se induce la mezcla gracias al efecto inductor del impulso de un gas motriz inyectado $I_{\text{gas motriz inyectado}}$ y con una diferencia de presi3n entre la c3mara o zona de combusti3n y la presi3n de suministro del gas inducido $\Delta P_{\text{contrapresi3n}}$.

En la secci3n de dise1o, se har3n unas modificaciones a la ecuaci3n 40, considerando las p3rdidas a trav3s de todos los elementos de flujo, obteniendo as3 una ecuaci3n de dise1o que tenga mayor aproximaci3n a la realidad.

3. CÁLCULO DE PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE Y DEL COMBURENTE

3.1 DENSIDAD (ρ) DE UNA MEZCLA DE GASES²¹

La densidad es la masa por unidad de volumen ocupado por una sustancia, gracias a las bajas presiones y a las altas temperaturas, con respecto al punto crítico de los gases utilizados como comburente y como combustible, se puede estimar como gases ideales, de tal forma que se puede obtener el valor de su densidad por medio de la ecuación de gas ideal:

$$\rho = \frac{P}{R_{gas} * T} \quad \langle 3.41 \rangle$$

Siendo ρ la densidad del gas, P la presión absoluta del gas, R_{gas} la constante de gas ideal del gas y T la temperatura absoluta del gas.

Cuando se conoce la densidad del gas en un estado de referencia, como es el caso del estado estándar de referencia ($t=59^{\circ}\text{F}=15^{\circ}\text{C}$; $P= 14,696\text{psia}=101,325\text{KPa}$), se puede calcular la densidad del gas en su estado real a temperatura $t(^{\circ}\text{F})$ y presión relativa $p(\text{psi})$ que está por encima del valor en condiciones estándar ($14,696\text{psi}$), de la siguiente manera:

$$\rho = \rho_{\text{STSP}} * \frac{460 + 59}{460 + t(^{\circ}\text{F})} * \frac{14,696 + p(\text{psi})}{14,696} \quad \langle 3.42 \rangle$$

Siendo ρ_{STSP} la densidad del gas en condiciones estándar. Si no se conoce la densidad del gas en condiciones estándar, se puede hallar conociendo la densidad en condiciones estándar de un gas de referencia, el gas de referencia es el aire seco, el cual tiene una densidad en condiciones estándar de $0,0765$ (lbm/ft^3) y un peso molecular de $28,965$ (Kg/Kmol), la ecuación para calcular la densidad del gas en condiciones estándar es:

$$\rho_{\text{STSP}} = 0,0765 * \frac{MW_{gas}}{28,965} \left(\frac{\text{lbm}}{\text{ft}^3} \right) \quad \langle 3.43 \rangle$$

Siendo MW_{gas} el peso molecular del gas. Si el gas está compuesto por una mezcla de gases, se puede hallar el peso molecular de la mezcla de gases por medio de la siguiente ecuación:

²¹ Leído y analizado de la referencia [3]

$$MW_{\text{gas}} = MW_1 * x_1 + MW_2 * x_2 + MW_3 * x_3 + \dots + MW_n * x_n \quad (3.44)$$

Siendo MW_n y x_n el peso molecular y la fracción molar del componente n.

Para el cálculo de densidad del aire húmedo utilizado como comburente y del gas combustible que es una mezcla de hidrocarburos, se utilizaron dos programas de cálculo suministrados por el CDT de GAS, los cuales arrojaban los valores de las incertidumbres asociadas a dichos valores, esto con el fin de darle validación internacional a los resultados obtenidos.

3.2 RELACIÓN DE CALORES ESPECÍFICOS ($k = \frac{c_p}{c_v}$) PARA UNA MEZCLA DE GASES²²

La relación de calores específicos a presión y volumen constante varía entre 1,0 y 1,7 para varios hidrocarburos y depende fuertemente de la temperatura y composición del gas, por ejemplo el metano a temperatura estándar tiene un $k=1,31$ y el propano un $k=1,13$, sin embargo a $200(^{\circ}F)$ para el metano $k=1,27$ y para el propano $k=1,10$. La relación de calores específicos se relaciona con la compresibilidad del gas; De tal forma que la relación de calores específicos es una propiedad muy importante que influye en el flujo másico descargado por un orificio. Para diseño de inyectores por los cuales fluye un gas en condiciones compresibles, se necesitará de esta propiedad.

Para un gas formado por una mezcla, la relación de calores específicos está dada por:

$$k = \frac{\frac{k_1 * x_1}{k_1 - 1} + \frac{k_2 * x_2}{k_2 - 1} + \frac{k_3 * x_3}{k_3 - 1} + \dots + \frac{k_n * x_n}{k_n - 1}}{\frac{x_1}{k_1 - 1} + \frac{x_2}{k_2 - 1} + \frac{x_3}{k_3 - 1} + \dots + \frac{x_n}{k_n - 1}} \quad (3.45)$$

Siendo k_n y x_n la relación de calores específicos y la fracción molar del componente n.

²² Leído y analizado de la referencia [3]

3.3 PODER CALORÍFICO (Q^o), PARA UNA MEZCLA DE GASES Y CALOR OBTENIDO POR LA COMBUSTIÓN²³

Es la cantidad de calor liberado cuando se quema completamente un combustible y depende de su composición. También se puede obtener dos valores diferentes dependiendo de cómo este presente el agua en los productos de la combustión: Si el agua en los productos se encuentra en forma líquida, se ha aprovechado el calor latente de vaporización del agua, ya que se le extrajo esta cantidad de calor a los productos, a la energía liberada por la combustión se le denomina poder calorífico superior (q^o_s). Cuando el agua en los productos de la combustión está en fase de vapor el calor latente de vaporización es desperdiciado, así el calor liberado por la combustión es el poder calorífico inferior (q^o_i).

El poder calorífico superior e inferior difieren en la energía latente del agua en los productos de la combustión:

$$q^o_s - q^o_i = m_{H_2O} * h_{fg} \quad \langle 3.46 \rangle$$

Siendo m_{H_2O} la masa de agua producida cuando se quema 1 Kg de combustible y h_{fg} el calor latente de vaporización del agua.

En forma molar también se puede expresar la ecuación 46:

$$\bar{q}^o_s - \bar{q}^o_i = n_{H_2O} * \bar{h}_{fg} \quad \langle 3.47 \rangle$$

Siendo \bar{q} el poder calorífico del combustible en base molar, n_{H_2O} las moles de agua producidas al quemar 1 mol de combustible, \bar{h}_{fg} el calor latente de vaporización del agua en base molar.

El valor del poder calorífico además de darse por unidad de masa o por unidad de mol, también se puede suministrar por unidad de volumen (volumen estándar a $P = 14,696$ psia y $T = 59^\circ F$).

Si se quiere calcular el poder calorífico de una mezcla de combustibles lo podemos hacer de la siguiente forma:

$$\bar{q}^o = \bar{q}^o_1 * x_1 + \bar{q}^o_2 * x_2 + \bar{q}^o_3 * x_3 + \dots + \bar{q}^o_n * x_n \quad \langle 3.48 \rangle$$

²³ Leído y analizado de la referencia [7]

Cuando es base molar o volumétrica, siendo x_n la fracción molar del componente n.

$$q^\circ = q^\circ_1 \cdot y_1 + q^\circ_2 \cdot y_2 + q^\circ_3 \cdot y_3 + \dots + q^\circ_n \cdot y_n \quad \langle 3.49 \rangle$$

Cuando es base másica, siendo y_n la fracción másica del componente n.

Cuando la combustión se hace completamente, el calor que se obtiene del combustible es:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot q^\circ \quad \langle 3.50 \rangle$$

Siendo \dot{m} el flujo másico de combustible y q° su poder calorífico.

Este es uno de los datos de entrada para diseñar el quemador, ya que según los requerimientos de potencia calórica \dot{Q} se dimensiona el quemador. En la industria de los quemadores el calor obtenido varía entre 1-20 millones de Btu/hora.

El calor de combustión obtenido por medio de la ecuación 50, es el calor de la combustión máximo o ideal que se puede obtener de una determinada cantidad de combustible, en condiciones ideales de combustión, aunque en la realidad este proceso no es tan ideal; En la combustión real se presentan oxidaciones incompletas y fracciones de hidrocarburos inquemados. Estos productos indeseados de la combustión hacen que el calor obtenido de este proceso no sea equivalente al obtenido por medio de la ecuación 50, de tal forma que es importante definir la eficiencia de la combustión de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{\text{Calor real obtenido}}{\text{calor ideal}} = \frac{\text{calor real obtenido}}{\dot{m} \cdot q^\circ}$$

La eficiencia de la combustión (η), es un factor importante para la evaluación del proceso de combustión en los quemadores, ya que este factor califica que quemador hace su tarea más cerca del punto ideal de funcionamiento y bajo que rangos de potencia lo puede hacer.

La cuantificación de la eficiencia de la combustión, se hace experimentalmente para cada quemador, haciéndose un análisis de composición a los productos de la combustión, de tal forma que para el diseño de un quemador la potencia de diseño que se toma es la potencia obtenida idealmente por medio del poder calorífico y la cantidad de flujo másico de gas-combustible consumido.

3.4 ÍNDICE DE WOBBE (W)²⁴

Los combustibles gaseosos son clasificados internacionalmente por medio de familias, de acuerdo con una propiedad denominada índice de Wobbe, el cual está definido como:

$$W = \frac{q^\circ}{\sqrt{d}} \quad \langle 3.51 \rangle$$

Siendo q° y d , el poder calorífico del combustible y su densidad relativa con respecto a la densidad del aire, respectivamente. Se define un índice de Wobbe superior o inferior dependiendo de cuál poder calorífico se utilice:

$$W_s = \frac{q_s^\circ}{\sqrt{d}} \quad \langle 3.52 \rangle$$

$$W_i = \frac{q_i^\circ}{\sqrt{d}} \quad \langle 3.53 \rangle$$

La Tabla 1, muestra la clasificación de los gases combustibles en tres familias, según los valores entre los que oscila el índice de Wobbe, la primera familia es de los gases manufacturados y tiene tres subdivisiones, la segunda es de los gases naturales y se subdivide en dos grupos y la tercera familia es de los gases licuados del petróleo (propano, butano y sus mezclas).

Tabla 1. Familias de gases combustibles

Familia	Denominación	Valor de W
Primera	Gases manufacturados	23,8 ÷ 31,4
Grupo (a)	Gas ciudad	23,8 ÷ 28,1
Grupo (b)	Gas de coquería	25,9 ÷ 31,4
Grupo (c)	Hidrocarburos-aire	23,8 ÷ 27,2
Segunda	Gases naturales	41,2 ÷ 58,0
Grupo H	de alto índice de Wobbe	48,1 ÷ 58,0
Grupo L	de bajo índice de Wobbe	41,2 ÷ 47,3
Tercera	Gases licuados del petróleo	77,4 ÷ 92,4

Fuente. Tomada y editada de la referencia [8]

²⁴ Leído y analizado de la referencia [8]

La Tabla 2, muestra el valor de la densidad relativa con respecto al aire (d), el poder calorífico superior (q_s) y el poder calorífico inferior (q_i) de algunos gases.

Tabla 2. Densidad relativa y poder calorífico superior e inferior de algunos gases-combustibles

Componente		d	q_s	q_i
Fórmula	Nombre	–	MJ/ m^3_n	MJ/ m^3_n
CH ₄	Metano	0,5539	39,829	35,807
C ₂ H ₆	Etano	1,0382	69,759	63,727
C ₃ H ₈	Propano	1,5224	99,264	91,223
n-C ₄ H ₁₀	normal Butano	2,0067	128,629	118,577
i-C ₄ H ₁₀	iso-Butano	2,0067	128,257	118,206
H ₂	Hidrógeno	0,0696	12,789	10,779
CO	Monóxido de Carbono	0,9671	12,618	12,618

Fuente. Tomada y editada de la referencia [8]

Para quemadores que utilizan el gas-combustible como gas motriz inyectado (quemadores de gas inductor), el índice de Wobbe es utilizado para determinar la intercambiabilidad de dos gases combustibles conservando el mismo quemador sin hacerle modificaciones a sus componentes, si tienen el mismo índice de Wobbe teóricamente se puede hacer este cambio, sin alterar la geometría del quemador, por esto los cambios se limitan a combustibles de la misma familia, aunque para gases de la misma familia y de grupos diferentes este problema persiste, obligando a efectuar cambios en el diámetro del inyector, cambios en el venturi, etc.

Generalmente cuando se hace el cambio de combustible, el nuevo gas combustible se mezcla con aire antes de mezclarse con el aire de la combustión, para que tenga el mismo valor del índice de Wobbe que el gas remplazado. La proporción del nuevo gas con el aire tiene un valor fijo dependiendo de las propiedades de este nuevo gas. Sea W_0 el índice de Wobbe del gas inicial que se necesita remplazar, W_1 el índice de Wobbe del nuevo gas, \bar{q}°_1 su poder calorífico y d_1 su densidad relativa, si este último se mezcla con aire en una proporción volumétrica de θm^3 de gas y $(1-\theta)m^3$ de aire, el nuevo poder calorífico del gas y su nueva densidad relativa será:

$$\bar{q}^{\circ} = \theta^* \bar{q}^{\circ}_1 \quad (3.54)$$

$$d = \theta*d_1 + (1-\theta)*d_{\text{aire}} = \theta*d_1 + (1-\theta)*1 = 1 + \theta*(d_1-1) \quad \langle 3.55 \rangle$$

Y su nuevo índice de Wobbe será:

$$W = \frac{\theta*\bar{q}_1}{\sqrt{1 + \theta*(d_1-1)}} \quad \langle 3.56 \rangle$$

Igualando este valor al índice de Wobbe del gas que se necesita remplazar, se obtiene:

$$W_0 = \frac{\theta*\bar{q}_1}{\sqrt{1 + \theta*(d_1-1)}} \rightarrow \frac{\bar{q}_1^2*\theta^2}{W_0^2} - (d_1-1)*\theta - 1 = 0$$

La solución de la ecuación cuadrática anterior es:

$$\theta = \frac{(d_1-1) + \sqrt{(d_1-1)^2 + 4*\frac{\bar{q}_1^2}{W_0^2}}}{\frac{2*\bar{q}_1^2}{W_0^2}} \quad \langle 3.57 \rangle$$

Con la ecuación 3.57, conociendo las propiedades del nuevo gas que se va a utilizar y el índice de Wobbe del que se va a remplazar, se puede determinar la fracción volumétrica con la cual se debe de mezclar el nuevo gas con aire, para que pueda ser utilizado en el mismo quemador. Solo se toma la solución de la suma para la ecuación cuadrática, ya que si tomase el de la resta, darían valores negativos para θ , lo cual no tiene sentido físico.

3.5 PROPIEDADES DEL COMBURENTE DE LA COMBUSTIÓN Y CÁLCULO DE SU CAUDAL²⁵

El comburente más utilizado para quemar un combustible es el aire atmosférico, aunque para algunas circunstancias es enriquecido con oxígeno puro, para el caso tratado en este proyecto se tomará únicamente aire de la atmosfera. Es importante conocer las propiedades del aire atmosférico, para poder calcular con buena precisión las cantidades de aire y de combustible necesitadas en el mezclador para una determinada potencia: El aire atmosférico es una mezcla de varios gases (oxígeno, nitrógeno, dióxido de carbono, argón, entre otros), la cantidad de dióxido de carbono, argón y una gran variedad de gases inertes contenidos en el aire es

²⁵ Leído y analizado de la referencia [7]

menor al 1%, de tal forma que para efectos prácticos en la combustión se toma que está conformado por un 21% en volumen de oxígeno y un 79% en volumen de nitrógeno, en el porcentaje de nitrógeno están incluidos todos los gases inertes que tiene el aire. Según esta composición volumétrica o molar se puede escribir las siguientes relaciones molares o volumétricas:

$$\frac{\text{Nitrogeno}}{\text{Oxígeno}} = 3,77 \quad \langle 3.58 \rangle$$

$$\frac{\text{Aire}}{\text{Oxígeno}} = 4,77 \quad \langle 3.59 \rangle$$

$$\text{Ecuación de la composición molar del Aire} = \text{O}_2 + 3,77\text{N}_2 \quad \langle 3.60 \rangle$$

El aire atmosférico, aparte de estos gases, tiene un contenido de vapor de agua (humedad), la cual se debe tener en cuenta para los cálculos estequiométricos de la combustión. La ecuación muestra la composición del aire seco, estequiométricamente haría falta sumarle el contenido de humedad, la cual se suele expresar como la cantidad de Kg de vapor de agua por cada Kg de aire seco, a este valor se le denomina humedad específica w :

$$w = \frac{\text{Kg } H_2O}{\text{Kg aire seco}} = \frac{MW_{H_2O} * n_{H_2O}}{MW_{\text{aire seco}} * n_{\text{aire seco}}} \quad \langle 3.61 \rangle$$

Como la relación entre las masas moleculares del agua y del aire seco tienen un valor constante, se tiene que $\frac{MW_{H_2O}}{MW_{\text{aire seco}}} = \frac{18}{28,9} = 0,622$. Obteniéndose así de la ecuación la relación para la humedad específica del aire:

$$w = 0,622 * \frac{n_{H_2O}}{n_{\text{aire seco}}} \quad \langle 3.62 \rangle$$

En la mayoría de las aplicaciones prácticas, el vapor y el aire tienen presiones parciales bajas, de tal forma que se puede considerar al aire húmedo como una mezcla de gases ideales y aplicando la ley de los gases ideales a la ecuación para despejar las moles del agua y del aire seco, se obtiene la expresión más utilizada para calcular la humedad específica del aire:

$$w = 0,622 * \frac{n_{H_2O}}{n_{\text{aire seco}}} = 0,622 * \frac{\frac{p_v * V}{R * T}}{\frac{p_a * V}{R * T}} = 0,622 * \frac{p_v}{p_a} \quad \langle 3.63 \rangle$$

Siendo p_v la presión parcial de vapor de agua en la mezcla aire-agua, p_a la presión parcial de aire seco, \bar{R} la constante universal de los gases ideales, T la temperatura de la mezcla y \forall el volumen ocupado tanto del vapor de agua como del aire seco (según la ley de Dalton de las presiones parciales, los dos ocupan el mismo volumen). De la ecuación 63, se observa que la humedad específica del aire depende únicamente de la presión parcial del vapor, ya que la presión parcial del aire seco es la resta entre la presión total de la mezcla aire-agua P (presión atmosférica) menos la presión parcial del vapor:

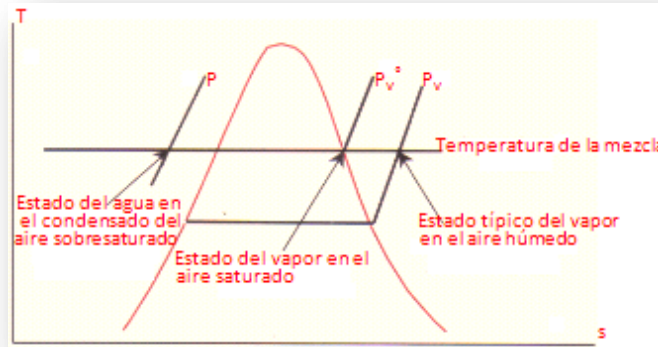
$$w = 0,622 * \frac{p_v}{P - p_v} \quad \langle 3.64 \rangle$$

El valor de la presión parcial de vapor presente en el aire húmedo es inferior al valor de la presión de saturación del agua correspondiente a la temperatura de la mezcla aire-agua, por esto el vapor está sobrecalentado y del aire se dice que está húmedo o parcialmente saturado. El valor máximo de humedad específica se obtiene cuando la presión parcial de vapor es la máxima, la cual se da cuando lo está saturado, o sea cuando el vapor está a la presión de saturación correspondiente a la temperatura de la mezcla aire-agua:

$$w^o = 0,622 * \frac{p_{v^o}}{P - p_{v^o}} \quad \langle 3.65 \rangle$$

Se designará con el superíndice o , para la humedad específica y la presión parcial de vapor del aire saturado. La humedad presente en el aire no puede alcanzar presiones parciales de vapor superiores al de saturación, de tal forma que cualquier intento de subir el valor de esta presión parcial de vapor, generará que parte de la humedad se condense, en estado estable a la mezcla de aire húmedo saturado más condensado se le denomina aire sobresaturado, en el cual el condensado está en forma de suspensión de color blanco lechoso denominado niebla, en el diagrama T-s de la figura 28, se puede observar el estado del agua en el aire húmedo o parcialmente saturado, en el aire saturado y en el aire saturado más condensado (aire sobresaturado).

Figura 28. Diagrama T-s del agua presente en el aire, para los tres casos posibles



Fuente. Tomada y editada de la referencia [7]

Otra forma de cuantificar el contenido de humedad del aire es por medio de la humedad relativa (ϕ), la cual se define como la razón entre la cantidad de vapor de agua que hay en un determinado volumen de mezcla aire-agua, con respecto a la cantidad de vapor que contendría ese mismo volumen si la mezcla aire-agua estuviese saturada al mismo valor de temperatura:

$$\phi = \frac{m_v}{m_{v^o}} \quad \langle 3.66 \rangle$$

Utilizando la ecuación de los gases ideales para despejar la masa de agua se tiene:

$$\phi = \frac{m_v}{m_{v^o}} = \frac{\frac{p_v \cdot V}{R \cdot T}}{\frac{p_{v^o} \cdot V}{R \cdot T}} = \frac{p_v}{p_{v^o}} \quad \langle 3.67 \rangle$$

De aquí se observa que la humedad relativa no depende de la presión parcial del aire seco y por ende de la presión total de la mezcla aire-agua, solo depende de la presión parcial del vapor y de la temperatura (dependiendo de la temperatura hay un valor único para p_{v^o}). El valor de ϕ varía entre 0 para el aire seco y 1 para el aire saturado, generalmente se da en porcentaje.

Otra propiedad del aire húmedo muy importante en el cálculo de la cantidad necesaria de aire a inyectar es su volumen específico, ya que es necesario hacer los cálculos con el volumen específico parcial del aire seco de la mezcla aire-agua de la atmosfera y no se debe confundir con el volumen específico del aire húmedo:

El volumen específico del aire húmedo (v) se define como el volumen ocupado por cada kilogramo de mezcla aire-agua:

$$v = \frac{V}{m_v + m_a} \quad \langle 3.68 \rangle$$

Siendo V el volumen de la mezcla (igual para el aire seco y para el agua según la ley de las presiones parciales de Dalton), m_v la masa de vapor de agua en la mezcla y m_a la masa de aire seco en la mezcla. Si se divide de la ecuación 68, el numerador y el denominador entre la masa de aire seco se obtiene:

$$v = \frac{\frac{V}{m_a}}{\frac{m_v + m_a}{m_a}} = \frac{v_a}{w + 1} \quad \langle 3.69 \rangle$$

Obteniéndose así la relación entre el volumen específico del aire húmedo (v) en función del volumen específico parcial del aire seco (v_a) y de la humedad (w).

Como se necesita calcular el caudal de aire seco a inyectar, para la mezcla precisa deseada de aire con combustible, se debe calcular conociendo cuanto aire seco se puede obtener del aire atmosférico, para esto se necesita conocer el volumen específico parcial del aire seco (v_a), por medio de la ley de los gases ideales:

$$v_a = \frac{R_a * T}{p_a} \quad \langle 3.70 \rangle$$

Siendo R_a la constante del aire como gas ideal. Se Debe hallar la presión parcial del aire seco en función única de la presión total de la mezcla (P =presión atmosférica) y del contenido de humedad del aire, por medio de la ecuación 65 y sabiendo que $p_a = P - p_v$, se tiene:

$$p_a = P - p_v = 0,622 \frac{p_v}{w} \rightarrow P = p_v \left(1 + \frac{0,622}{w}\right) \rightarrow p_a = P - \frac{P}{\left(1 + \frac{0,622}{w}\right)} = P * \left(\frac{0,622}{1 + \frac{0,622}{w}}\right)$$

Remplazando la ecuación anterior en la ecuación 70, se obtiene:

$$v_a = \frac{R_a * T * \left(1 + \frac{0,622}{w}\right)}{\frac{0,622}{w}} = \frac{R_a * T}{P} * (1 + 1,608 * w) \quad \langle 3.71 \rangle$$

Como se sabe que $v_a = \frac{V}{m_a}$, se puede calcular el caudal de aire atmosférico a inyectar (V), conociendo la presión atmosférica de la región (P), la temperatura promedio del aire (T), la constante de gas ideal del aire seco (R_a), la humedad

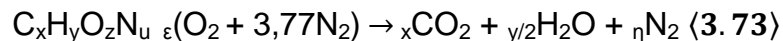
específica del aire de la región (w) y la cantidad de flujo másico de aire seco determinado por la estequiometría de la reacción química de combustión (m_a):

$$V^0 = v_a \cdot m_a = \frac{R_a \cdot T \cdot m_a}{P} (1 + 1,608 \cdot w) \quad \langle 3.72 \rangle$$

3.6 ESTEQUIOMETRIA DE LA COMBUSTIÓN²⁶

Como se ha visto el caudal de aire atmosférico que se debe suministrar al quemador, depende de las propiedades del mismo y de la cantidad de flujo másico de aire seco necesario para la combustión, esta cantidad de flujo másico de aire seco, se calculará por medio de la estequiometría de la combustión para el gas combustible que se utilice.

La ecuación estequiométrica ideal (sin formación de monóxido de carbono) para un hidrocarburo de forma general $C_xH_yO_zN_u$, que reacciona con aire seco, se obtendrá balanceando en el siguiente orden los elementos químicos: Carbono, Hidrógeno y Oxígeno y también conociendo que solo se forma dióxido de carbono, agua y el nitrógeno es inerte a la combustión:



Resolviéndose así para los valores desconocidos:

$$\epsilon = x + (y/4) - (z/2) \quad \langle 3.74 \rangle$$

$$\eta = 3,77[x + (y/4) - (z/2)] + (u/2) \quad \langle 3.75 \rangle$$

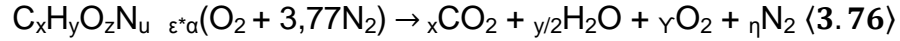
Con la ecuación 74 se puede calcular la cantidad de aire necesario para desarrollar la combustión, a esta cantidad de aire se le denomina aire estequiométrico.

Se define al factor de aireación (n) como la relación entre el caudal de aire suministrado al quemador y el caudal de aire si se suministrase el valor estequiométrico:

$$n = \frac{\text{caudal de aire real suministrado por el quemador}}{\text{caudal estequiométrico de aire}}$$

²⁶ Leído y analizado de la referencia [7]

Si se suministra el aire en exceso o en defecto, de tal forma que el suministro de aire es α veces el valor de caudal estequiométrico ($n=\alpha$), en la ecuación de la reacción aparecen Oxígenos en los productos, cambiándose a la siguiente forma:



Permaneciendo constante el valor de ε , pero cambiando el valor de η al siguiente valor:

$$\eta=3,77*\alpha*[x+ (y/4)-(z/2)] + (u/2) \quad \langle 3.77 \rangle$$

Y el valor de Y es de:

$$Y= (\alpha-1)*[x+ (y/4)-(z/2)] \quad \langle 3.78 \rangle$$

De esta forma se puede calcular la relación entre la masa de aire seco y la masa de combustible, multiplicando por las respectivas masas molares de los diferentes compuestos: (A)

$$A= \frac{m_a}{m_{combustible}} = \frac{137,56*\varepsilon*\alpha}{(12*x)+(y)+(16*z)+(14*u)} \quad \langle 3.79 \rangle$$

El flujo másico de combustible depende del valor de potencia térmica (\dot{Q}) que se desee para el quemador y del poder calorífico del combustible:

$$\dot{m}_{combustible} = \frac{\dot{Q}}{q^\circ} \quad \langle 3.80 \rangle$$

Aplicando la ecuación y la ecuación, se obtiene el flujo másico de aire seco, para una determinada potencia térmica necesitada y para un combustible con composición conocida y poder calorífico conocido:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}}{q^\circ} * \frac{137,56*\varepsilon*\alpha}{(12*x)+(y)+(16*z)+(14*u)} \quad \langle 3.81 \rangle$$

Este valor para el flujo másico de aire seco se puede remplazar en la ecuación 72, para obtener el caudal de aire atmosférico necesario para el quemador.

4. DISEÑO DE LOS ELEMENTOS DEL QUEMADOR

4.1 DISEÑO DEL INYECTOR²⁷

Para el caso de estudio de este proyecto se debe calcular cuánto aire se vá a inyectar según la relación estequiométrica con un determinado porcentaje de exceso de aire, y calcular el arrastre para que sea jalada hacia la garganta del venturi la cantidad necesaria de combustible según la potencia térmica del quemador. Para suministrar la cantidad precisa de aire, se debe diseñar apropiadamente el inyector. El flujo másico descargado por el inyector se puede calcular por medio de las relaciones de flujo isentrópico, que se encontrarán para las propiedades del flujo en el inyector, de tal forma que se encontrará el flujo másico en condiciones ideales, donde no existen pérdidas:

$$\dot{m}_{ideal} = \rho * V * A \quad \langle 4.82 \rangle$$

Siendo ρ la densidad del aire en la descarga del inyector, V su velocidad y A el área del agujero de salida del inyector. Reemplazando $\rho = \frac{P}{R * T}$; $V = c * Ma$ y $c = \sqrt{k * R * T}$, se obtiene:

$$\dot{m}_{ideal} = \left(\frac{P}{R * T}\right) * c * Ma * A = \left(\frac{P}{R * T}\right) * \sqrt{k * R * T} * Ma * A \quad \langle 4.83 \rangle$$

Reemplazando P y T de las ecuaciones 18 y 16 respectivamente, se obtiene:

$$\dot{m}_{ideal} = \frac{P_0 * \sqrt{k} * Ma * A}{\left[1 + \frac{k-1}{2} * Ma^2\right]^{\frac{k}{k-1}}} * \sqrt{\frac{R * T_0}{1 + \frac{k-1}{2} * Ma^2}} = \frac{P_0 * Ma * A * \sqrt{\frac{k}{R * T_0}}}{\left[1 + \frac{k-1}{2} * Ma^2\right]^{\frac{k+1}{2 * (k-1)}}} \quad \langle 4.84 \rangle$$

De la ecuación 84 se observa que el flujo másico descargado por un inyector en condiciones ideales, depende de su presión de estancamiento, temperatura de estancamiento, del área del agujero en la descarga del inyector y del número Ma en la descarga del inyector. Como se sabe de las ecuaciones anteriores que el número Ma depende de las condiciones en la zona de descarga, es indispensable conocer estas condiciones (contrapresión de esta zona), para así determinar si $Ma = 1$ o en el caso subsónico el valor inferior a 1 que posee Ma .

²⁷ Leído y analizado de la referencia [3], de la referencia [5] y de la referencia [1]

Si se considera que las propiedades de estancamiento quedan fijadas, y que ya se tiene un inyector diseñado con un área de salida fija, el valor para el flujo másico máximo que se podrá obtener, se obtendrá derivando con respecto a Ma la ecuación 4.84, e igualando a cero:

$$\frac{d\dot{m}_{\text{ideal}}}{dMa} =$$

$$\left[1 + \frac{k-1}{2} * Ma^2\right]^{\frac{k+1}{2*(k-1)}} * P_0 * A * \sqrt{\frac{k}{R*T_0}} - \frac{k+1}{2*(k-1)} * \left[1 + \frac{k-1}{2} * Ma^2\right]^{\frac{k+1}{2*(k-1)}-1} * Ma *$$

$$(k-1) * P_0 * Ma * A * \sqrt{\frac{k}{R*T_0}} = 0$$

Simplificando:

$$\left[1 + \frac{k-1}{2} * Ma^2\right]^{\frac{k+1}{2*(k-1)}} = \frac{k+1}{2*(k-1)} * \left[1 + \frac{k-1}{2} * Ma^2\right]^{\frac{k+1}{2*(k-1)}-1} * Ma^{2*(k-1)}$$

$$\rightarrow \left[1 + \frac{k-1}{2} * Ma^2\right] = \frac{k+1}{2*(k-1)} * (k-1) * Ma^2$$

$$\rightarrow \left[1 + \frac{k-1}{2} * Ma^2\right] = \frac{k+1}{2} * Ma^2$$

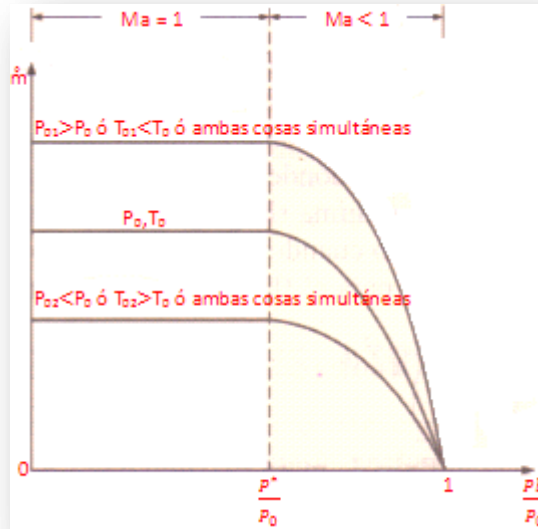
$$\rightarrow 1 - Ma^2 = 0$$

De donde se deduce que el flujo másico ideal máximo se da cuando $Ma = 1$, o sea cuando tenemos flujo sónico. De esta forma el flujo másico ideal máximo se encontrará de la ecuación 4.84, reemplazando $Ma=1$:

$$\dot{m}_{\text{ideal máximo}} = \frac{P_0 * A * \sqrt{\frac{k}{R*T_0}}}{\left[1 + \frac{k-1}{2}\right]^{\frac{k+1}{2*(k-1)}}} = P_0 * A * \sqrt{\frac{k}{R*T_0}} * \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k+1}{2*(k-1)}} \quad \langle 4.85 \rangle$$

De aquí se observa que para un gas ideal dado, con un área determinada de salida del inyector, el flujo másico máximo está dado por el valor de la presión de estancamiento y la temperatura de estancamiento, de la ecuación 85 y de la ecuación 84 sale la figura 31, la cual muestra el flujo másico descargado por un inyector en función de la relación entre la contrapresión en la zona de descarga con respecto a la presión de estancamiento:

Figura 29. Flujo másico en la zona de descarga sónica y en la zona de descarga subsónica, en función de la presión en la zona de descarga y para cambios en las propiedades de estancamiento P_0 y T_0



Fuente. Tomada y editada de la referencia [5]

En la figura 29, se observa el flujo másico descargado por un inyector que tiene unas determinadas propiedades de estancamiento constantes para cada curva, en la curva del centro tiene una presión de estancamiento P_0 y una temperatura de estancamiento T_0 , aquí se observa que el flujo másico es constante para todo el rango del flujo sónico, y este valor equivale al encontrado por la ecuación, cuando la contrapresión en la zona de la descarga aumenta a valores por encima de la presión crítica, el flujo pasa al rango subsónico, y el comportamiento de la curva viene representado por la ecuación 4.84.

Las otras dos curvas con propiedades P_{01}, T_{01} y P_{02}, T_{02} tienen el mismo comportamiento que la curva del centro para flujo sónico y subsónico, pero el valor del flujo másico aumenta o disminuye con respecto a la del centro, debido al cambio en sus propiedades de estancamiento. Para la que tiene propiedades P_{01}, T_{01} , al aumentar la presión de estancamiento, disminuir la temperatura de estancamiento o hacer ambas cosas, se aumenta el flujo másico descargado, como se observa en las ecuaciones. Para la que tiene propiedades P_{02}, T_{02} , el flujo másico disminuye, ya que al disminuir la presión de estancamiento, aumentar la temperatura de estancamiento o hacer ambas cosas, se disminuye el flujo másico descargado como se observa en las ecuaciones.

Otro caso que se puede tener en el diseño, es que la presión de estancamiento sea relativamente pequeña, y que se esté descargando a una atmosfera a presión atmosférica (flujo subsónico con velocidades de descarga pequeñas), en este caso el flujo a través del inyector se puede considerar como incompresible, hallando una relación más simple para el flujo másico descargado:

Aplicando la primera ley de la termodinámica se obtiene:

$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \rightarrow \text{Como } h = u + \frac{p}{\rho} \text{ y } u = Cv^*T \rightarrow V = \sqrt{2 * \left[Cv(T_0 - T) + \left(\frac{P_0}{\rho_0} - \frac{P}{\rho} \right) \right]}$$

Como el flujo es incompresible entonces $\rho_0 = \rho$, a demás como el flujo ideal es isentrópico, o sea adiabático reversible, combinándolo con flujo incompresible se tiene que $T_0 = T$, de esta forma la ecuación para la velocidad se puede reducir a la siguiente forma:

$$V = \sqrt{2 * \frac{P_0 - P}{\rho}} \quad \langle \mathbf{4.86} \rangle$$

Como $P_0 = P_{\text{atmosférica}} + p$ y $P = P_{\text{atmosférica}}$, siendo p la presión de estancamiento medida manométricamente, de esta manera se puede simplificar más la ecuación que determina la velocidad en la descarga:

$$V = \sqrt{2 * \frac{p}{\rho}} \quad \langle \mathbf{4.87} \rangle$$

Así el flujo másico descargado en estas condiciones sería:

$$\dot{m}_{\text{ideal}} = \rho * V * A = A * \sqrt{2 * p * \rho} \quad \langle \mathbf{4.88} \rangle$$

Para desarrollar la ecuación 4.88 se despreció la energía cinética que pudiera llevar el fluido descargado dentro del recipiente (ya que se estableció que $T_0 = T$), ya que por ser de gran tamaño su velocidad es despreciable, con esta ecuación se puede hacer una cuantificación aproximada del flujo ideal descargado a condiciones subsónicas de baja velocidad, donde el flujo se puede considerar incompresible, por tal razón para el modelo a construir se va a tomar dicha ecuación en el diseño, debido a que el flujo de aire necesario es bajo y el rango de presiones que se manejan con estos quemadores para aplicaciones de baja potencia también lo es ($P < 100$ (milibar))

Cuando se tenga construido el quemador, y el inyector tenga unas medidas determinadas, para el cálculo del flujo másico ideal que se puede descargar en

condiciones incompresibles, se deberá hacerle unas pequeñas modificaciones a la ecuación 4.88, ya que el área de entrada al inyector no es en porcentaje mucho más grande que el área de descarga del inyector. Para las pequeñas modificaciones se aplicará la ecuación de Bernoulli, la cual es la ecuación ideal para flujo incompresible, se tomará las condiciones de entrada del inyector con el subíndice 1 y las de salida o descarga con el subíndice 2:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2}$$

Definiendo a $P_1 - P_2 = \Delta P$; De tal forma que la velocidad en la descarga es:

$$V_2 = \sqrt{\left(2 * \frac{\Delta P}{\rho}\right) + V_1^2}$$

Para remplazar el valor de la velocidad de entrada al inyector, se utilizará la ecuación de conservación de la masa, y así se redefinirá el valor del flujo másico ideal:

$$\rho * V_2 * A_2 = \dot{m}_{ideal} = \rho * A_1 * \sqrt{\left(2 * \frac{\Delta P}{\rho}\right) + \left(\frac{\dot{m}}{\rho * A_1}\right)^2}$$

$$\dot{m}_{ideal}^2 * \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2\right] = A_2^2 (2 * \Delta P * \rho)$$

$$\dot{m}_{ideal} = A_2 * \sqrt{\frac{(2 * \Delta P * \rho)}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \quad \langle 4.89 \rangle$$

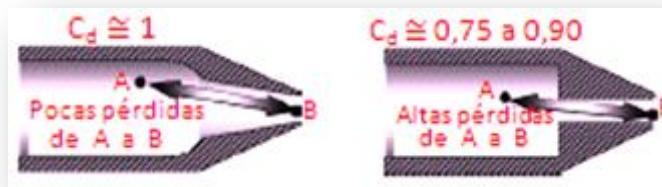
Comparando la ecuación 4.89 con la ecuación 4.88, se puede observar que el único término diferentes es el denominador de la raíz cuadrada, este término tiene un valor cercano a la unidad, ya que $\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2 \cong 0$; Aunque por precisión no se despreciará cuando se realicen los cálculos experimentales sobre el modelo construido (Con los inyectores construidos se tuvo que $\left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2$ estuvo entre 0,0407 y 0,0882, por tal razón no se despreció).

Las ecuaciones desarrolladas son válidas para flujo ideal isentrópico (adiabático reversible) a través de inyectores, aunque para las condiciones reales son una buena aproximación, el flujo real a través de inyectores no es completamente ideal, para eso se tomará una constante denominada coeficiente de descarga del inyector C_d .

4.1.1 Coeficiente de descarga del inyector (C_d)

Hay varios tipos de inyectores en la industria de los quemadores, dependiendo de su aplicación, cada uno tiene una forma interna diferente, lo cual puede afectar significativamente el flujo másico del fluido inyectado. En la figura 30, se ven dos inyectores con los mismos diámetros de puertos, si operan bajo condiciones idénticas, ¿Cuál mandaría más flujo másico? El de la izquierda sería el que mandaría mayor flujo másico, porque tiene menor pérdida de presión, como menor pérdida de velocidad en el flujo próximo a la salida. El de la derecha crea un patrón de recirculación pequeño justo aguas debajo de la entrada del inyector, llamado vena contracta, la cual crea una restricción en el flujo que reduce el área efectiva del agujero²⁸.

Figura 30. Dos inyectores con áreas de entrada y salida iguales, pero con geometrías internas diferentes



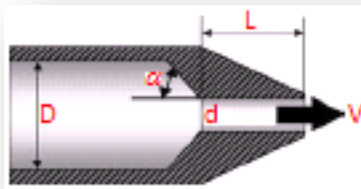
Fuente. Tomada y editada de la referencia [3]

Para compensar las ecuaciones ideales y asunciones hechas, se introduce una constante que cuenta la complejidad del flujo que lo hace no ideal, esta constante se denomina coeficiente de descarga del inyector (C_d). El coeficiente de descarga C_d está definido como la relación entre el flujo másico real a través de un inyector y el flujo másico ideal, el cual fue calculado por medio de la ley de los gases ideales y con la idealización de flujo isentrópico (sin pérdidas de presión y velocidad debido a las partes internas del inyector, a sus entradas y salidas):

$$C_d = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} \quad \langle 4.90 \rangle$$

²⁸ Leído y analizado de la referencia [3]

Figura 31. Factores de los cuales depende el coeficiente de descarga de un inyector



Fuente. Tomada y editada de la referencia [3]

El valor del coeficiente de descarga para un inyector se determina experimentalmente. En la industria de los quemadores el coeficiente de descarga normalmente varía entre 0,75 y 0,95. Varios factores mostrados en la figura 31, que afectan el coeficiente de descarga son: Relación longitud a diámetro de salida del inyector = $\frac{L}{d}$, número de Reynolds del fluido en el puerto de salida = $Re = \frac{V*d}{\nu}$, relación entre los diámetros de salida y entrada del inyector = $\beta = \frac{d}{D}$, Angulo del puerto = α y tolerancias de manufactura.

En la figura 32, se puede observar diversos valores del coeficiente de descarga para varias geometrías del inyector:

Figura 32. Valores del coeficiente de descarga para diversos tipos de geometrías internas diferentes



Fuente. Tomada y editada de la referencia [8]

El coeficiente de descarga para un inyector de forma convergente con ángulo total de 60°, o sea radialmente una entrada a 30°, varía entre 0,90 y 0,95²⁹, por tal razón se decidió realizarlo de esta manera, ya que el maquinado de un inyector de forma redondeada que produce mejores coeficientes de descarga es más difícil de

²⁹ Leído de la referencia [2]

efectuar, pudiéndose realizar de forma no apropiada y obteniéndose coeficientes de descarga muy pequeños.

Introduciendo el coeficiente de descarga del inyector en las ecuaciones encontradas para el flujo másico descargado a través de inyectores se tiene para los tres casos encontrados las siguientes relaciones para el flujo másico real descargado:

Flujo subsónico:

Según la ecuación, se tiene:

$$\dot{m}_{\text{real}} = C_d * \frac{P_0 * Ma * A * \sqrt{\frac{k}{R * T_0}}}{\left[1 + \frac{k-1}{2} * Ma^2\right]^{\frac{k+1}{2 * (k-1)}}} \quad \langle 4.91 \rangle$$

Conociendo cual es la potencia térmica del quemador, se conocerá cuanto flujo másico de gas combustible se necesitará, hallando así estequiométricamente el flujo másico real de aire que se tendrá que inyectar con su respectivo exceso. También de las propiedades de estancamiento obtenidas según el ventilador seleccionado para el flujo másico real de aire que se necesite en un quemador y del número Ma que se halla por medio de cualquiera de las ecuaciones descritas: Se puede encontrar el valor que debe tener el área de descarga del inyector. Según la ecuación 4.91, si se tiene el caso de flujo subsónico.

Flujo sónico:

Se sabe que este caso, es el que tiene el flujo másico máximo para unas determinadas propiedades de estancamiento. Según la ecuación 4.85, se encuentra el flujo másico real de aire descargado:

$$\dot{m}_{\text{real}} = C_d * P_0 * A * \sqrt{\frac{k}{R * T_0}} * \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k+1}{2 * (k-1)}} \quad \langle 4.92 \rangle$$

De la misma forma que para el flujo subsónico, se determina el flujo másico real de aire inyectado, por medio de los parámetros de diseño de la combustión del quemador. También se obtiene las propiedades de estancamiento según el ventilador seleccionado. De esta manera, por medio de la ecuación 92, se encuentra el área que debe tener en la descarga el inyector, si se tiene el caso de flujo sónico.

Flujo subsónico incompresible:

Para este caso en el que la presión de estancamiento es relativamente pequeña, y que la zona de descarga del inyector se puede considerar que está a presión atmosférica. Según la ecuación 88, se encuentra el flujo másico real de aire descargado:

$$\dot{m}_{\text{real}} = C_d * A * \sqrt{2 * p * \rho} \quad \langle 4.93 \rangle$$

De la misma forma que los dos casos anteriores, el flujo másico real de aire inyectado queda determinado por los parámetros de diseño según la combustión del quemador. La presión manométrica p será determinada por el ventilador seleccionado para el quemador, y la densidad del aire será tomada al valor de la presión atmosférica o de la presión de estancamiento del quemador, las cuales deberán ser similares, ya que se puede considerar al flujo como incompresible. De esta manera se calcula el área que debe tener en la descarga el inyector, para que se cumpla la ecuación 93, al tener el caso subsónico incompresible.

Para el cálculo experimental del coeficiente de descarga del inyector, se utilizará la ecuación 89, ya que con esta no se desprecia los efectos de la energía cinética a la entrada del inyector:

$$C_d = \frac{\dot{m}_{\text{real}}}{\dot{m}_{\text{ideal}}} = \frac{\dot{m}_{\text{real}}}{A_2 * \sqrt{\frac{(2 * \Delta P * \rho)}{1 - (\frac{A_2}{A_1})^2}}} \quad \langle 4.94 \rangle$$

4.2 PERDIDAS DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN TUBERÍAS Y ACCESORIOS³⁰

Las pérdidas de presión gracias a la fricción con las paredes de las tuberías del mezclador, se pueden calcular conociendo el régimen de flujo presentado, si es laminar o turbulento con su respectivo número de Reynolds:

$$\Delta P = \lambda * \frac{L}{D} * \frac{\rho * V^2}{2} \quad \langle 4.95 \rangle$$

Siendo ΔP la pérdida de presión gracias a la fricción, L la longitud del tramo recto de tubería, D el diámetro interno de la tubería, ρ la densidad del fluido, V la velocidad del flujo y λ el coeficiente de rozamiento, el cual depende del número de

³⁰ Leído y analizado de la referencia [3], de la referencia [8], de la referencia [9] y de la referencia [2]

Reynolds. Para los determinados regímenes de flujo se tiene el valor de λ correspondiente³¹:

$$\text{Flujo laminar} \rightarrow \lambda = \frac{64}{Re} \quad \langle 4.96 \rangle$$

$$\text{Flujo turbulento} \rightarrow \lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \cong 0,025 \quad \langle 4.97 \rangle \quad \text{Para conductos lisos}$$

$$\lambda = \frac{0,129}{Re^{0,12}} \cong 0,040 \quad \langle 4.98 \rangle \quad \text{Para conductos rugosos}$$

$$\lambda = \frac{0,175}{Re^{0,15}} \cong 0,05 \quad \langle 4.99 \rangle \quad \text{Para conductos de ladrillo}$$

Una forma más usual de calcular las pérdidas de presión en conductos rectos con flujo de gases a bajas presiones, es haciéndolo en función del caudal normalizado de gas (\dot{V}_n) el cual es tomado en el estado normal de referencia (0°C y 1,01325 Bar), tomando para λ el valor de 0,0257 usual en tubos:

$$\Delta P = 1,975 * 10^{-4} * \frac{L}{D^5} * \dot{V}_n^2 * T * d \quad \langle 4.100 \rangle^{32}$$

Siendo T la temperatura del fluido y d su densidad relativa.

En la referencia [2] para las partes que involucran tuberías rectas en el quemador, toman $\lambda = 0,032$, este será el valor tomado para el cuello de mezclador y para la parte recta del estabilizador de llama en la cabeza del quemador.

Otro aspecto importante que se debe calcular, son las pérdidas debidas a accesorios como entradas, codos, tes, contracciones, expansiones, etc. Las cuales pueden alterar la dirección del flujo y el régimen del flujo. Las pérdidas de presión ocurren como resultado de una turbulencia adicional y/o separación del flujo creado por cambios repentinos en la cantidad de movimiento del fluido.

Un análisis teórico completo para calcular el flujo a través de accesorios no se ha desarrollado todavía, por lo tanto las caídas de presión se basan en ecuaciones que confían fuertemente en datos experimentales. El método más común, usado para determinar las pérdidas de presión es por medio del coeficiente de pérdidas K_L definido como:

³¹ Datos tomados de la referencia [8]

³² Ecuación tomada de la referencia [8]

$$K_L = \frac{\Delta P}{\frac{\rho * V^2}{2}} \quad \langle 4.101 \rangle$$

El coeficiente de pérdidas K_L es adimensional y es la relación entre la caída de presión de un accesorio y la presión dinámica del flujo, dicho coeficiente depende de la geometría del accesorio. Se puede observar que el coeficiente de pérdidas K_L se relaciona con el coeficiente de rozamiento λ , de la siguiente manera:

$$K_L = \lambda * \frac{L}{D} \quad \langle 4.102 \rangle$$

De la ecuación 4.102, se puede observar que de la misma manera que el coeficiente de rozamiento depende del número de Reynolds, el coeficiente de pérdidas también depende de Reynolds. En la figura 35, se puede observar valores típicos de coeficientes de pérdidas para diversas geometrías de contracciones bruscas y para una expansión brusca, también se encuentran ecuaciones empíricas para calcular el coeficiente de pérdidas en tuberías convergentes y divergentes.

4.2.1 Coeficiente de pérdidas de una sección del flujo con respecto a una sección de otro punto del flujo³³

El coeficiente de pérdidas $K_{x/y}$ de una sección x del flujo con respecto a otra sección y , se define como la relación entre la pérdida de presión en la sección x y la presión dinámica del flujo de la sección y :

$$K_{x/y} = \frac{\Delta P_{pérdida \text{ en } x}}{\frac{1}{2} * \rho * V_{flujo \text{ de } y}^2} \quad \langle 4.103 \rangle$$

Como se sabe que la pérdida en la sección x , se obtiene por medio del coeficiente de pérdidas y de la presión dinámica de esa sección del flujo, entonces el $K_{x/y}$ se puede calcular de la siguiente manera:

$$K_{x/y} = \frac{K_x * \frac{1}{2} * \rho_{flujo \text{ de } x} * V_{flujo \text{ de } x}^2}{\frac{1}{2} * \rho_{flujo \text{ de } y} * V_{flujo \text{ de } y}^2}$$

³³ Leído y analizado de la referencia [2]

Siendo K_x el coeficiente de pérdida calculado para el flujo que se desarrolla en x . Tomando de forma general la velocidad de los flujos como la relación entre caudal y área:

$$K_{x/y} = \frac{K_x * \rho_{\text{flujo de } x} * \left(\frac{\dot{Q}_{\text{flujo de } x}}{A_x}\right)^2}{\rho_{\text{flujo de } y} * \left(\frac{\dot{Q}_{\text{flujo de } y}}{A_y}\right)^2} = K_x * \frac{\rho_{\text{flujo de } x}}{\rho_{\text{flujo de } y}} * \left(\frac{A_y}{A_x}\right)^2 * \left(\frac{\dot{Q}_{\text{flujo de } x}}{\dot{Q}_{\text{flujo de } y}}\right)^2 \quad \langle 4.104 \rangle$$

La ecuación 4.104, es la ecuación general para hallar el coeficiente de pérdida de una sección x , con respecto a otra sección y . Dicha ecuación se puede simplificar para el caso del cual se tiene el mismo flujo en ambas secciones (el mismo flujo másico), pero los caudales y densidades son diferentes porque hay presiones y temperaturas diferentes, se simplificará la ecuación para este caso y considerando flujo de gases ideales, de la siguiente manera:

$$K_{x/y} = K_x * \frac{\rho_{\text{flujo de } x}}{\rho_{\text{flujo de } y}} * \left(\frac{A_y}{A_x}\right)^2 * \left(\frac{\frac{\dot{m}}{\rho_{\text{flujo de } x}}}{\frac{\dot{m}}{\rho_{\text{flujo de } y}}}\right)^2 = K_x * \frac{\rho_{\text{flujo de } y}}{\rho_{\text{flujo de } x}} * \left(\frac{A_y}{A_x}\right)^2$$

$$\rightarrow K_{x/y} = K_x * \frac{\frac{P_y}{R * T_y}}{\frac{P_x}{R * T_x}} * \left(\frac{A_y}{A_x}\right)^2 = K_x * \frac{P_y}{P_x} * \frac{T_x}{T_y} * \left(\frac{A_y}{A_x}\right)^2 \quad \langle 4.105 \rangle$$

Esta simplificación se desarrolló para el flujo de gases ideales, lo cual es una buena aproximación para los casos más usuales de quemadores de gas, por esta razón las relaciones de presiones y de temperaturas en la ecuación 4.105, deben hacerse con las presiones y las temperaturas absolutas. De esta manera se puede observar que si los cambios de presión y de temperatura son leves, de tal forma que estas relaciones se aproximen a la unidad; El cálculo del coeficiente de pérdidas de una sección x con respecto a otra sección y ($K_{x/y}$), se simplifica de la siguiente manera:

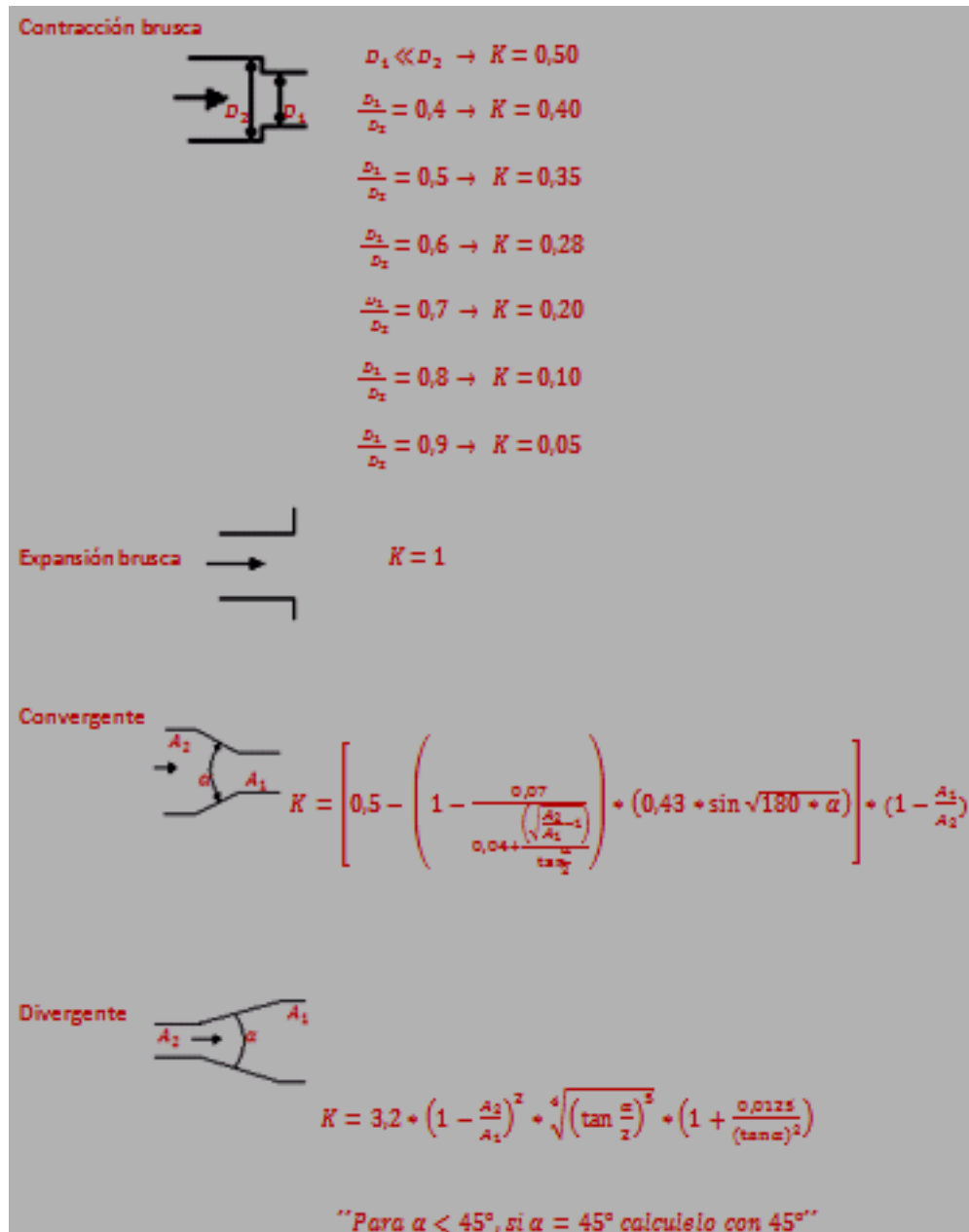
$$K_{x/y} = K_x * \left(\frac{A_y}{A_x}\right)^2 \quad \langle 4.106 \rangle$$

Por medio de la ecuación 106, se puede calcular el coeficiente de pérdida de una sección x con respecto a otra y , para el caso en el cual tenemos el mismo flujo atravesando las dos secciones y cuando no hay cambios significativos en la presión y temperatura entre estas dos secciones.

Para la ecuación de inducción real, bajo la cual se diseña el mezclador del quemador en la siguiente sección (sección 4.3), se utilizará la definición de dicho coeficiente de pérdidas que relaciona dos secciones del flujo. Para el cálculo de

dichos coeficientes en el modelo a construir, se utilizará la expresión de la ecuación 4.106, para el flujo a través de los elementos del mezclador con respecto al cuello y la expresión general de la ecuación 104, para la relación entre el flujo de entrada del gas inducido y el flujo de la mezcla de gases en el cuello del mezclador.

Figura 33. Valores del coeficiente de pérdidas para geometrías típicas de accesorios



Fuente. Datos tomados de la referencia [9] y referencia [2]

4.3 FUNCIONAMIENTO REAL DEL SISTEMA INDUCTOR EN QUEMADORES DE PREMEZCLA (DISEÑO DEL MEZCLADOR DEL QUEMADOR)³⁴

4.3.1 Diseño del cuello del mezclador. La ecuación de funcionamiento ideal desarrollada en la sección 2.6:

$$\frac{\dot{m}_{mezcla}^2}{\rho_{mezcla} * A_{cuello}} = 2 * (I_{gas\ motriz\ inyectado} - A_{cuello} * \Delta P_{contrapresi\ ón})$$

Con:

\dot{m}_{mezcla} = flujo másico de mezcla aire primario-combustible

ρ_{mezcla} = Densidad de la mezcla aire primario-combustible

A_{cuello} = Área del cuello del mezclador

$I_{gas\ motriz\ inyectado}$ = Impulso del gas motriz inyectado (para el caso en cuestión es el aire)

$\Delta P_{contrapresi\ ón}$ = Diferencia de presión entre la cámara o zona de combustión y la presión de suministro del gas inducido (para el caso en cuestión es el gas natural)

Esta ecuación fue desarrollada idealmente despreciando los efectos de la pérdida de presión a través del flujo de gas hasta la entrada del mezclador y también despreciando los efectos de la pérdida de presión de la mezcla aire primario-combustible a través del mezclador y de la cabeza del quemador. Para tener en cuenta estos efectos se introducirá en la ecuación ideal el término que involucra estos efectos:

Hay que tener en cuenta de la sección 4.2 que las pérdidas de presión a través de un accesorio o elemento de flujo se puede determinar por medio del producto entre el coeficiente de pérdidas (K) y la presión dinámica en el accesorio o elemento de flujo ($\frac{1}{2} * \rho * V^2$). Denomínese K_{global} como el coeficiente de pérdidas global del sistema, el cual es la relación entre la sumatoria de todas las pérdidas de presión a través del flujo y la presión dinámica promedio de la mezcla en el

³⁴ Leído y analizado de la referencia [2]

cuello del mezclador (coeficiente de pérdidas de todo el sistema con relación al cuello):

$$K_{\text{global}} = \frac{\sum \Delta P'}{\frac{1}{2} * \rho_{\text{mezcla}} * V_{\text{mezcla en el cuello}}^2} = \frac{\sum \Delta P'}{\frac{1}{2} * \rho_{\text{mezcla}} * \left(\frac{\dot{m}_{\text{mezcla}}}{\rho_{\text{mezcla}} * A_{\text{cuello}}}\right)^2} = \frac{\sum \Delta P'}{\frac{1}{2} * \frac{\dot{m}_{\text{mezcla}}^2}{\rho_{\text{mezcla}} * A_{\text{cuello}}^2}}$$

Introduciendo estas pérdidas de presión en la ecuación ideal, e identificando que esta pérdida de presión es un valor que ayuda a hacer contrapresión o colabora con la resistencia al flujo de la mezcla aire primario-combustible, se recalculará el valor real de dicha contrapresión establecida en la ecuación ideal, de la siguiente forma:

$$\Delta P_{\text{contrapresión}} = \Delta P_{\text{contrapresión real}} + \sum \Delta P'$$

Introduciendo el valor real de la contrapresión en la ecuación ideal se obtiene:

$$\frac{\dot{m}_{\text{mezcla}}^2}{\rho_{\text{mezcla}} * A_{\text{cuello}}^2} = 2 * [I_{\text{gas motriz inyectado}} - (A_{\text{cuello}} * (\Delta P_{\text{contrapresión real}} + \sum \Delta P'))]$$

$$\rightarrow \frac{\dot{m}_{\text{mezcla}}^2}{\rho_{\text{mezcla}} * A_{\text{cuello}}^2} = 2 * [I_{\text{gas motriz inyectado}} - (A_{\text{cuello}} * (\Delta P_{\text{contrapresión real}} + (K_{\text{global}} * \frac{1}{2} * \frac{\dot{m}_{\text{mezcla}}^2}{\rho_{\text{mezcla}} * A_{\text{cuello}}^2})))]$$

$$\rightarrow \frac{\dot{m}_{\text{mezcla}}^2}{\rho_{\text{mezcla}} * A_{\text{cuello}}^2} * (1 + K_{\text{global}}) =$$

$$2 * [I_{\text{gas motriz inyectado}} - (A_{\text{cuello}} * \Delta P_{\text{contrapresión real}})]$$

$$\rightarrow \frac{\dot{m}_{\text{mezcla}}^2}{\rho_{\text{mezcla}} * A_{\text{cuello}}^2} = \frac{2 * [I_{\text{gas motriz inyectado}} - (A_{\text{cuello}} * \Delta P_{\text{contrapresión real}})]}{(1 + K_{\text{global}})} \quad \langle 4.107 \rangle$$

La ecuación 4.107 relaciona el flujo real de mezcla (\dot{m}_{mezcla}), el cual se producirá a través de un quemador de premezcla, que tiene un inyector que descarga el gas motriz (para el caso en cuestión aire) con un impulso dado ($I_{\text{gas motriz inyectado}}$), con un área de cuello del mezclador determinada (A_{cuello}) y con una diferencia de presión determinada entre la cámara de combustión y el suministro de gas inducido ($\Delta P_{\text{contrapresión real}}$).

Por medio de esta ecuación se determinará el diámetro del cuello del mezclador, para el flujo de aire y de gas requerido, después de haber calculado el diámetro del inyector de aire que se necesita.

Un aspecto importante a tener en cuenta en el uso de la ecuación 4.107, es saber determinar el K_{global} , ya que por definición es la relación existente entre la sumatoria de pérdidas de presión a través del flujo inducido de entrada y el flujo de mezcla desde el cuello hasta la salida a la cámara de combustión, con la presión dinámica promedio de la mezcla en el cuello del mezclador. Si se utiliza la definición de la sección 4.2.1 del coeficiente de pérdida de una sección con respecto a otra ($K_{x/y}$), el K_{global} viene siendo la sumatoria de todos los $K_{x/\text{cuello}}$ de las secciones x del flujo con respecto al cuello del mezclador. Estas secciones x , van desde el punto inicial de donde se conoce la presión del gas inducido, pasando por el mezclador hasta la cabeza del quemador, que lleva a la cámara de combustión la cual tiene un determinado valor de presión de la cámara de combustión que ejerce contrapresión.

Recordemos que $\Delta P_{\text{contrapresión real}} = P_{\text{zona de combustión}} - P_{\text{gas inducido}}$

De acá se observa la importancia de los coeficientes de pérdidas asociados al flujo a través del quemador, ya que tienen una gran influencia sobre el flujo succionado, el cual para este proyecto es el del gas-combustible y como este flujo determina la potencia del quemador, el factor de pérdidas y de contrapresión de la cámara de combustión es primordial para el desarrollo de este estudio, por esto se analizará la geometría de las diferentes secciones que debe tener el mezclador.

4.3.2 Convergente de entrada del fluido inducido. Este convergente es el que se encarga de darle entrada hacia el cuello del mezclador al fluido inducido, por tal razón debe tener baja rugosidad y ser de sección redondeada si el proceso de manufactura lo permite. La baja rugosidad se puede obtener fácilmente con el maquinado, pero la forma redondeada es más difícil de obtener debido a que la herramienta tendría que entrar por la sección de la cámara de entrada del fluido inducido y realizar un maquinado de forma redondeada, por esta razón los convergentes de entrada al quemador son de forma cónica y no redondeada (mas fácil su reproducibilidad, lo que se pretende con este estudio es darle una futura aplicación a la industria Colombiana), se utilizan con ángulos muy variados, aunque por medio de la experimentación se ha determinado que el mejor ángulo de entrada es de 60° ³⁵ .

4.3.3 Divergente del mezclador. Es el elemento que viene aguas abajo del cuello del mezclador, se encarga de efectuar de la manera más homogénea el mezclado

³⁵ Dato tomado de la referencia [2]

del fluido inducido con el fluido inductor, es de forma divergente porque esto facilita la creación de vórtices desde la salida del cuello hasta la entrada a la cabeza del quemador, los cuales efectúan el proceso de mezclado más eficientemente, experimentalmente se ha encontrado que este ángulo debe estar entre 5° y 10°, obteniéndose una mayor eficiencia en el mezclado utilizando un ángulo de 7°³⁶. También es importante su longitud y su diámetro final de salida hacia la cabeza del quemador, ya que se necesita un amplio recorrido para el mezclado homogéneo de los dos fluidos, pero no se puede exagerar tanto en este valor, porque las pérdidas a través de este elemento ocasionarían una disminución en el flujo del gas inducido. El autor de la referencia [6], menciona que su experiencia lo ha llevado a tomar que el valor del diámetro a la salida del divergente debe ser de 2,1 veces el valor del diámetro del cuello que es el mismo diámetro de entrada del divergente, con esta relación de diámetros y con el valor del ángulo de 7°, queda completamente definida toda su geometría, ya que su longitud depende de estos dos valores.

4.4 FENÓMENOS ASOCIADOS A LA ESTABILIDAD DE LA LLAMA Y DISEÑO DE LA CABEZA DEL QUEMADOR³⁷

La llama es el lugar geométrico donde se efectúa la reacción de combustión entre el gas combustible y el gas comburente.

La llama que se obtendrá en el quemador construido se denomina llama de premezcla (ya que el quemador realiza la mezcla antes de llegar a la zona de combustión). La llama se denomina de premezcla total si se utiliza todo el aire necesario para la combustión en la premezcla con el combustible (a este aire de premezcla se le denomina también aire primario), cuando el aire premezclado es solo una fracción del total requerido, la llama se denomina de premezcla parcial. Para este segundo caso el aire faltante es tomado en la zona de combustión, entrando por difusión a la llama para completar el proceso de quemado del combustible (a este aire se le denomina aire secundario).

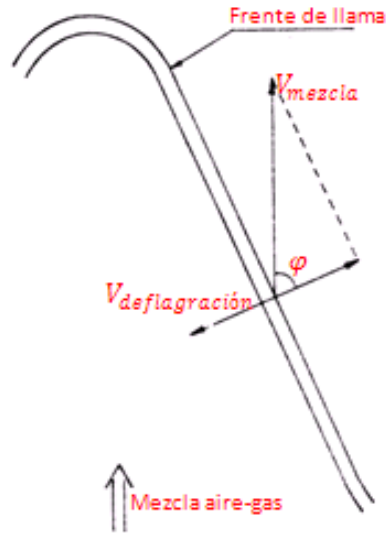
³⁶ Dato tomado de la referencia [2]

³⁷ Leído y analizado de la referencia [6], de la referencia [4] y de la referencia [2]

Para que la llama sea estable, se necesita que en el frente de llama la componente de la velocidad de la mezcla aire-combustible que es normal al cono azul de la base de la llama sea como mínimo igual y opuesta a la velocidad de propagación de la llama o velocidad de deflagración del combustible ($V_{deflagración} = V_{mezcla} * \cos \varphi$)³⁸.

La velocidad de propagación o de deflagración de la llama, es la velocidad con la cual se propaga la reacción química de combustión y depende de la composición del gas combustible y del factor de aireación de la mezcla aire-combustible, de la temperatura, de la presión, de la homogeneidad de la mezcla y de la forma y dimensiones del lugar donde se efectúa la combustión. La velocidad de deflagración para diversas mezclas aire-combustible, para diversos factores de aireación primario, con temperatura de la mezcla aire-combustible de 298 (K) y haciendo un promedio de las velocidades de deflagración en todo el perímetro del cono, se grafican en la figura 35.

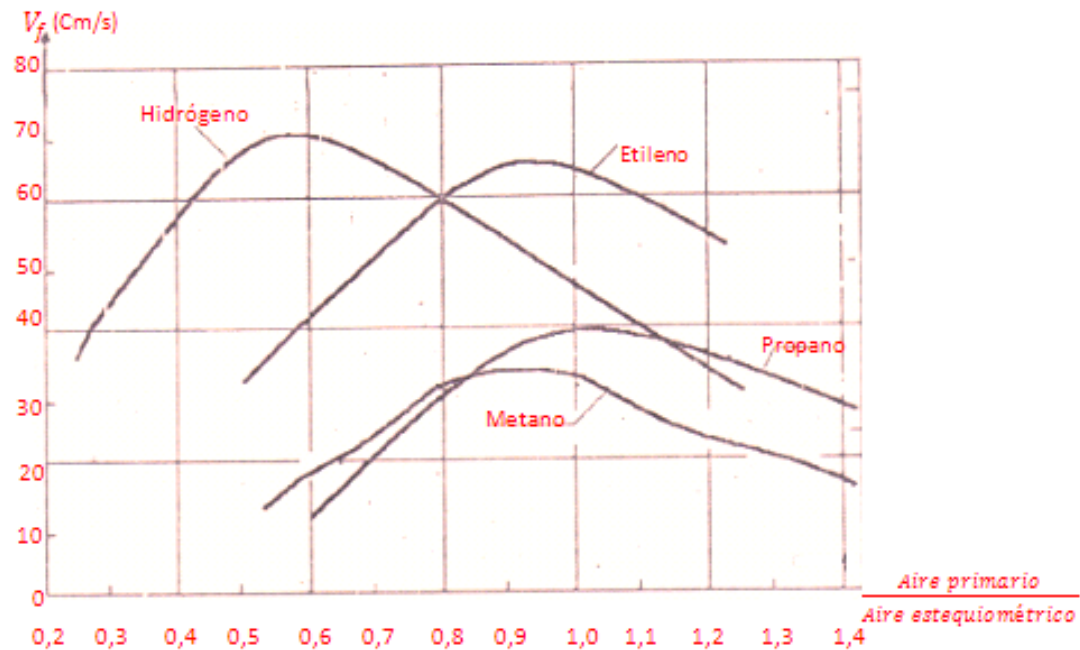
Figura 34. Esquema de estabilidad del frente de llama, igualando la componente normal de la mezcla a la velocidad de deflagración



Fuente. Tomada y editada de la referencia [2]

³⁸ Leído y analizado de la referencia [2]

Figura 35. Velocidad de deflagración o de propagación de la llama para diversos gases-combustibles, con diferentes relaciones de aire primario



Fuente. Tomada y editada de la referencia [2]

Para cada gas combustible y dependiendo de la proporción de la mezcla de este con el aire, hay unos valores límites que puede adquirir la velocidad de la mezcla a través de los agujeros o del agujero de la cabeza del quemador (el quemador puede tener cabeza multipuerto o unipuerto), para los cuales la llama empieza a perder estabilidad, presentándose los fenómenos indeseables de retrollama y de desprendimiento de llama, ya que si la componente perpendicular al frente de llama de la velocidad de la mezcla es inferior a la velocidad de deflagración de la mezcla, se presenta el fenómeno de retrollama, y si es muy superior a este valor se presenta el fenómeno de despegue de llama. La experiencia del autor de la referencia [6], indica que el valor de la velocidad de la mezcla debe estar entre 2 y 5 veces el valor de la velocidad de deflagración.

Estos valores límites de velocidad generalmente son representados por medio de la potencia específica del quemador $P_{\text{específica}}$ (la $P_{\text{específica}}$ se define como el valor de potencia total del quemador P_t por unidad del área total de los orificios de salida de la cabeza del quemador $A_t \rightarrow P_{\text{específica}} = \frac{P_t}{A_t}$), ya que dependiendo de la velocidad de la mezcla y del área de los agujeros obtenemos un caudal de la mezcla que se relaciona en proporción directa con la potencia térmica del quemador, teniendo como constante de proporcionalidad el poder calorífico del combustible por unidad

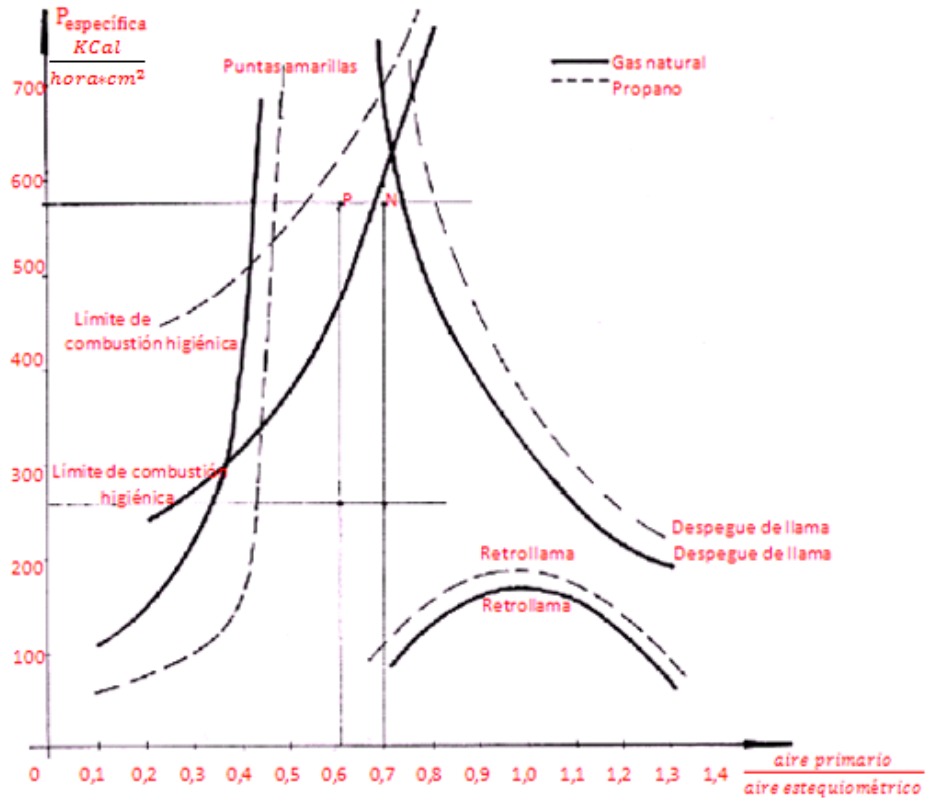
de volumen. Por esto las gráficas de funcionamiento son hechas en función de la potencia térmica específica en lugar de la velocidad de la mezcla. Estas curvas son realizadas por medio de pruebas a quemadores unipuerto simples (quemadores sin estabilizador de llama), las cuales tienen en las ordenadas el valor de potencia específica y en las abscisas la tasa de aireación primaria. En la figura 36, se muestran estas curvas efectuadas por medio de la regulación del factor de aireación con quemadores de premezcla a inducción de gas inductor, utilizando gas natural inyectado a 180 (mm de H₂O) y propano inyectado a 280 (mm de H₂O), mostrando dos puntos de operación estables para los dos casos, P para el propano y N para el gas natural.

Otro fenómeno indeseable en la combustión del gas es la presencia de las puntas amarillas, el cual se debe a que partículas sólidas de carbono libre alcanzan la incandescencia en la llama, estas partículas de carbono libre existen gracias a que la combustión no se realiza completamente. La combustión incompleta también es la razón de la presencia de monóxido de carbono, aldehídos, alcoholes, acetonas entre otros en los productos de la combustión, para lo cual se dice que la combustión no es higiénica, estos parámetros de funcionamiento también se grafican en la figura 38.

4.4.1 Diseño del estabilizador de llama de la cabeza del quemador³⁹. Como se puede observar en la figura 38, las potencias específicas logradas por cabezas unipuertos simples son muy bajas, de tal forma que no se podrán obtener potencias relativamente altas con un quemador determinado ya que se presentaría el fenómeno de despegue de llama que terminaría en el soplado de la llama, por tal razón se han desarrollado numerosas técnicas de estabilización que utilizan elementos mecánicos denominados estabilizadores de llama, que varían en forma según el tipo de cabeza del quemador.

³⁹ Leído y analizado de la referencia [2]

Figura 36. Gráficas para el propano y el gas natural, de fenómenos indeseables que se pueden presentar en la combustión y puntos de operación óptimos para una potencia térmica específica y relación de aire primario con respecto al estequiométrico



Fuente. Tomada y editada de la referencia [4]

Para quemadores unipuertos, el sistema típico de estabilización es por medio del pilotaje o puertos pilotos de estabilización, por esto se les denominan quemadores pilotados. Estos quemadores consisten en un puerto principal el cual es rodeado en su base por múltiples puertos denominados puertos pilotos o puertos de retención; El puerto principal va a la máxima velocidad posible, mientras que los puertos pilotos o de retención van a una menor velocidad y se necesita que sean estables, de su estabilidad depende la estabilidad del puerto principal.

Los puertos pilotos ayudan a precalentar la mezcla aire-combustible del cono azul que todavía no ha hecho combustión, aumentando así el gradiente de velocidad crítica y con esto la velocidad de deflagración de la mezcla aire-combustible, de tal forma que aumenta la velocidad a la cual sucede el despegue de llama.

Los puertos pilotos o de retención también aportan radicales libres que activan la reacción de combustión y protegen al puerto principal de la entrada brusca del aire secundario que ocasiona soplado.

Los fenómenos que caracterizan los quemadores unipuertos pilotados son los siguientes:

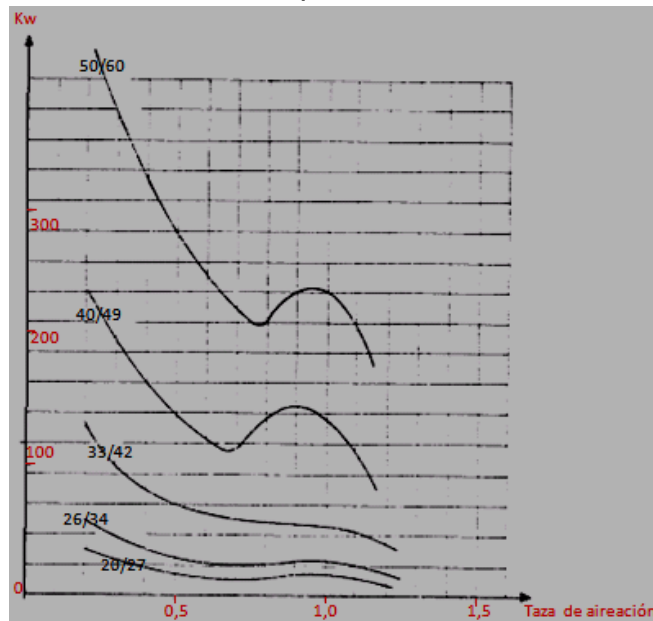
- Para un flujo constante del puerto principal, el aumento del flujo de pilotaje ocasiona el apagado del quemador por soplado de los puertos pilotos.
- Para un flujo de pilotaje constante, el aumento del flujo del puerto principal, provoca un arrastre creciente del flujo de pilotaje hacia el puerto principal, gracias al impulso del chorro central, de esta manera la llama piloto es aspirada por la llama central y la ayuda del pilotaje pasa a ser insuficiente, ocasionando el apagado del quemador. Esta situación se presenta cuando los puertos pilotos están muy cerca del puerto principal, aunque hay que recordar que si están muy lejos la acción del pilotaje no sería eficiente. Para esto los fabricantes han desarrollado experimentalmente varias pruebas que determinan cual es la mejor posición para los puertos de pilotaje.
- La eficiencia del pilotaje obtiene un máximo de eficacia para puntos de operación cerca del factor o tasa de aireación de $n=1$ para un pilotaje continuo y abundante y un máximo de eficacia para un pilotaje discontinuo y escaso cerca de $n=0,75$. Esto debido a que los puertos pilotos protegen al principal del aire secundario que tiende a soplar la llama, por esto se les denomina puertos de retención.
- Para un factor o tasa de aireación cercana a 1, para el quemador pilotado se puede obtener valores de potencia de hasta 16 veces el valor que se puede alcanzar con un quemador de las mismas dimensiones pero no pilotado.

Los fabricantes de quemadores también realizan experimentalmente curvas de funcionamiento estable utilizando sus estabilizadores de llama, mostrando los valores de potencia térmica obtenida cuando sucede el soplado total de la llama en función del factor de aireación y para un gas combustible determinado; De tal forma que por debajo de esta curva el quemador funcionará establemente (No muy por debajo, porque para un factor de aireación de 1, con estos estabilizadores de llama, el retroceso de llama sucede a $1/8$ del valor de potencia para el soplado⁴⁰). En la figura 40, se puede observar el modelo comercial Europeo de estabilizadores de llama para quemadores unipuertos, en el cual vienen varios

⁴⁰ Leído y analizado de la referencia [2]

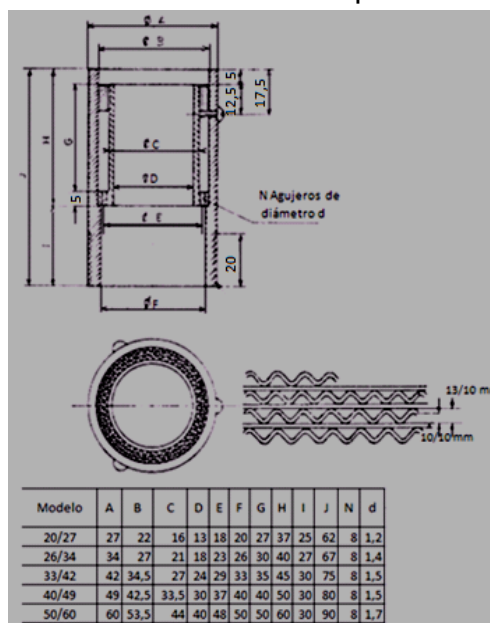
modelos con sus respectivas medidas en (mm) y en la figura 39, se observan las curvas características para la combustión de un gas proveniente de Lacq-Francia.

Figura 37. Valor de potencia en KW cuando aparece el fenómeno de soplado utilizando los diferentes modelos de estabilizador de llama, para el gas de Lacq y a diversos valores de factor de aireación para la mezcla aire-combustible



Fuente. Tomada de la referencia [2]

Figura 38. Modelos de estabilizador de llama unipuerto



Fuente. Tomado de la referencia [2]

La composición del gas natural de Lacq es la siguiente⁴¹:

Tabla 3. Composición del Lacq

Metano (CH ₄)	Etano (C ₂ H ₆)	Propano (C ₃ H ₈)	Butano (C ₄ H ₁₀)	Nitrogeno (N ₂)
97,30%	2,10%	0,20%	0,10%	0,30%

Fuente. Autores

La composición media del gas natural suministrado a la ciudad de Bucaramanga es la siguiente⁴²:

Tabla 4. Composición promedio del gas natural

% Metano	% Etano	% Propano	% Butano	% Nitrogeno	% CO ₂	% Hexano
96,56030769	1,64675962	0,04616346	0,01948077	1,388894231	0,31482692	0,01638462

Fuente. Autores

Como se puede observar la composición de ambos gases difiere ligeramente, por tal razón se tomó la decisión que para el diseño del estabilizador de llama se supondrá que el comportamiento de la combustión del gas natural de Bucaramanga va a ser muy similar al comportamiento de la combustión del gas de Lacq, de tal manera que si un determinado tipo de estabilizador puede llegar a un valor determinado de potencia térmica trabajando con el gas de Lacq a un determinado valor de factor de aireación, con el gas de Bucaramanga trabajará de la misma manera.

Los estabilizadores de llama se seleccionan de las curvas que entregan los fabricantes, aunque en este proyecto se diseñará, ya que en Colombia no se encuentra ninguna empresa fabricante de quemadores que vendiera estos estabilizadores, las empresas fabricantes existentes copian los modelos más simplificados y las que importan los quemadores no los fabrican.

⁴¹Dato tomado de la referencia [2]

⁴² Dato suministrado por empresa TRANSORIENTE

Para el diseño de estos estabilizadores hay que tener en cuenta la relación de pilotaje, la cual se define como la razón entre el área de los pilotos que estabilizan la llama y el área del agujero central o principal:

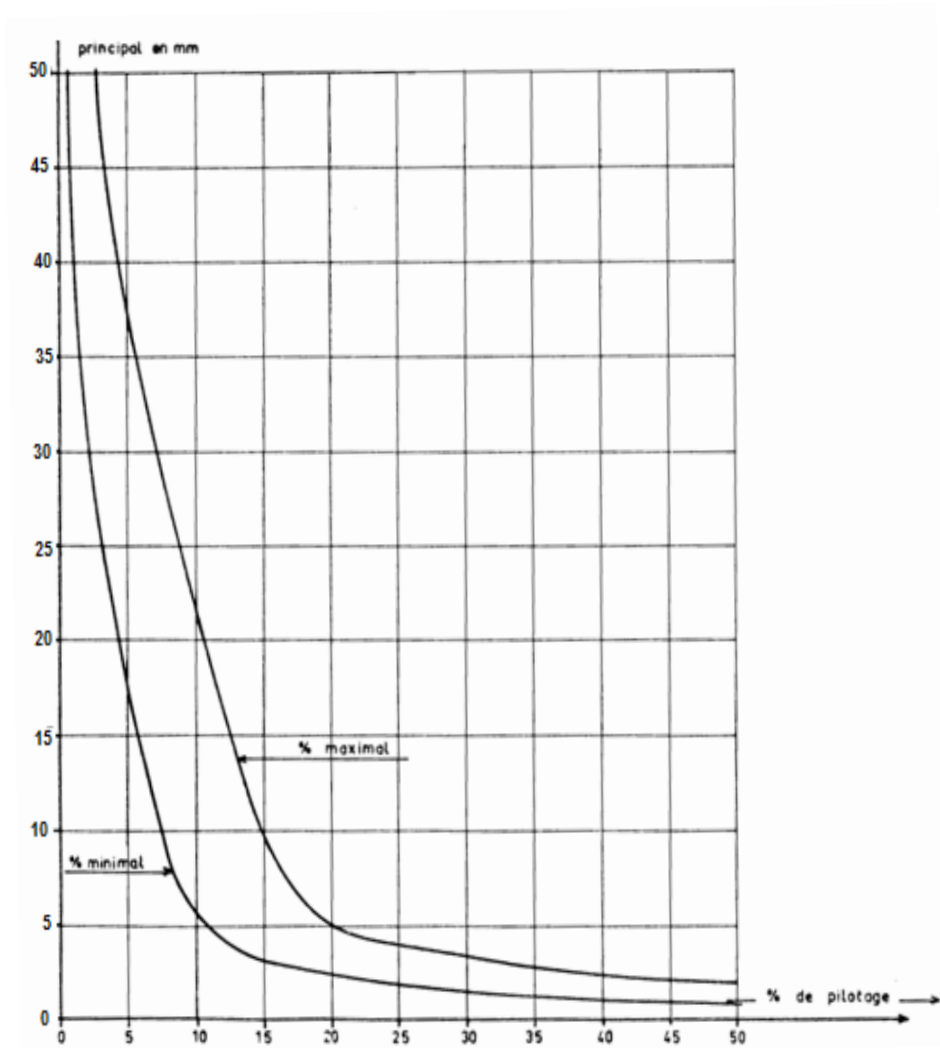
$$\text{Relación de pilotaje} = \frac{A_{\text{pilotos}}}{A_{\text{principal}}}$$

Esta relación entre estas dos áreas debe estar entre un valor máximo y un valor mínimo dependiendo del tamaño del estabilizador, para que se conserve la similitud geométrica, ya que si el área de pilotaje es muy grande, por esta sección de pilotaje fluiría un alto porcentaje de la mezcla aire-combustible, desprendiéndose los pilotos y apagando la llama principal, y si es muy pequeña este flujo sería muy despreciable y no aportaría los suficientes radicales libres que enriquezcan la llama del agujero principal, ni suficientes gases de combustión a alta temperatura que precalienten la mezcla del agujero principal para que aumente su velocidad de deflagración y por ende pueda aumentar la potencia a la cual se desprenda la llama principal. Por tal razón los fabricantes brindan unas curvas denominadas curvas de pilotaje, en las cuales se pueden leer los valores máximos y mínimos que ellos usualmente utilizan y que garantizan un alto rango de estabilidad.

En la figura 39, se puede observar dichas curvas para el tipo de estabilizador de llama para quemador unipuerto, del cual se mostraron sus modelos estándares en las figuras 37 y 38. En el eje de las ordenadas de la gráfica, viene el tamaño del diámetro del agujero principal en (mm) y en el eje de las abscisas se encuentran los valores máximos y mínimos en porcentaje, que usualmente se utilizan para la relación de pilotaje.

En la referencia [2], mencionan que utilizando el gas de Lacq con estos estabilizadores de llama, se pueden obtener potencias específicas de 11,5 (KW/Cm²) para que aparezca el fenómeno de soplado trabajando con un factor de aireación de 1. En este proyecto se desarrollará un diseño con factor de aireación de 1,1 (10% de exceso de aire), por tal razón la potencia específica para que aparezca el soplado disminuye del valor mencionado, a demás como desarrollará la construcción de un modelo para un estudio experimental, se necesitará un alto rango de funcionamiento del modelo, por esto vamos se diseñará tomando una potencia específica de **3,6 (KW/Cm²)**.

Figura 39. Diámetro del agujero principal para un quemador unipuerto Versus relación de pilotaje



Fuente. Tomada de la referencia [2]

5. CÁLCULO DEL MODELO A CONSTRUIR PARA DESARROLLAR EL ESTUDIO EXPERIMENTAL

Para el dimensionamiento total del quemador se realizaron una serie de cálculos en Excel, los cuales involucraban las ecuaciones mencionadas anteriormente en este capítulo, en cuanto al diseño del mezclador, el inyector y la cabeza del quemador. Mediante estos cálculos se lograron determinar los diámetros del cuello del mezclador, diámetro del inyector, diámetro de la cabeza del quemador y diámetro de los estabilizadores de llama. Estos datos se obtuvieron de forma iterativa por medio de la función **Solver** que tiene el programa Excel.

A continuación se muestra un cálculo modelo para determinar las dimensiones del quemador.

5.1 CÁLCULOS DEL GAS COMBUSTIBLE

Utilizando la ecuación (2.3) se determino la masa molar del combustible:

$$M_{\text{gas}} = 17,2277 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} \right)$$

5.1.1 Densidad del gas combustible en condiciones estándar. Se va a calcular en un estado estándar de referencia (ver ecuación 2.2), ya que el dato del poder calorífico del combustible es suministrado en estas condiciones de referencia (P=14,69 Psia, T=60 °F), por la empresa metrogas:

$$\rho_{\text{gas condiciones estandar}} = 0,72788 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

La empresa que suministra el gas en la ciudad, dice que el poder calorífico promedio del gas a estas condiciones (\bar{q}^0) es de:

$$\bar{q}^0 = 1039,7469 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{ft}^3} \right)$$

De tal forma que el poder calorífico del gas-combustible por unidad de masa (q^0) es (ver ecuación):

$$q^0 = 50531,07 \left(\frac{Btu}{Kg}\right) = 53313,1 \left(\frac{KJ}{Kg}\right)$$

En este diseño se especificó que el quemador fuera para una potencia nominal de **15 (KW)**, entonces se necesitará el siguiente flujo másico de combustible para ese valor de potencia nominal:

$$\dot{m}_{gas} = \frac{15 \left(\frac{KJ}{s}\right)}{53270,9066955 \left(\frac{KJ}{Kg}\right)} = 2,814 * 10^{-4} \left(\frac{Kg}{s}\right)$$

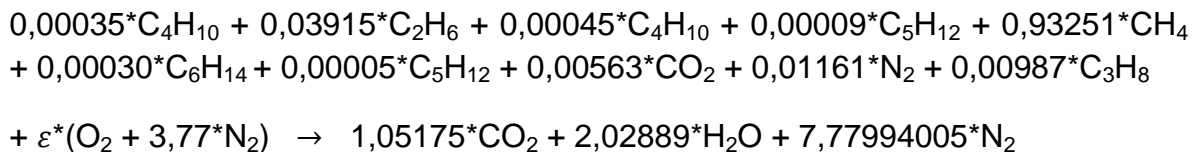
Para calcular el caudal de gas necesario por medio del programa suministrado por el CDT de gas, se tomará el valor de presión atmosférica de Bucaramanga a 900,425 (milibar) (valor medido por medio del anemómetro Kestrel), y se considerará que la presión de vacío del gas entrando al quemador es en valor absoluto un 55% de la presión del aire a la entrada del inyector. De acá se obtiene que la presión de vacío es de 5,32 (milibar) y la presión del aire a la entrada del inyector es de 9,68 milibar, esto para una diferencia de presión en el inyector de 15 (milibar), se tomó para el diseño una temperatura de 32(°C), para el gas entrante al quemador.

$$\rho_{gas \text{ condiciones de uso}} = 0,5931 \left(\frac{Kg}{m^3}\right)$$

$$\dot{Q}_{gas} = 4,743 * 10^{-4} \left(\frac{m^3}{s}\right) = 1,7075 \left(\frac{m^3}{hora}\right)$$

5.2 CÁLCULO DEL AIRE HÚMEDO PARA LA COMBUSTIÓN

El balance de la reacción dio como resultado:



$$\varepsilon = 2,0606 \text{ (ver ecuación 3.74)}$$

Como la ecuación estequiométrica se planteo para una Kmol de combustible, la cantidad de masa de aire en la ecuación es la que se necesita para quemar 17,2282 Kg de combustible es la siguiente:

$$m_{aire \text{ seco de la ecuación}} = 2,0606 * [31,999 + (3,77 * 28,013)] = 283,5574 \text{ (Kg)}$$

$$\frac{m_{\text{aire seco}}}{m_{\text{gas combustible}}} = 16,45929$$

$$\dot{m}_{\text{aire seco}} = 16,45929 * 2,814 * 10^{-4} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right) = 0,0046309 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right)$$

Para cuantificar de cuánto debe de ser el flujo real de aire húmedo que se necesita, se utilizarán las propiedades promedio del aire en la ciudad de Bucaramanga.

5.2.1 Caudal de aire húmedo necesario para la combustión ($\dot{Q}_{\text{aire húmedo}}$).

Conociendo que la presión atmosférica promedio (P_{atm}) de la ciudad de Bucaramanga es de 900,42 (milibar)=90,04 (KPa) y que su temperatura ambiente promedio (T_{amb}) es de 27 (°C) para la cual, la presión de saturación del agua (P_{sat}) es de 3,568 (KPa)⁴³ y también conociendo que su humedad relativa promedio (ϕ) es del 50%; se calculará la presión de vapor (P_{vapor}) y la humedad absoluta promedio (ω) del aire de la ciudad:

$$P_{\text{vapor}} = 1,784 \text{ (KPa)}$$

$$\omega = 0,01258 \left(\frac{\text{Kg de vapor de agua}}{\text{Kg de aire seco}} \right)$$

Por medio de la ecuación (3.72) se calcula el caudal de aire húmedo ($\dot{Q}_{\text{aire húmedo estequiométrico}}$) necesario para la combustión estequiométrica del combustible requerido:

Diferencia de presión manométrica de suministro del aire a la entrada del inyector = **15 (milibar)**:

$$\dot{m}_{\text{aire seco}} = 0,0046309 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right) + \left(0,01258 \left(\frac{\text{Kg de vapor de agua}}{\text{Kg de aire seco}} \right) * 0,0046309 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right) \right) =$$

$$\dot{m}_{\text{aire seco}} = 0,004689 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right)$$

La densidad se determina con la presión absoluta de entrada al inyector, la temperatura ambiente y la humedad relativa mediante un programa suministrado por el CDT de gas, el cual aporta una incertidumbre asociada a este valor.

$$\rho_{\text{aire}} = 1,00301 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

⁴³ Tomado de <http://webbook.nist.gov/chemistry/>

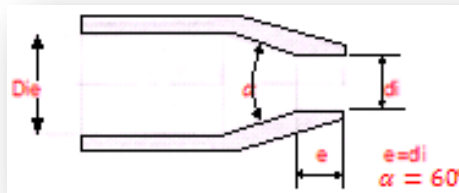
$$\dot{Q}_{\text{aire húmedo estequiométrico}} = \frac{0,004689 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}}\right)}{1,00301 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)} = 0,0046749 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) = 280,51 \left(\frac{\text{Litros}}{\text{minuto}}\right) \text{ (ecuación 35)}$$

Caudal necesario para una relación $\frac{\text{aire primario}}{\text{aire estequiométrico}} = 1$, mas adelante se determinará este factor de aireación teniendo en cuenta que durante las pruebas, los flujos tanto de aire como de combustible van a variar por medio de las variaciones de presión tanto de aire como de gas-combustible.

5.3 CÁLCULO DEL INYECTOR (FLUJO A TRAVÉS DE INYECTORES A BAJA PRESIÓN: $P_{\text{AIRE}} < 100$ (MILIBAR) = FLUJO INCOMPRESIBLE)

Se utilizó el siguiente tipo de inyector que presenta un coeficiente de descarga (C) entre 0,90 y 0,95 (ver figura 40), los cálculos se desarrollarán conservativamente y se supondrá que el inyector está trabajando con un coeficiente de descarga de 0,90:

Figura 40. Configuración geométrica del inyector



Fuente. Autores

$$\dot{Q}_{\text{aire húmedo}} = C * A_{\text{inyector}} * \sqrt{\frac{2 * \Delta P_{\text{inyector}}}{\rho_{\text{aire húmedo}}}} = C * \frac{\pi * d_{\text{inyector}}^2}{4} * \sqrt{\frac{2 * \Delta P_{\text{inyector}}}{\rho_{\text{aire húmedo}}}}$$

Durante la experimentación se variará la presión de la cámara de gas (aumentando la presión de suministro del gas), de tal forma que los valores del factor de aireación van a variar, por esta razón se diseñará el quemador para un factor de aireación de 1,1 (10% de exceso de aire), de tal forma que durante la experimentación se pueda tener una mayor gama de factores de aireación, ya que

al aumentar la presión del gas, disminuye el factor de aireación para un impulso dado de aire inyectado.

Tomado como factor de entrada en el diseño una diferencia de presión entre la entrada y la salida del inyector de 15 (milibar), por tal razón el diámetro del inyector debe de ser (ver ecuación 93):

Para $\Delta P_{\text{aire}} = 15$ (milibar):

$$1,1 * 0,0046749 \left(\frac{m^3}{s}\right) = 0,9 * \frac{\pi * d_{\text{inyector}}^2}{4} * \sqrt{\frac{2 * (1500 - 0) (Pa)}{1,00301 \left(\frac{Kg}{m^3}\right)}}$$

$$d_{\text{inyector}} = 0,01153 \text{ (m)} = \mathbf{11,53 \text{ (mm)}}$$

5.3.1 Cálculo del impulso del aire inyectado (I). El régimen de trabajo es de flujo subsónico, por lo tal el impulso viene dado por la misma expresión que cantidad de movimiento en el área de salida del inyector:

$$I = \frac{1,08189665 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) * (0,0046749 \left(\frac{m^3}{s}\right))^2}{\frac{\pi}{4} * (0,01153 \text{ (m)})^2} = \mathbf{0,25388 \text{ (N)}} \text{ (ver ecuación 39)}$$

5.4 DISEÑO DE LA CABEZA DEL QUEMADOR

En la referencia [2] mencionan ciertas características de la combustión del gas natural de Lacq, el cual según lo observado en su composición volumétrica es muy parecido al gas natural que recibimos en la ciudad de Bucaramanga, debido a que su composición es principalmente de Metano (por encima del 90%). Cuando dicho combustible se es quemado en cabezas de quemadores con estabilizadores de llama, llega a potencias específicas del orden de $17,5 \left(\frac{KW}{cm^2}\right)$, para que se despegue completamente la llama (fenómeno denominado soplado), esto se da cuando el diámetro principal está entre 30 (mm) y 40 (mm). Cuando el diámetro está entre 20 (mm) y 30 (mm) este límite es de $11,5 \left(\frac{KW}{cm^2}\right)$.

Según la potencia que se está manejando con anterioridad ya sabemos que el diámetro principal del quemador se encuentra entre los 20 (mm) y los 30 (mm), y para darle mayor rango de potencia de funcionamiento al quemador se diseñará con base a una potencia específica de $3,6 \left(\frac{KW}{cm^2}\right)$. Y una relación de pilotaje

$\frac{\text{Area de los pilotos retenedores de llama}}{\text{Area del puerto principal}}$ del 10 (%), la cual se verificará si es o no aceptable, por medio de la figura 67, después de determinar el diámetro del puerto principal por medio de la ecuación 40:

$$P_{\text{especifica}} = 3,6 \left(\frac{KW}{\text{cm}^2} \right) = \frac{15 (KW)}{A_{\text{total}}}$$

$$A_{\text{total}} = \frac{15}{3,6} = 4,17 \text{ (cm}^2\text{)}$$

$$A_{\text{total}} = 4,17 \text{ (cm}^2\text{)} = A_{\text{puerto principal}} + A_{\text{pilotos retenedores}} = 1,10 * A_{\text{puerto principal}} = 1,10 * \frac{\pi * D_{\text{principal}}^2}{4}$$

$$D_{\text{principal}} = 2,196 \text{ (cm)} = \mathbf{22 \text{ (mm)}}$$

Para este valor de diámetro el porcentaje de retención máximo está entre el 10(%) y el 11(%), de tal forma que el diseño esta dentro del valor adecuado, aunque hay que tener en cuenta que no se debe de sobrepasar estos porcentajes.

Si tomamos pilotos retenedores de 1,6 (mm) de diámetro, por medio de la relación de pilotaje del 10 (%), se obtendrán la cantidad de agujeros necesarios:

$$N * \frac{\pi * 1,6^2}{4} = 0,10 * \frac{\pi * 22^2}{4}$$

$$N \approx 19 \text{ pilotos}$$

Se toma **N=18 pilotos**, para no sobrepasar la relación de pilotaje máxima de la curva, de esta manera la relación de pilotaje quedó de:

$$\text{Relación de pilotaje} = \text{Relación de pilotaje} = \frac{18 * 1,6^2}{22^2} = 0,0952 = \mathbf{9,52\%}$$

Por recomendación la longitud del estabilizador de llama debe de ser como mínimo de 2 veces el valor del diámetro principal (para este caso sería de 44 (mm)), para que la turbulencia ocasionada al entrar al puerto principal sea diezmada y en la zona de combustión no existan inestabilidades ocasionadas por esta turbulencia.

El diámetro del estabilizador es de 22 (mm), los puertos retenedores son de 1,6 (mm) de diámetro y además la distancia entre estos puertos retenedores al puerto principal, por criterio es basarnos en la experiencia de quienes ya los han construido, en la referencia [2] muestran varios modelos de estabilizadores de

llama, para los cuales esta distancia entre la pared del puerto principal y la pared del puerto retenedor es de 1,5 (mm)).

5.5 CÁLCULO DEL MEZCLADOR O VENTURI DEL QUEMADOR

$$\frac{\dot{m}_{mezcla}^2}{\rho_{mezcla} * A_{cuello}} = \frac{2 * [I - (A_{cuello} * \Delta P)]}{(1 + K_{global})}$$

Donde:

\dot{m}_{mezcla} = Flujo másico de la mezcla entre el aire y el gas-combustible.

ρ_{mezcla} = Densidad de la mezcla entre el aire y el gas-combustible.

A_{cuello} = Área del cuello del mezclador.

I = Impulso del aire inyectado.

ΔP = contrapresión, o diferencia de presión entre la cámara de combustión y el suministro de gas.

$K_{global} = \sum K_{elementos\ de\ flujo}$ = Coeficiente de pérdidas globales, se toma desde la zona donde se va a medir la presión de suministro del gas, hasta la cámara de combustión. Cada coeficiente de pérdidas debe de ir relacionado con respecto al flujo del cuello.

5.5.1 Cálculo de los coeficientes de pérdidas ($K = \lambda * \frac{L}{D}$) de las secciones de flujo a través del mezclador.

5.5.1.1 Coeficiente de pérdidas de la cabeza del quemador. Este coeficiente de pérdidas consta de 4 partes, la primera es la restricción brusca de pasar del mezclador a la entrada del estabilizador de llama, el segundo es el coeficiente del convergente que está en la entrada del estabilizador de llama, el tercero es el del flujo a través del estabilizador de llama y el cuarto es el de la salida del estabilizador de llama:

- El coeficiente de pérdida de la zona convergente, se calcula por medio de la ecuación para una zona convergente que aparece en la figura 35:
El área de aguas abajo es el área de diámetro 22 (mm) que ya fue definida anteriormente y el área de aguas arriba es el área a la entrada del estabilizador de llama, que según la geometría con la cual se maquina es de 28 mm que son los 22 mm más 3 mm radiales debido a un chaflán de entrada a 45 grados (este es el convergente del estabilizador) que ayude a eliminar vórtices generados en las esquinas de esta entrada al estabilizador, los cuales desestabilizan la llama:

$$K_{\text{convergente}} = \left[0,5 - \left(1 - \frac{0,07}{0,04 + \frac{[(\frac{28}{22})^2 / 2] - 1}{\tan \frac{90}{2}}} \right) * (0,43 * \sin \sqrt{180 * 90}) \right] * \left[1 - \frac{0,022^2}{(0,028)^2} \right]$$

$$K_{\text{convergente}} = 0,089708$$

- El coeficiente de pérdida relacionado con el flujo a través de la entrada se encuentra por medio de la relación entre los diámetros, de donde el flujo entra bruscamente (contracción brusca, ver ecuación en la figura 33) y el diámetro de donde viene ($\frac{28}{D_{\text{cuello}} * 2,1} = 0,76812$) (debido a que el diámetro de entrada esta en función del diámetro del cuello del quemador, el valor de la relación de áreas se sacó por medio de la iteración hecha en Excel); en la tabla 1 se pueden ver los coeficientes de pérdida en función de estas relaciones de diámetros.

Tabla 5. Coeficientes de pérdida para diferentes relaciones de diámetro

Tabla para determinar el coeficiente de entrada del estabilizador de llama	
Coeficiente de pérdida relacionado con la entrada	
Relación Dtuberia/Dentrada	Coefficiente
$D_{\text{tuberia}} \ll D_{\text{entrada}}$	0,5
0,4	0,4
0,5	0,35
0,6	0,28
0,7	0,2
0,8	0,1
0,9	0,05
Relación Dsalida/Dentrada	0,76812

Fuente. Autores

Interpolando se tiene que el coeficiente obtenido es:

$$K_{\text{entrada}} = \mathbf{0,131877}$$

- Coeficiente de pérdida a través del estabilizador de llama

El coeficiente de pérdidas relacionado con el flujo a través del estabilizador de llama, se encuentra por medio de la relación de coeficiente de pérdidas siguiente con $\lambda=0,032$:

$$K=\lambda*\frac{L}{D}=0,032*2 = \mathbf{0,064}$$

- Coeficiente de pérdida a la salida del estabilizador de llama

El coeficiente de pérdidas relacionado con la salida brusca del flujo a través de la cabeza del quemador siempre equivale a 1 (ver ecuación de expansión brusca de la figura 33):

$$K_{\text{salida}} = \mathbf{1}$$

Sumando todos los coeficientes de pérdidas para obtener el total de la cabeza, se obtiene:

$$K_{\text{cabeza}}=1+0,064+0,089708 = 1,153708$$

Cabe aclarar que este coeficiente de pérdidas es el relacionado con el flujo de mezcla aire-combustible a través de la cabeza del quemador, y que el que se pone en la formula de diseño del quemador es este mismo coeficiente de pérdidas pero multiplicado por las relaciones de flujo que hacen que la pérdida de presión a través de la cabeza fuese igual a la presión dinámica de la mezcla en el cuello del mezclador multiplicada por el coeficiente de pérdidas que sí se pone en la formula de diseño (ver ecuación de la figura 17):

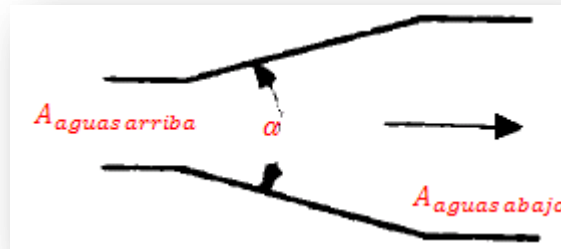
$$K_{\text{cabeza en la formula}} = 1,153708 * \frac{\frac{\pi}{4} * D_{\text{cuello}}^2}{\frac{\pi}{4} * 0,022^2} + 0,131877 * \frac{\frac{\pi}{4} * D_{\text{cuello}}^2}{\frac{\pi}{4} * 0,028^2}$$

Debido a que $K_{\text{cabeza en la formula}}$ depende del diámetro del cuello del quemador y los coeficientes de pérdidas del mezclador también depende de este valor se realizó un proceso iterativo, realizado en el programa Excel por medio de la función SOLVER.

5.5.1.2 Coeficiente de pérdida del divergente del mezclador. En la figura 33 se puede observar esta ecuación para determinar el coeficiente en una zona divergente del mezclador donde El área de aguas arriba es el área del cuello del mezclador y el área de aguas abajo es el área final del divergente, como se había sugerido anteriormente, el diámetro del área aguas abajo del divergente debe ser de 2,1 veces el diámetro del cuello del mezclador, de tal forma que la relación es:

$$\frac{A_{\text{aguas arriba}}}{A_{\text{aguas abajo}}} = \frac{\frac{\pi}{4}(D_{\text{cuello}})^2}{\frac{\pi}{4}(2,1 * D_{\text{cuello}})^2} = 0,226757369615$$

Figura 41. Configuración geométrica para determinar el coeficiente en la zona divergente del quemador



Fuente. Autores

$$K_{\text{divergente}} = 3,2 * \left(1 - \frac{A_{\text{aguas arriba}}}{A_{\text{aguas abajo}}}\right)^2 * \sqrt[4]{\tan^5 \frac{\alpha}{2}} * \left(1 + \frac{0,0125}{\tan^2 \alpha}\right)$$

También la referencia [9] menciona que el ángulo más eficiente para el divergente del venturi es $\alpha = 7^\circ$. De esta manera el coeficiente de pérdidas del divergente es:

$$K_{\text{divergente}} = 3,2 * (1 - 0,226757369615)^2 * \sqrt[4]{\tan^5 \frac{7^\circ}{2}} * \left(1 + \frac{0,0125}{\tan^2 7^\circ}\right) = \mathbf{0,106447059615}$$

Este ya es el coeficiente de pérdidas que se emplea en la fórmula de cálculo del mezclador, ya que viene relacionado con la sección de aguas arriba, la cual ya es el área del cuello.

5.5.1.3 Coeficiente de pérdidas del cuello del mezclador. Este coeficiente de pérdidas se tomará como el de una sección recta con coeficiente de rozamiento $\lambda = 0,032$ y la relación de longitud a diámetro $\frac{L}{D} = 3$:

$$K_{\text{cuello}} = \lambda * \frac{L}{D} = 0,032 * 3 = \mathbf{0,096}$$

Este es el coeficiente de pérdidas que se emplea en la fórmula, ya que este ya viene relacionado con el área del cuello.

5.5.1.4 Coeficiente de pérdidas del convergente de entrada del gas-combustible. Se empleará la misma fórmula que se utilizó para el coeficiente de pérdidas de la sección convergente de la cabeza del mezclador, sino que esta vez

el ángulo vale 60° y el diámetro de la cámara de gas, que es el diámetro del área aguas arriba es dos veces el del cuello:

$$K_{\text{convergente}} = \left[0,5 - \left(1 - \frac{0,07}{\left[\left(\frac{2 \cdot D_{\text{cuello}}}{2} \right)^2 / 2 \right] - 1} \right) \right] \cdot (0,43 \cdot \sin \sqrt{180 \cdot 60}) \cdot \left[1 - \frac{D_{\text{cuello}}^2}{(2 \cdot D_{\text{cuello}})^2} \right]$$

$$0,04 + \frac{D_{\text{cuello}}}{\tan \frac{60}{2}}$$

$$K_{\text{convergente}} = \left[0,5 - \left(1 - \frac{0,07}{0,04 + \frac{2-1}{\tan \frac{60}{2}}} \right) \right] \cdot (0,43 \cdot \sin \sqrt{180 \cdot 60}) \cdot \left[1 - \frac{1}{4} \right] = \mathbf{0,074340313321}$$

Este es el coeficiente de pérdidas del flujo de gas que atraviesa este convergente de entrada al mezclador con respecto al área del cuello, pero como se desea referenciado con respecto a la presión dinámica del flujo de mezcla aire-gas en el cuello se debe de hacer la siguiente conversión:

$$K_{\text{convergente formula}} = K_{\text{convergente}} \cdot \left(\frac{Q_{\text{gas}}}{Q_{\text{mezcla}}} \right)^2 \cdot \frac{\rho_{\text{gas}}}{\rho_{\text{mezcla}}}$$

Como los flujos que se están manejando van a baja presión, los efectos de compresibilidad son despreciables, de tal forma que:

$$\dot{m}_{\text{mezcla}} = \dot{m}_{\text{aire}} + \dot{m}_{\text{gas}} = (\dot{Q}_{\text{aire}} \cdot \rho_{\text{aire}}) + \dot{m}_{\text{gas}}$$

$$\dot{Q}_{\text{mezcla}} = \dot{Q}_{\text{aire}} + \dot{Q}_{\text{gas}}$$

$$\rho_{\text{mezcla}} = \frac{\dot{m}_{\text{mezcla}}}{\dot{Q}_{\text{mezcla}}} = \frac{\dot{m}_{\text{mezcla}}}{\dot{Q}_{\text{aire}} + \dot{Q}_{\text{gas}}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}} + \dot{m}_{\text{gas}}}{\dot{Q}_{\text{aire}} + \dot{Q}_{\text{gas}}} = \frac{(\dot{Q}_{\text{aire}} \cdot \rho_{\text{aire}}) + \dot{m}_{\text{gas}}}{\dot{Q}_{\text{aire}} + \dot{Q}_{\text{gas}}}$$

Para cualquier valor de presión el flujo másico esperado debe ser el mismo, lo único que cambia es el caudal:

Para $\Delta P_{\text{aire}} = \mathbf{15 \text{ (milibar)}}$:

$$\dot{m}_{\text{mezcla}} = \mathbf{0,005439 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right)}$$

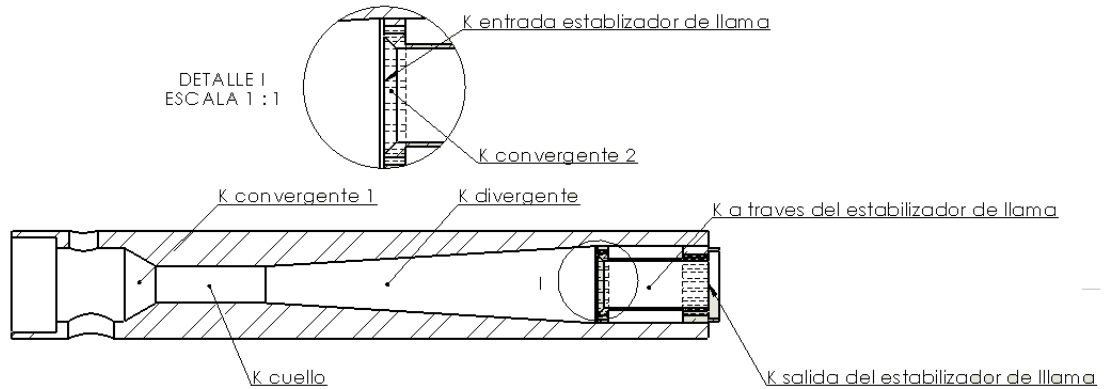
$$\dot{Q}_{\text{mezcla}} = \mathbf{0,005617 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)}$$

$$\rho_{\text{mezcla}} = \mathbf{0,9684 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)}$$

$$K_{\text{convergente formula}} = 0,074340313321 \cdot \left(\frac{4,743 \cdot 10^{-4} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)}{0,005617 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)} \right)^2 \cdot \frac{0,593191}{0,9684} = \mathbf{0,000324706}$$

En la figura 42 ilustra las diferentes secciones del flujo, donde se calcularon los respectivos coeficientes de pérdida:

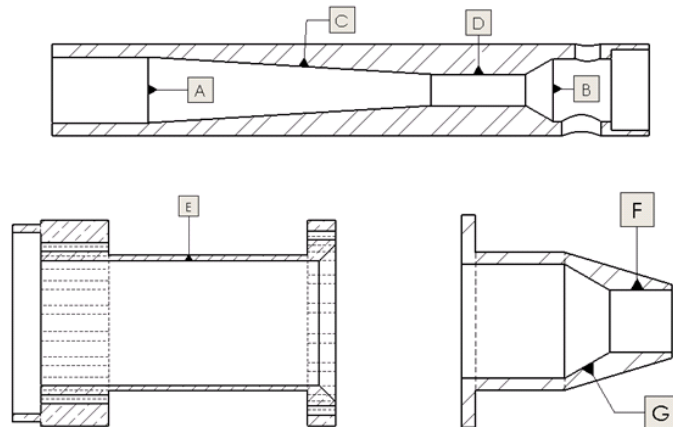
Figura 42. Ubicación de los diferentes coeficientes de pérdida en el mezclador y el estabilizador de llama



Fuente. Autores

En la figura 43 se muestran las dependencias geométricas de algunas zonas del quemador de aire inductor con respecto a dimensiones calculadas y en la tabla 2 se mencionan las proporciones geométricas.

Figura 43. Mezclador, estabilizador de llama e inyector, señalando algunas zonas que se dimensionan por dependencia geométrica.



Fuente. Autores

Tabla 6. Relaciones geométricas recomendadas

Zona del quemador	Relaciones con respecto a dimensiones calculadas
A	2,1 veces el diámetro del cuello
B	2 veces el diámetro del cuello
C	Angulo de 7° a partir del diámetro del cuello
D	3 veces el diámetro del cuello
E	2 veces el diámetro del estabilizador de llama
F	Igual al diámetro del inyector
G	Angulo de 60° a partir del diámetro del inyector

Fuente. Autores

5.5.2 Modelo diseñado para $\Delta P_{aire} = 15$ (milibar). Como ya se observó, el impulso del aire inyectado funciona como una jeringa para la cámara de gas, generando en ella un leve vacío. Al generarse en ella un vacío, la diferencia de presión entre el suministro de aire y la zona donde se descarga el mismo (cámara de aire) aumenta, de tal forma que si se deja el mismo inyector que ya fue diseñado aumentaría el flujo másico de aire inyectado, aumentándose de la misma forma el impulso del aire. Al ocurrir esto es que se va generando más vacío en la cámara de gas, pero el flujo másico de aire necesario que se cuantificó en la parte de la estequiometría de la combustión, no sería el mismo.

Otro aspecto importante es que por recomendación la relación entre el área del cuello y el área de la salida del inyector debe cumplir la siguiente relación⁴⁴:

$$1,5 < \frac{A_{cuello}}{A_{inyector}} < 2,7$$

Como se van a mecanizar 4 inyectores con áreas diferentes, Maquinaremos dos inyectores con áreas por encima del valor del de diseño y uno por debajo, sin salir del dominio de la relación $\frac{A_{cuello}}{A_{inyector}}$.

⁴⁴ Tomado de la referencia [9]

$\Delta P_{\text{contrapresión}}$ = contrapresión o diferencia de presión entre la cámara de combustión y la zona de suministro de gas, como la cámara de combustión se dejó a presión atmosférica, entonces este es el valor negativo de la presión de la cámara de gas, para el caso de este diseño, será un valor de entrada para determinar en función de dicho valor de vacío el diámetro del cuello.

$$\Delta P = 532,258 \text{ (Pa)}$$

Es decir, que la cámara de gas está a un valor de **-5,32 milibar** manométricos

Cabe resaltar que para poner el quemador en el punto de operación nominal, se tendría que estrangular el gas con la válvula de regulación, ya que según lo que esté abierta la válvula de gas, es el valor del flujo de gas para una determinada diferencia de presión, si se desea saber para la diferencia de presión entre la salida del regulador de gas y la presión de la cámara de gas, qué abertura debe tener la válvula para el flujo deseado, se debe conocer las curvas características de comportamiento de dicha válvula.

Ya conociendo todos los coeficientes de pérdidas y teniendo claro el vacío al cual quiere determinar el diámetro del cuello, se realizó la iteración obteniéndose un valor del diámetro del cuello de 17,44 mm.

A continuación se muestra una tabla mostrando la relación $\frac{A_{\text{cuello}}}{A_{\text{inyector}}}$ de los 4 inyectores calculados así como sus respectivos diámetros en mm.

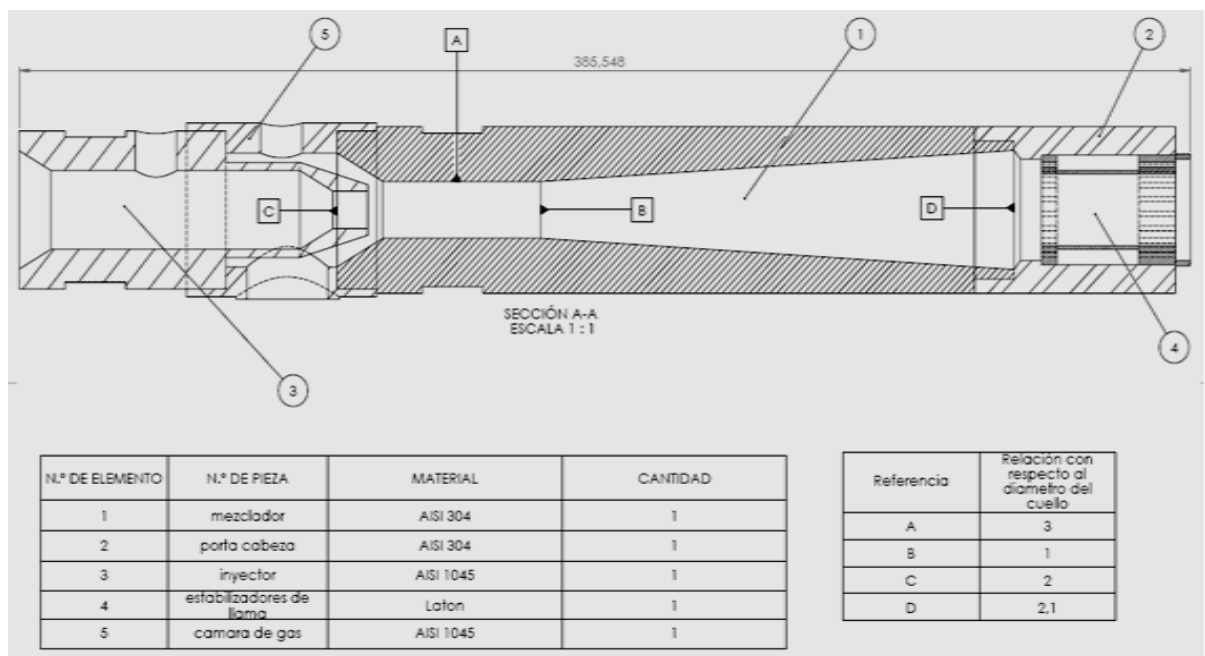
Tabla 7. Diámetros de diseño de salida del inyector calculados y su relación con respecto al diámetro del cuello

Diámetro del inyector (mm)	Relación $A_{\text{cuello}}/A_{\text{inyector}}$	$1,5 < \frac{A_{\text{cuello}}}{A_{\text{inyector}}} < 2,7$
13,13	1,74	Cumple
11,01	2,48	Cumple
11,53	2,267	Cumple
12,21	2,02	Cumple

Fuente. Autores

5.5.3 Elementos del quemador. El quemador en su totalidad fue maquinado en una maquina cnc, lo cual facilitó en gran medida su fabricación. En la figura 44 se muestra el diseño preliminar del quemador, el cual debido a dificultades en ciertos detalles de maquinado se tuvo que rediseñar, lo cual simplifico su mecanizado, y redujo los costos, el diseño final se puede ver en la figura 45. A continuación se mencionan los diferentes componentes del quemador, sus características y material de fabricación.

Figura 44. Diseño preliminar del quemador, Tablas de materiales y relaciones Diametrales del cuello



Fuente. Autores

➤ **Mezclador**

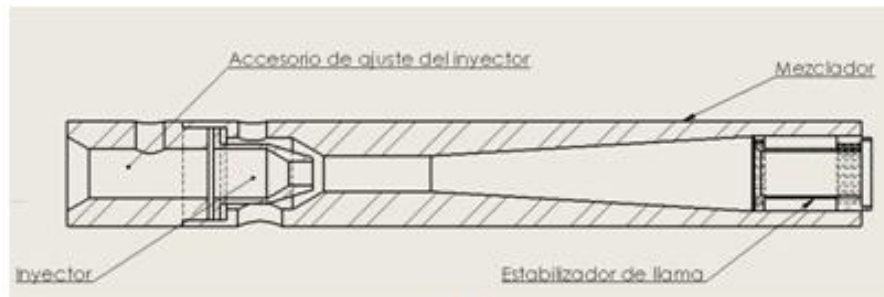
El mezclador fue diseñado en tres secciones roscadas debido su complejidad en el maquinado (ver figura 46), ya que la herramienta de corte tiene una longitud efectiva aproximada de 15 cm lo cual no era suficiente ya que el mezclador mide aproximadamente 328,7 mm. El mezclador se compone de tres secciones geométricas, una zona convergente, una sección recta y una sección divergente

que permite el mezclado del combustible con el comburente. Fue fabricado en acero inoxidable AISI 304 debido a que tiene las ventajas de soportar altas temperaturas, y alta durabilidad por su carácter inoxidable (recordemos que el ambiente de la combustión es altamente corrosivo). En la sección de entrada del gas al mezclador, se adaptó un espigo para la toma de presión del gas a la entrada del quemador y un nipple para suministrar una entrada al gas. El diámetro del cuello maquinado fue de **17,375 (mm)**.

Figura 45. Quemador de aire inductor (a) isométrica del quemador de aire inductor, (b) Corte transversal del quemador mostrando sus diferentes componentes, (c) Fotografía del quemador construido.



a.



b.



c.

Fuente. Autores

Figura 46. Tres secciones del mezclador (a) Sección media del mezclador donde finaliza el diámetro del cuello, (b) Sección inicial del mezclador donde se introduce el inyector, (c) Sección final del mezclador, donde se enrosca el estabilizador de llama



Fuente. Autores

➤ **Inyector**

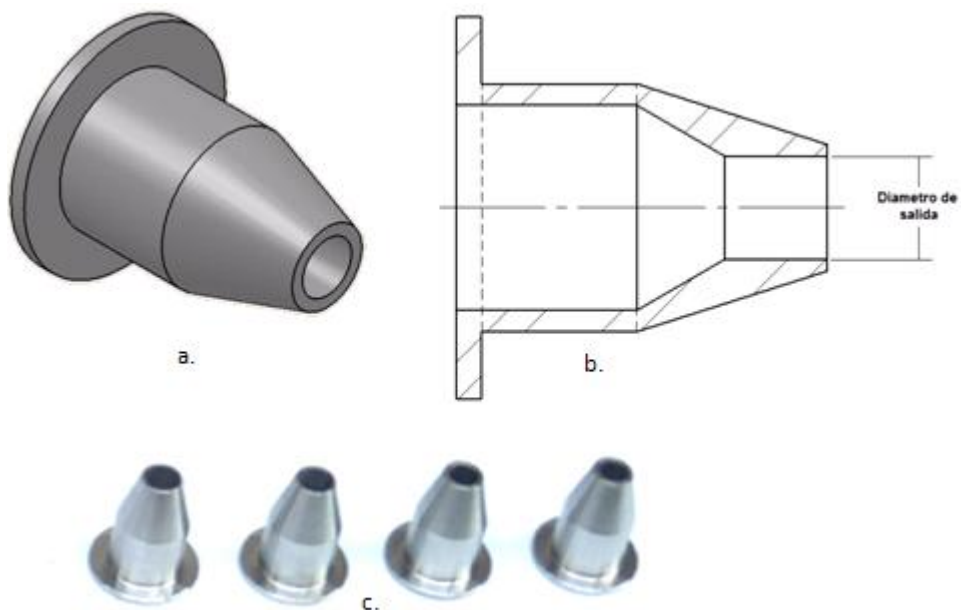
El inyector seleccionado con ángulo convergente a 60°, se fabricó en acero inoxidable AISI 304; Se maquinaron cuatro debido a las pruebas cada uno con diferentes diámetros de salida, para que generen diferentes impulsos, en la tabla 8 se muestran los diferentes diámetros de salida de cada inyector.

Tabla 8. Diámetro de salida de los cuatro inyectores

Inyector	Diámetro de salida en mm
1	13,08
2	10,78
3	11,44
4	12,17

Fuente. Autores

Figura 47. Inyector (a) inyector en isométrica, (b) Corte transversal que muestra el Diámetro de salida, (c) Cuatro inyectores maquinados

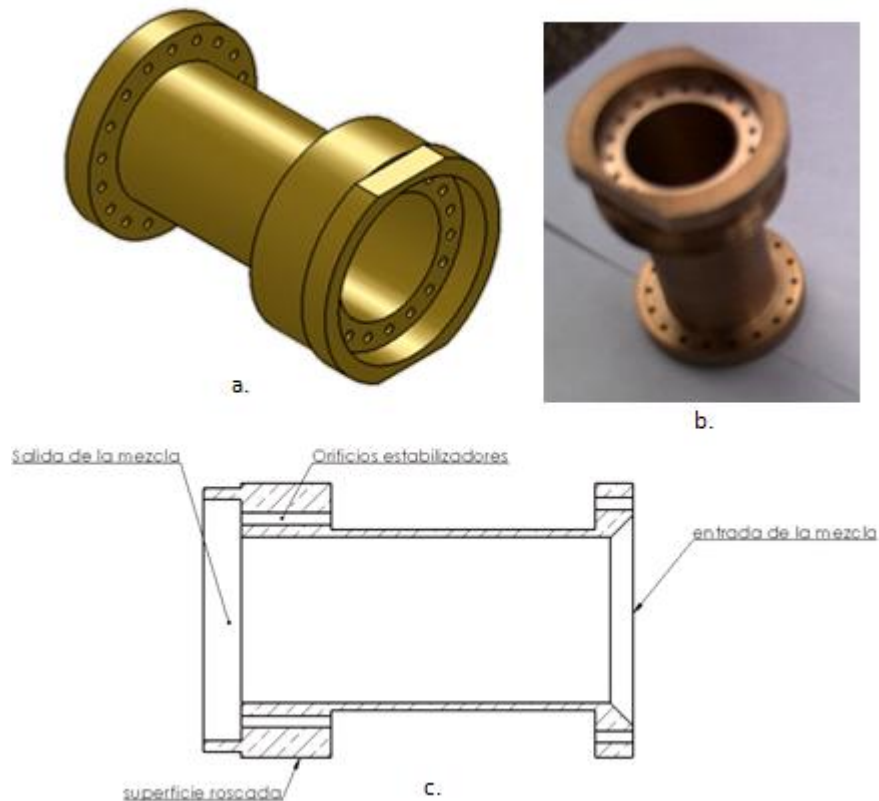


Fuente. Autores

➤ **Estabilizador de llama**

El estabilizador de llama fue un diseño propio, que se basó en una curva de potencia específica la cual suministró el porcentaje de agujeros piloto en relación con el diámetro principal del estabilizador. Se fabricó en Latón, debido a su buena maquinabilidad que garantiza buen acabado superficial y por ende ayuda a la estabilización del flujo y además no produce par galvánico con el acero inoxidable, lo cual evita que se corroa y se deforme, Posee un agujero principal de 22 mm de diámetro y 18 agujeros de 1,6 mm de diámetro, para darle estabilidad a la llama. Este accesorio va roscado en la cabeza del mezclador.

Figura 48. Estabilizador de llama (a) isométrica del estabilizador, (b) fotografía del estabilizador maquinado, (c) corte transversal

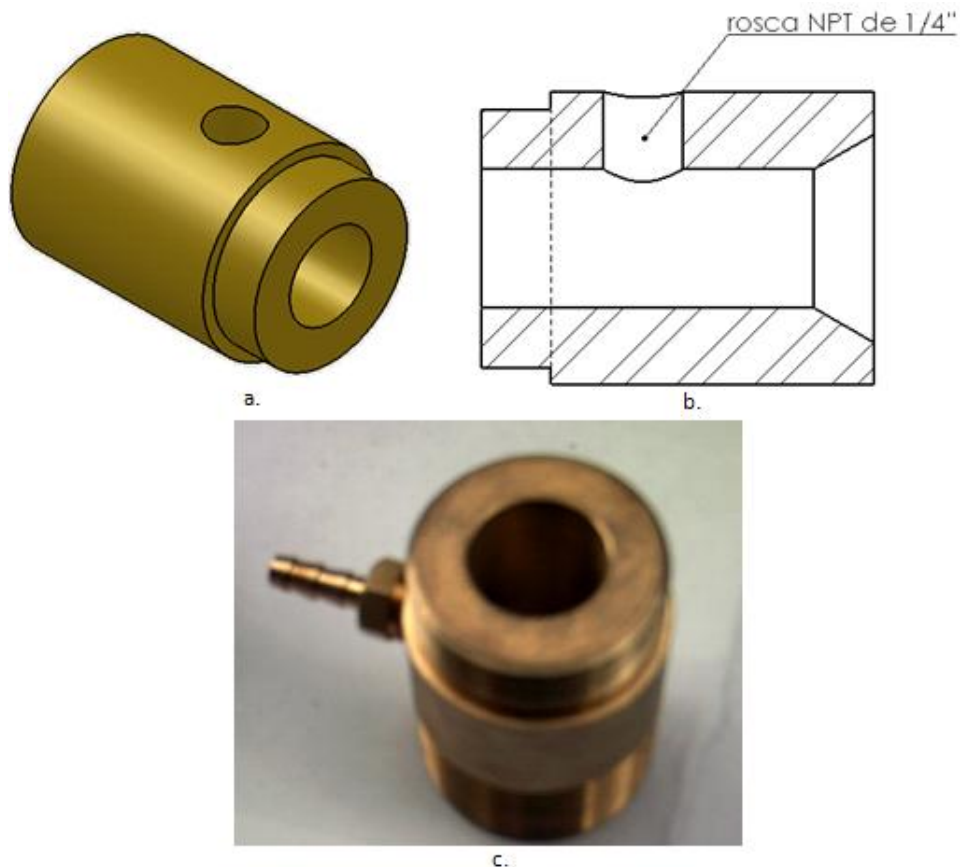


Fuente. Autores

➤ **Accesorio de ajuste del inyector**

Es un elemento fabricado en latón el cual permite ajustar el inyector al mezclador, manteniéndolo centrado en el eje de simetría, evitando que se inestabilice el inyector, tiene rosca por ambos lados, en la parte de entrada tiene rosca NPT de 1 1/2" para adaptar una unión para instalar la tubería de aire y por la salida, tiene rosca métrica M45, la cual se enrosca al mezclador y por medio de un empaque de asbesto se produce un sello que le da hermeticidad para evitar las fugas, además se le maquinó un agujero de 1/4" NPT para roscar un espigo el cual sirve para la toma de presión a la entrada del inyector.

Figura 49. Accesorio de ajuste del inyector (a) isométrico del accesorio, (b) corte transversal, (c) fotografía del accesorio maquinado



Fuente. Autores

5.6 ESQUEMA DE PASOS A SEGUIR PARA DISEÑAR UN QUEMADOR DE AIRE INDUCTOR

Figura 50. Procedimiento de diseño para determinar el diámetro del cuello y el diámetro de salida del inyector

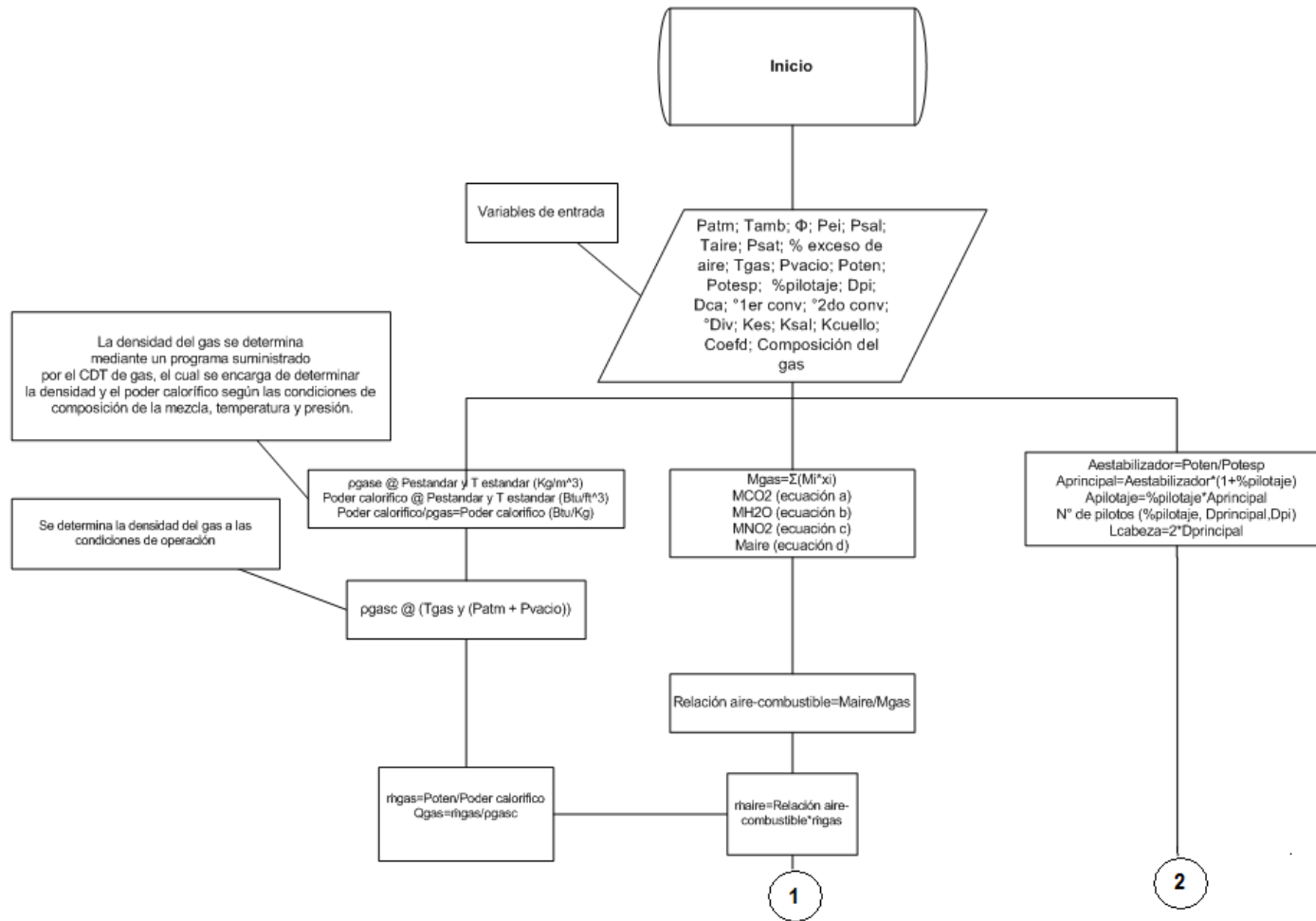


Figura 50. (Continuación)

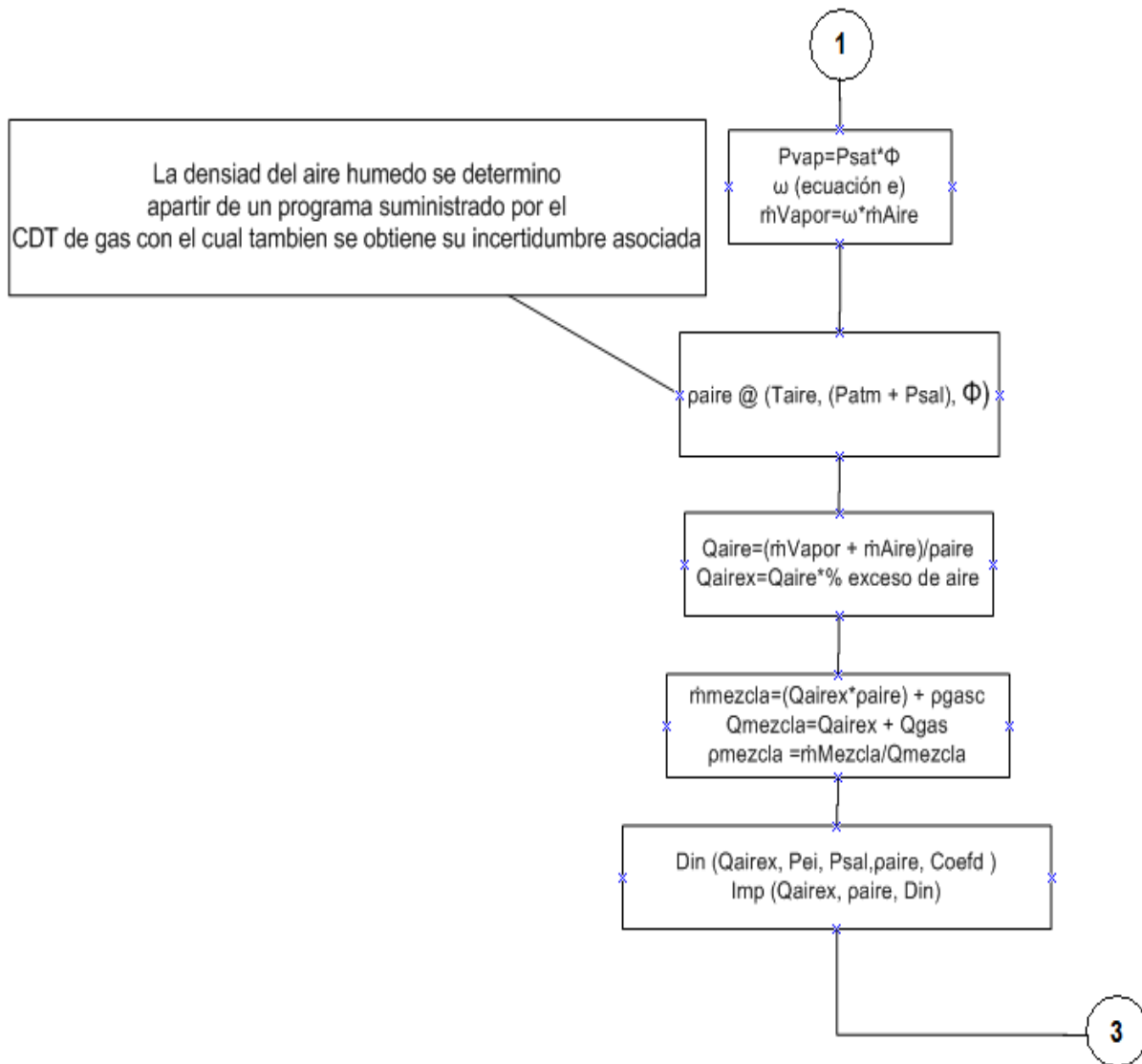
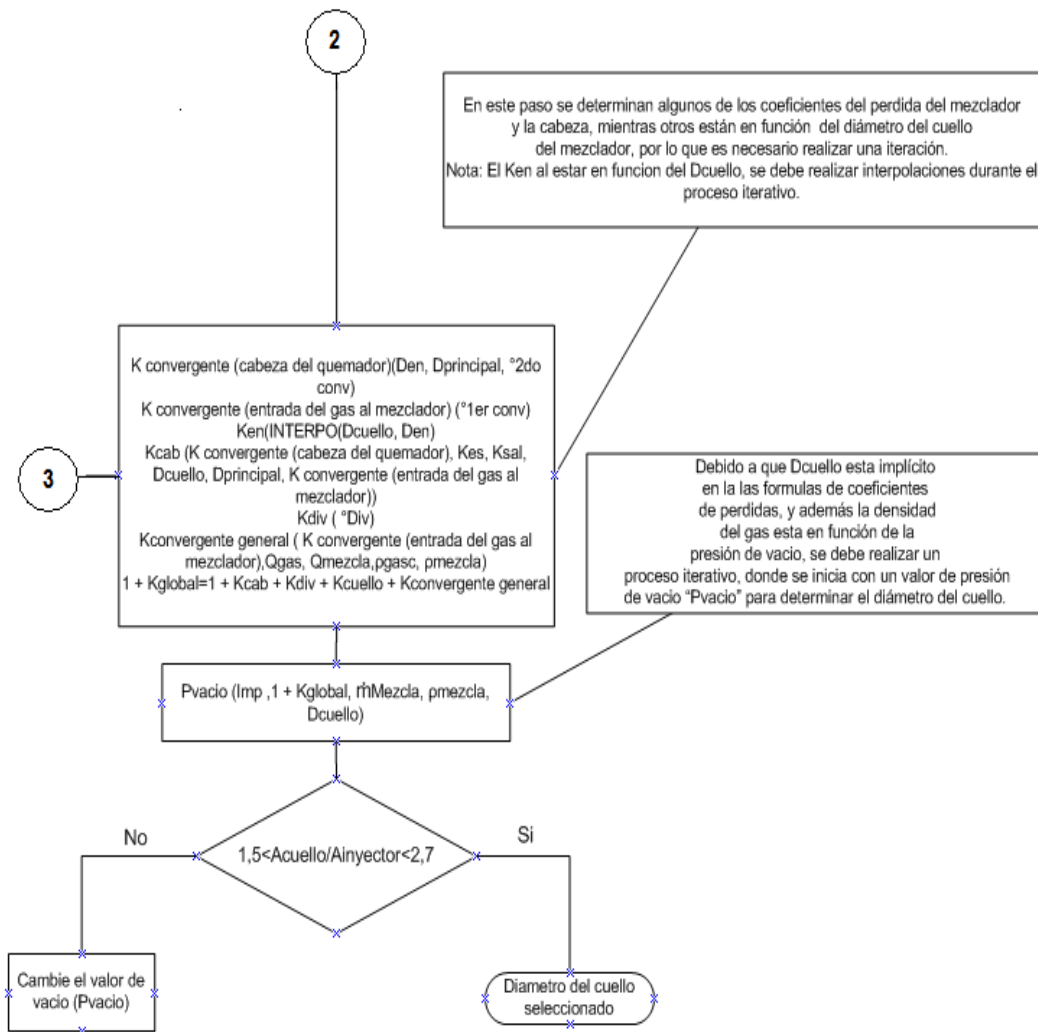


Figura 50. (Continuación)



Fuente. Autores

6. PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO EXPERIMENTAL SOBRE EL MODELO A CONSTRUIR

Para determinar el funcionamiento de arrastre en quemadores de premezcla, se necesita evaluar el comportamiento de las variables de las cuales el fenómeno depende fuertemente. Un análisis aleatorio denominado análisis dimensional, el cual cuando se involucra la totalidad de las variables de las cuales depende un fenómeno específico, se puede predecir el comportamiento del fenómeno para futuros prototipos a construir, por medio de una experimentación desarrollada sobre un modelo más fácil de evaluar que los futuros prototipos. El análisis dimensional se basa en el teorema Pi de Buckingham, por medio del cual se podrá generar variables adimensionales con las n variables dimensionales de las cuales depende el fenómeno a evaluar, de tal forma que se simplifique el nivel de dependencia del fenómeno en menor número de variables (las variables adimensionales creadas son menores que las dimensionales originales), de esta forma se puede reducir el número de pruebas necesarias que se deben realizar para caracterizar un fenómeno dado y también se podrá predecir con alta precisión el comportamiento de cualquier prototipo que se desee construir hacia el futuro, esto debido a la siguiente definición:

Si se realiza pruebas experimentales sobre un modelo que caracteriza un fenómeno físico determinado, y se observa que una variable adimensional relacionada con el fenómeno es función de x variables adimensionales relacionadas con el fenómeno. Entonces un prototipo que conserve similitud geométrica, cinemática y dinámica con el modelo y que tenga el mismo valor de las x variables adimensionales, presentará el mismo valor numérico en la variable dependiente de estas x variables.

Con lo anterior se podrá predecir el valor de una variable dimensional de interés que esté involucrada en la variable adimensional y que dependa de las x variables adimensionales. De esta manera es que a través de la historia se ha evaluado matemáticamente el comportamiento de los fenómenos naturales presentes en ciencias aplicadas como lo son la Termodinámica, la Mecánica de fluidos, la Transferencia de calor, la Combustión, etc.

6.1 ANÁLISIS DIMENSIONAL APLICADO AL FENÓMENO DE ARRASTRE EN QUEMADORES DE PREMEZCLA:

Se desea obtener la relación de las siguientes propiedades en el fenómeno de inducción o arrastre:

El fluido de densidad ρ_{aire} el cual es descargado por un inyector de diámetro d_i a una velocidad V_{aire} y con una viscosidad dinámica μ_{aire} . Y el gas inducido o arrastrado hacia un mezclador con diámetro de cuello D_{cuello} ; El gas inducido tiene densidad ρ_{gas} y viscosidad dinámica μ_{gas} , y de él es arrastrado o inducido un caudal \dot{Q}_{gas} . Existe una relación entre la presión de suministro del gas P_{gas} entrando al quemador, la presión de suministro de aire en el inyector P_{aire} y la contrapresión en la zona de combustión P_s . Todas estas presiones se correlacionan en una variable adimensional denominada $\omega = \frac{P_{gas} - P_s}{P_{aire} - P_s}$; Esta variable la mencionan en la referencia [2]. En esta referencia mencionan que el fenómeno de inducción es fuertemente dependiente de esta variable adimensional, de tal forma que se tomará como una variable adimensional ya creada, en lugar de las 3 presiones por independiente.

6.1.1 Parámetros de interés y sus dimensiones (Aplicación del teorema Pi de Buckingham):

$$\dot{Q}_{gas} = [L^3 * t^{-1}]; \quad \rho_{gas} = [m^1 * L^{-3}]; \quad \mu_{gas} = [m^1 * L^{-1} * t^{-1}]; \quad D_{cuello} = [L^1]; \quad V_{aire} = [L^1 * t^{-1}]; \\ \rho_{aire} = [m^1 * L^{-3}]; \quad \mu_{aire} = [m^1 * L^{-1} * t^{-1}]; \quad d_i = [L^1]; \quad \omega = [1]$$

n= Número de parámetros inter-relacionados=9

Número de dimensiones=3 (L,m,t)

Se elegirán los siguientes parámetros repetitivos ($\rho_{aire}, V_{aire}, d_i$), para estudiar la dependencia del arrastre del gas inducido con respecto al: Tipo de gas motriz inyectado, su velocidad de descarga y el diámetro de salida del inyector. De tal forma que se encontrarán curvas de funcionamiento y si es posible por regresión de curvas, la función de dependencia de estos parámetros, para poder generalizar el funcionamiento de arrastre para cualesquiera que sean los dos gases utilizados.

$$\pi_1 = \dot{Q}_{gas} * \rho_{aire}^a * V_{aire}^b * d_i^c = [L^3 * t^{-1}] * [m^1 * L^{-3}]^a * [L^1 * t^{-1}]^b * [L^1]^c = [m^0 * L^0 * t^0]$$

Resolviendo se obtiene: $a = 0$; $b = -1$; $c = -2$

$$\pi_1 = \frac{\dot{Q}_{gas}}{V_{aire} * d_i^2}$$

$$\pi_2 = \rho_{gas} * \rho_{aire}^a * V_{aire}^b * d_i^c = [m^1 * L^{-3}] * [m^1 * L^{-3}]^a * [L^1 * t^{-1}]^b * [L^1]^c = [m^0 * L^0 * t^0]$$

Resolviendo se obtiene: $b = 0$; $a = -1$; $c = 0$

$$\pi_2 = \frac{\rho_{gas}}{\rho_{aire}}$$

$$\pi_3 = \mu_{gas} * \rho_{aire}^a * V_{aire}^b * d_i^c = [m^1 * L^{-1} * t^{-1}] * [m^1 * L^{-3}]^a * [L^1 * t^{-1}]^b * [L^1]^c = [m^0 * L^0 * t^0]$$

Resolviendo se obtiene: $b = -1$; $a = -1$; $c = -1$

$$\pi_3 = \frac{\mu_{gas}}{\rho_{aire} * V_{aire} * d_i} \rightarrow \text{(Elevándolo a la -1 para que tenga forma de Reynolds):}$$

$$\pi_3 = \frac{\rho_{aire} * V_{aire} * d_i}{\mu_{gas}}$$

$$\pi_4 = D_{cuello} * \rho_{aire}^a * V_{aire}^b * d_i^c = [L^1] * [m^1 * L^{-3}]^a * [L^1 * t^{-1}]^b * [L^1]^c = [m^0 * L^0 * t^0]$$

Resolviendo se obtiene: $b = 0$; $a = 0$; $c = -1$

$$\pi_4 = \frac{D_{cuello}}{d_i}$$

$$\pi_5 = \mu_{aire} * \rho_{aire}^a * V_{aire}^b * d_i^c = [m^1 * L^{-1} * t^{-1}] * [m^1 * L^{-3}]^a * [L^1 * t^{-1}]^b * [L^1]^c = [m^0 * L^0 * t^0]$$

Resolviendo se obtiene: $a = -1$; $b = -1$; $c = -1$

$$\pi_5 = \frac{\mu_{aire}}{\rho_{aire} * V_{aire} * d_i}$$

→ (Elevándolo a la -1 se encuentra el número de Reynolds del aire a la salida del inyector):

$$\pi_5 = \frac{\rho_{aire} * V_{aire} * d_i}{\mu_{aire}}$$

$$\pi_6 = \omega * \rho_{aire}^a * V_{aire}^b * d_i^c = [1] * [m^1 * L^{-3}]^a * [L^1 * t^{-1}]^b * [L^1]^c = [m^0 * L^0 * t^0]$$

Resolviendo obtenemos: $a = 0$; $b = 0$; $c = 0$

$$\pi_6 = \omega$$

Este resultado era de esperarse, ya que ω por si sola ya es adimensional y las 3 propiedades seleccionadas como parámetros repetitivos, entre ellas 3 no pueden formar un grupo adimensional.

Aplicando la definición del teorema Pi de Buckingham se tiene que:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6) =$$

$$\frac{\dot{Q}_{gas}}{V_{aire} * d_i^2} = f\left(\frac{\rho_{gas}}{\rho_{aire}}, \frac{\rho_{aire} * V_{aire} * d_i}{\mu_{gas}}, \frac{D_{cuello}}{d_i}, \frac{\rho_{aire} * V_{aire} * d_i}{\mu_{aire}}, \omega\right)$$

Por simplicidad en la construcción de gráficas y observando que π_2 no va a variar durante los diferentes puntos de operación, ya que ρ_{gas} y ρ_{aire} permanecen relativamente constantes, una buena idea es crear un nuevo parámetro adimensional π_{nueva} , la cual represente el flujo de gas, con su viscosidad y densidad, formada por la combinación de los parámetros π_1 , π_2 , π_3 y π_4 de la siguiente manera:

$$\pi_{nueva} = \frac{\pi_1 * \pi_2 * \pi_3}{\pi_4} = \frac{\frac{\dot{Q}_{gas}}{V_{aire} * d_i^2} * \frac{\rho_{gas}}{\rho_{aire}} * \frac{\rho_{aire} * V_{aire} * d_i}{\mu_{gas}}}{\frac{D_{cuello}}{d_i}}$$

$$\pi_{nueva} = \frac{\rho_{gas} * \dot{Q}_{gas}}{\mu_{gas} * D_{cuello}}$$

Este nuevo parámetro tiene forma de un número de Reynolds equivalente del flujo de gas en la sección del cuello del mezclador, ya que $\rho_{gas} * \dot{Q}_{gas}$ es el flujo másico de gas y el número de Reynolds para flujo en tubería es: $Re_{tubería} = \frac{4 * \dot{m}}{\mu * \pi * D}$

Con la reducción de parámetros realizada se desarrollarán las siguientes curvas para cada inyector puesto a prueba, de tal forma que se podrán ver como varía el funcionamiento de inducción para cada variación de $\pi_4 = \frac{D_{cuello}}{d_i}$:

$$\pi_{nueva} = f(\pi_5, \pi_6) \quad \rightarrow \quad \frac{\rho_{gas} * \dot{Q}_{gas}}{\mu_{gas} * D_{cuello}} = f\left(\frac{\rho_{aire} * V_{aire} * d_i}{\mu_{aire}}, \omega\right)$$

Manteniendo $\pi_5 = \frac{\rho_{aire} * V_{aire} * d_i}{\mu_{aire}}$ en un valor constante, se puede observar la variación

$$\text{de } \pi_{nueva} = \frac{\rho_{gas} * \dot{Q}_{gas}}{\mu_{gas} * D_{cuello}} \text{ en función de } \omega = \frac{P_{gas} - P_s}{P_{aire} - P_s}.$$

Se desarrollarán 5 curvas de π_5 constante, para observar la variación de la inducción de gas para diferentes valores de presión de suministro de gas, y diferentes valores de inyección de aire. Con estas 5 curvas se puede observar el funcionamiento de arrastre en quemadores de premezcla para un valor de $\pi_4 = \frac{D_{cuello}}{d_i}$ determinado, el experimento se completa al realizarlo para 4 inyectores diferentes de tal forma que se obtendrán 4 valores distintos de $\pi_4 = \frac{D_{cuello}}{d_i}$, logrando generalizar más el comportamiento, en función de la variación geométrica de relación entre los diámetros que puede tomar la salida del inyector y el diámetro del cuello del mezclador, ya que las demás dimensiones del mezclador son proporcionales al diámetro del cuello del mezclador y el diámetro de entrada al inyector también lo es, de tal forma que con estas variaciones se podría caracterizar completamente el fenómeno de inducción, el cual es primordial para la eficiencia de la combustión, ya que esta es función del proceso de mezclado del gas combustible y del aire primario.

6.1.2 Números de puntos de operación a medir y variables a medir en cada punto.

La forma de mantener $\pi_5 = \frac{\rho_{aire} * V_{aire} * d_i}{\mu_{aire}} = \frac{4 * \dot{m}_{aire}}{\mu_{aire} * \pi * d_i}$ en un valor constante, es manteniendo constante el valor de \dot{m}_{aire} , ya que μ_{aire} es dependiente de la temperatura, y se espera no obtener fuertes cambios en la temperatura del aire durante las pruebas, aunque si surgen cambios se tendrá que cuantificar ese cambio de viscosidad para lograr mantener a π_5 en un valor constante. \dot{m}_{aire} , como se dedujo en el marco teórico de la sección de diseño del inyector, para flujo incompresible, depende de la raíz cuadrada de la diferencia de presión entre la entrada y la descarga del inyector (los cambios de presión entre la salida y la entrada del inyector nunca sobrepasarán los 40 milibar, lo cual se aproximaría bastante al flujo incompresible). De tal forma que si durante las pruebas intentamos mantener esta diferencia de presión cerca de un valor fijo, podríamos mantener constante más rápidamente y con mayor precisión el valor de \dot{m}_{aire} y de esta manera el valor constante de π_5 , para así tomar los puntos de operación que formarían cada una de las 5 curvas de la gráfica.

Para cada punto de operación los datos necesarios a medir, son: Temperatura, presión y caudal de gas combustible. Temperatura, presión y caudal de aire. Composición de los gases de combustión para lograr evaluar según su composición la eficiencia de la combustión para cada punto de operación.

6.2 MÉTODOS DE ENSAYO APLICADO A LAS PRUEBAS A REALIZAR EN EL QUEMADOR DE AIRE INDUCTOR

El proceso de experimentación depende fuertemente de los equipos y modelos metrológicos utilizados; Por esto es primordial tratar los datos tomados en las pruebas estadísticamente, ya que nunca se puede tener una confiabilidad del 100% en que los datos leídos con la instrumentación metrológica sean los datos reales. De aquí sale la definición de análisis de incertidumbre, la cual busca encontrar estadísticamente el rango en el cual puede estar un valor calculado por medio de mediciones; Esto se obtiene por medio de diversos cálculos sobre las variables medidas y sobre valores de incertidumbre asociados a los equipos utilizados, trabajando sobre el modelo matemático empleado en el cálculo del dato de salida requerido, obteniéndose así su valor medio y un valor porcentual en el cual puede variar dicho dato.

La forma en la que se realiza este proceso se describe a continuación.

6.2.1 Principio de validación

Figura 51. Principio de validación



Fuente. Autores

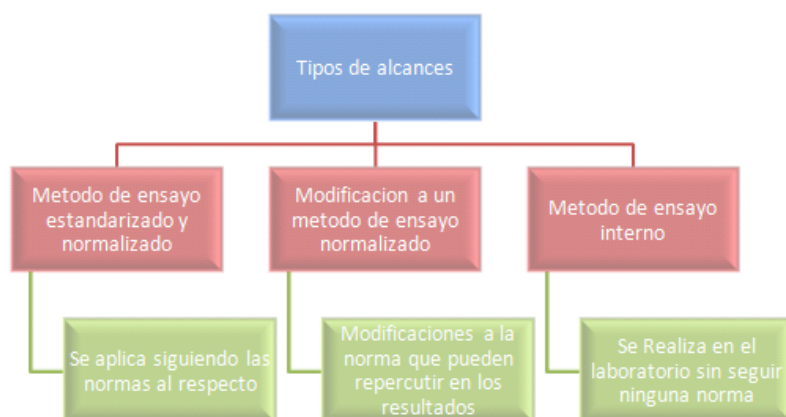
6.2.1.1 Establecimiento de las condiciones y alcances de la validación

Condiciones:

- Las condiciones de la prueba deben ser establecidas por una instancia oficial o por el laboratorio que realiza la prueba, si esto no es posible el responsable del ensayo debe definir las de forma confiable y científica.

➤ Alcances:

Figura 52. Tipos de alcances esperados



Fuentes. Autores

➤ Objetivos:

Tabla 9: Objetivos de la validación según los 3 tipos de procedimiento de ensayo que se pueden utilizar

Método de ensayo	Objetivos de la validación
Caso 1: Método normalizado	Comprobación de que el laboratorio domina el ensayo y lo utiliza correctamente.
Caso 2: Modificación de un método normalizado	Comprobación de que la repetibilidad, la reproducibilidad, la precisión intermedia y la exactitud del método original no dependen de la modificación introducida y que el laboratorio domina el ensayo y lo utiliza correctamente.

Caso 3: Método interno	Comprobación de que el método tiene la repetibilidad, la reproducibilidad, la precisión intermedia y la exactitud suficiente para el objetivo de aplicación y que el laboratorio domina el ensayo y lo realiza correctamente.
------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------

Fuente. Autores

El método interno o también llamado método desarrollado, se implementará en forma parcial en el desarrollo de las pruebas realizadas al quemador de aire inductor, debido a que no se tendrá en cuenta la reproducibilidad, y la precisión intermedia que es un aspecto que depende de variaciones en equipos, operarios y tiempos de toma de datos se implementara tratando de cumplir con el método en el cual se ha trabajado para realizar el estudio del quemador de aire inductor.

➤ **Evaluación de los resultados**

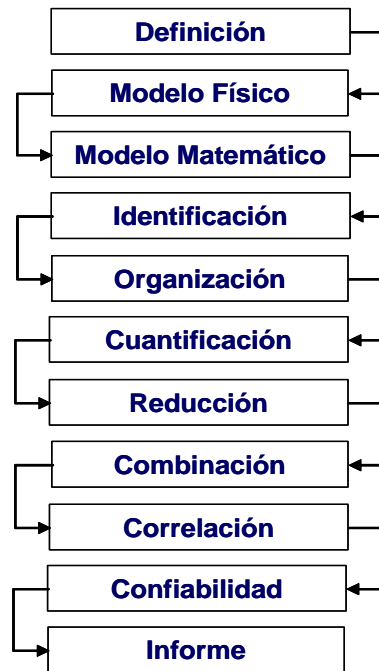
Al final de la aplicación del ensayo se debe tomar una decisión al respecto de la aplicación del método seleccionado. Así se confrontan parámetros estadísticos o las medidas de validación con lo ya establecido.

Puede ocurrir que no se cumpla con las instrucciones del método seleccionado, (por ejemplo repetibilidad del 7% y no del 5% exigido) y aun así se considera el método válido. Esto se debe saber fundamentar por el responsable del ensayo en vías a la validación del ensayo.

6.2.1.2 Método de GUM. La estimación de las incertidumbres de los datos obtenidos de las pruebas realizadas al quemador se establecerá mediante el método de la GUM (Guide to Expression of Uncertainty in Measurement), donde se establecen reglas generales para evaluar y expresar las incertidumbres de las mediciones que se realicen, por medio de este método se establece una variable que es a la que se desea determinar la incertidumbre, esta variable será la independiente y las variables que sean medibles o que se obtengan de otras fuentes serán las independientes.

El método de GUM conocido como ley de propagación de incertidumbre establece un procedimiento el cual se representa en el cuadro siguiente:

Figura 53. Proceso para determinar la incertidumbre según el método de “GUM”



Fuente. CDT de gas

➤ **Evaluación tipo A**

Evaluación de un componente de la incertidumbre de medición mediante un análisis estadístico de los valores medidos obtenidos bajo condiciones de medición definidas, entre las tipo A esta la distribución normal. Se caracteriza por los siguientes pasos:

- Se determina el mejor estimado de la medición de la siguiente ecuación:

$$x_i = \bar{q} = \frac{1}{n} * \sum_{j=1}^n q_j$$

Donde x_i es el valor medio de los datos medidos de un mensurado y n es el número de veces que se toma la medición de él.

- Se realiza la dispersión de los resultados de la medición:

$$s(q) = \sqrt{\frac{1}{n-1} * \sum_{j=1}^n (q_j - \bar{q})^2}$$

Donde q_i son todos los datos tomados del mensurado.

- Se determina la incertidumbre estándar $u(x_i)$:

$$u(x_i) = s(\bar{q}) = \frac{s(q)}{\sqrt{n}}$$

➤ **Evaluación tipo B**

Evaluación de un componente de la incertidumbre de medición que se determina por medios distintos a una evaluación Tipo A de la incertidumbre de medición, entre las tipo b están las distribuciones rectangulares y las uniformes.

➤ **Factor de cobertura**

Número mayor que uno por el cual se multiplica una incertidumbre estándar combinada para obtener una incertidumbre expandida.

Podría pasar que no se logre cumplir con las instrucciones del método que se ha elegido, (por ejemplo repetibilidad del 7% y no del 5% exigido) y aun así se considera el método válido. Esto se debe saber fundamentar por el responsable del ensayo en vías a la validación del ensayo.

La incertidumbre es un parámetro central para la acreditación según la norma ISO 17025. Donde se incluye los errores sistemáticos y aleatorios.

La repetibilidad se determina de manera interna para ello se tiene en cuenta:

- Deben obtenerse suficientes resultados (recomendación: $n \geq 10$).
- Todos los pasos del método (incluidas la toma y preparación de los datos, así como la calibración) deben realizarse n-veces.

La determinación de la reproducibilidad tiene sentido y es posible solamente cuando otros laboratorios cercanos utilizan el método de ensayo y es posible una “comparación interlaboratorios” o cuando se realiza un ensayo de intercomparación.

7. CONSIDERACIONES QUE SE DEBEN TENER EN CUENTA PARA LA SELECCIÓN DEL VENTILADOR Y DEL REGULADOR DE GAS, APRECIACIONES PARA LA INSTALACIÓN DEL QUEMADOR Y MONTAJE DESARROLLADO DEL MISMO

7.1. Conceptos básicos de operación y selección del ventilador⁴⁵

El ventilador o soplador es la máquina con la cual gracias al efecto de la fuerza centrífuga que ejerce, se sube la presión de un gas por encima de la presión atmosférica para producir flujo a través de un sistema de resistencias, también puede trabajar reduciendo la presión del gas por debajo de la presión atmosférica para inducir el flujo a través de un sistema de resistencias. El soplador puede ser instalado de cualquiera de estas dos formas en los sistemas de combustión. Para este proyecto, se utilizará para aumentar la presión del aire atmosférico que se desea inyectar, todas las partes del quemador por donde pasará este flujo de aire se considera un sistema de resistencias que se deben vencer.

Para realizar esta tarea el ventilador deberá consumir una energía primaria proveniente del torque y velocidad de rotación entregados por un motor eléctrico, llamemos a esa potencia P_m , de tal forma que si la potencia entregada por el ventilador al aire es P_v , la eficiencia del ventilador η_v queda definida como:

$$\eta_v = \frac{P_v}{P_m} \quad \langle 7.108 \rangle$$

Como se sabe, la potencia que el ventilador entrega al aire viene en forma de presión y caudal de aire, se tiene:

$$P_v = Q_{\text{aire}} * \Delta P_{\text{aire}} \quad \langle 7.109 \rangle$$

Siendo Q_{aire} y ΔP_{aire} , el caudal de aire suministrado por el ventilador y el cambio de presión que produce el ventilador al aire tomado de la atmosfera, remplazando la ecuación 92, en la ecuación 91, se obtiene la eficiencia del ventilador en función de los parámetros de operación:

$$\eta_v = \frac{Q_{\text{aire}} * \Delta P_{\text{aire}}}{P_m} \quad \langle 7.110 \rangle$$

Un aspecto importante para considerar de los ventiladores son sus leyes de funcionamiento, las cuales son expresiones matemáticas que relacionan el valor

⁴⁵ Leído y analizado de la referencia [9]

de las características nuevas encontradas, en el nuevo estado de funcionamiento, cuando se ejecutan ciertos cambios de operación:

Para un ventilador con diámetro del impulsor dado, con unas resistencias a la entrada y a la salida, determinadas, el efecto de cambiar la velocidad del impulsor de un RPM_1 a un RPM_2 se refleja en los cambios de caudal, presión y potencia siguientes:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{RPM_2}{RPM_1} \quad \langle 7.111 \rangle$$

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \left[\frac{RPM_2}{RPM_1} \right]^2 \quad \langle 7.112 \rangle$$

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \left[\frac{RPM_2}{RPM_1} \right]^3 \quad \langle 7.113 \rangle$$

La ecuación 7.111, aplica para ventiladores que no tienen un sistema de resistencias aguas abajo, ya que este sistema de resistencias es alterado por el cambio de caudal, lo cual cambia la presión del sistema, efecto que contribuye al cambio de caudal, sumándose o restándose según corresponda al cambio de caudal debido al cambio de velocidad del impulsor.

Para un ventilador con diámetro del impulsor dado, resistencias de entrada y de salida determinadas, el efecto de cambiar el fluido impulsado de densidad ρ_1 por otro de densidad ρ_2 , se refleja en los cambios de caudal, presión y potencia siguientes:

$$Q_2 = Q_1 \quad \langle 7.114 \rangle$$

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad \langle 7.115 \rangle$$

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \frac{\rho_2}{\rho_1} \quad \langle 7.116 \rangle$$

Para un diseño específico de ventilador y una velocidad del impulsor determinada, el efecto de cambiar el diámetro del impulsor de un valor D_1 a un valor D_2 , acarrea los siguientes cambios:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left[\frac{D_2}{D_1} \right]^3 \quad \langle 7.117 \rangle$$

$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \left[\frac{D_2}{D_1} \right]^2 \quad \langle 7.118 \rangle$$

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \left[\frac{D_2}{D_1} \right]^5 \quad \langle 7.119 \rangle$$

Si solo se cambia el ancho del impulsor de b_1 a b_2 y se deja constante su diámetro y velocidad, los cambios son los siguientes:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{b_2}{b_1} \quad \langle 7.120 \rangle$$

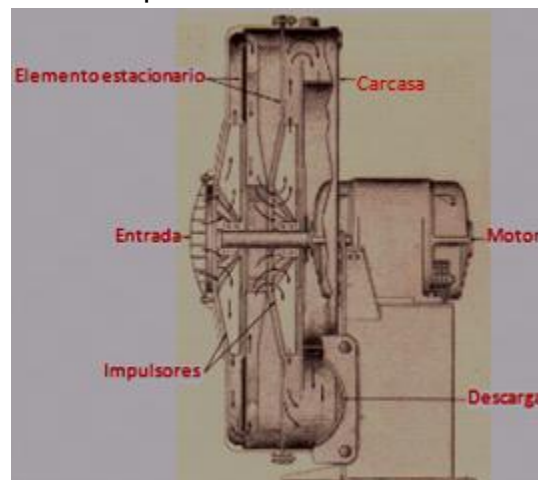
$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = 1 \quad \langle 7.121 \rangle$$

$$\frac{P_{v2}}{P_{v1}} = \frac{b_2}{b_1} \quad \langle 7.122 \rangle$$

El principio de funcionamiento de un ventilador es el mismo que cualquier otra turbomáquina, el fluido es succionado axialmente por el ventilador, dentro de él es dirigido a través del impulsor, donde se incrementa su velocidad por medio de la fuerza centrífuga que proporcionan las aspas del impulsor, y esta energía en forma de velocidad luego es transformada en forma de presión por medio de la carcasa de la máquina que disminuye la velocidad del fluido por medio de un incremento del área del flujo.

En la figura 54, se puede observar un ventilador de dos etapas, o sea que posee dos impulsores conectados por el mismo eje motriz, los cuales se encargan de entregarle en serie la energía al fluido, ya que de la salida del primer impulsor, el fluido es dirigido a través de un elemento estacionario hacia la entrada del segundo impulsor, pasando posteriormente a la carcasa para después abandonar el ventilador con una mayor presión que la obtenida con un ventilador simple de una sola etapa.

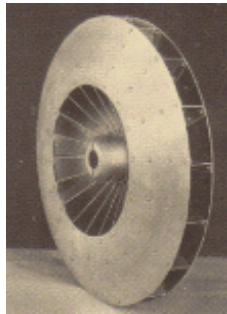
Figura 54. Ventilador de dos etapas



Fuente. Tomada y editada de la referencia [9]

Si debido a un mal diseño se le disminuye la velocidad al fluido o es detenido completamente, la energía cinética provista por el impulsor no será convertida en energía en forma de presión, sino se le elevará la temperatura al fluido, convirtiéndose luego está en pérdidas por medio de la transferencia de calor al medio ambiente. Otro efecto negativo que podemos encontrar gracias a un mal diseño de la carcasa y de las aspas del ventilador, es la recirculación del fluido que va saliendo por las extremidades de las aspas del impulsor y que en lugar de ir a la carcasa se dirige nuevamente hacia la entrada axial, en el ojo del impulsor, estas fugas también se pueden encontrar por falta de mantener sellados los claros entre el impulsor y la carcasa, en la figura 55, se observa un ventilador de aspas radiales, el cual tiene un plato que evita la recirculación, sirviendo como sello mecánico.

Figura 55. Ventilador con plato de ajuste para evitar el fenómeno de recirculación



Fuente. Tomada y editada de la referencia [9]

La figura 56, muestra las curvas de funcionamiento de un ventilador, las cuales tienen la misma forma de cualquier turbomáquina, estas curvas son hechas para un determinado diseño de ventilador, con diámetro del impulsor constante, velocidad del mismo constante y para trabajar con un fluido determinado de densidad constante. Si sucede cualquier cambio en estos factores, se deben aplicar las leyes de los ventiladores, para hallar las respectivas características de funcionamiento.

Estas curvas también dependen de la forma de las aspas, ya que difieren en gran medida para aspas completamente radiales, que para aspas curvadas hacia atrás o hacia adelante. Otro aspecto importante de estas curvas es que generalmente los fabricantes las dan maximizadas solo para la parte izquierda donde generalmente están los puntos de operación, ya que en esta zona es donde hay mejores eficiencias y menores consumos de potencia. Cabe resaltar que la

eficiencia es alta cuando la fricción del fluido con las partes internas del ventilador y las pérdidas mecánicas por fricción y por fugas son bajas.

Figura 56. Curvas de funcionamiento de un ventilador



Fuente. Tomada y editada de la referencia [9]

Los cambios de presión en un sistema de resistencias es proporcional al cuadrado de la velocidad, de tal forma que también es proporcional al cuadrado del caudal, esta relación es denominada la ley de la raíz cuadrada:

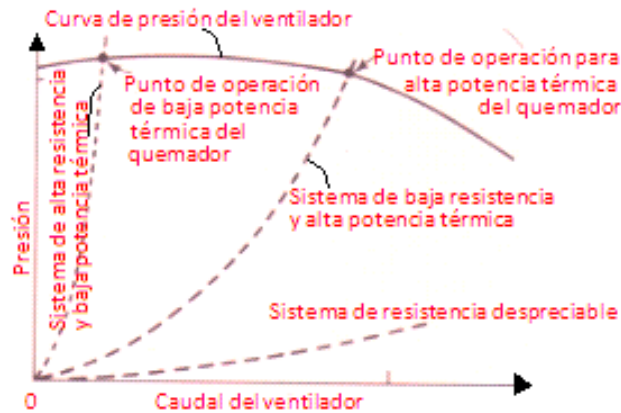
$$Q = \text{Constante} \cdot \sqrt{\Delta P} \quad (7.123)$$

De la misma forma se puede obtener la curva de un sistema de resistencias en función del caudal:

$$\Delta P = \text{Constante} \cdot Q^2 \quad (7.124)$$

Como ΔP lo debe suministrar el ventilador para producir el flujo de aire a través del quemador, el punto de corte de la curva del sistema con la curva de funcionamiento del ventilador, es el punto de operación del ventilador. Este punto de operación se puede cambiar, modificando la curva del sistema, lo cual se puede hacer incrementando o disminuyendo la resistencia total del sistema, por medio de abrir o cerrar la válvula de admisión del aire, estrangulando el flujo de tal forma que permita pasar más o menos caudal de aire. La figura 57, ilustra diferentes curvas del sistema con sus cambios respectivos de punto de operación y el efecto sobre la potencia térmica del quemador.

Figura 57. Puntos de operación, cuando se modifica la curva del sistema, y su incidencia sobre la potencia térmica del quemador



Fuente. Tomada y editada de la referencia [9]

Para seleccionar el ventilador adecuado para el quemador, no solo es necesario saber cuánto caudal de aire atmosférico se suministrará para la combustión deseada, también se tendrá que calcular a que presión debe de ser entregado por el ventilador, para así determinar el punto de operación del sistema y mirar según las curvas de fabricantes, que ventilador puede servir.

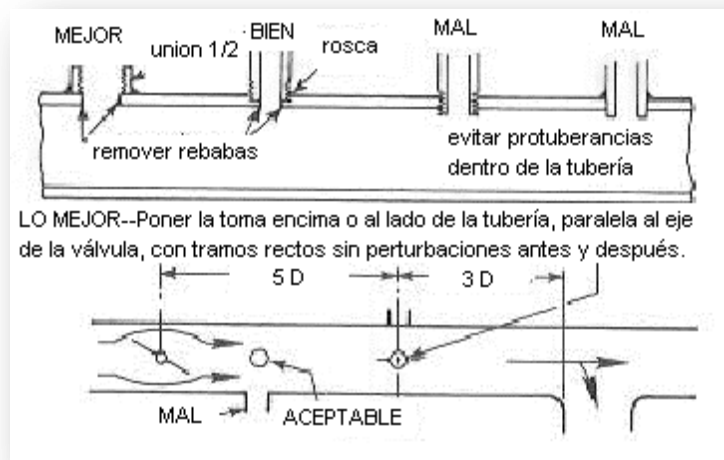
Para saber la presión a la cual el ventilador debe de entregar el aire, se debe sumar las resistencias de todas las tuberías y accesorios del flujo, para determinar el valor de presión de estancamiento y así de presión estática real que debe tener el aire después de pasar por la válvula de admisión del aire y antes de entrar al inyector, con este valor de presión estática real, se le suma la pérdida de pasar por la válvula de admisión del aire y la pérdida de la tubería que conecta el ventilador con la válvula, para obtener así la presión de suministro del ventilador y con el valor de caudal de aire requerido, se encontrarán de las curvas de fabricantes, el ventilador adecuado para nuestro quemador.

Es importante tener en cuenta las propiedades del aire de Bucaramanga, para hacer un cálculo más preciso sobre las características de suministro del mismo y seleccionar el ventilador adecuado según las leyes de los ventiladores descritas en esta sección.

7.2 INSTALACION Y MONTAJE DE UN QUEMADOR DE PREMEZCLA

7.2.1 Tomas de presión para líneas de impulso de conexión cruzada

Figura 58. Recomendaciones para las tomas de presión



Fuente. *PREMAC combustion and heating solutions*

Para ubicar tomas de presión, evite codos, tes, esquinas afiladas y cambios abruptos de la dirección del flujo. Las rebabas y los nipples que generan variaciones de velocidad. Cualquier cambio en la velocidad da una falsa lectura de la presión por cualquier dispositivo de medición.

Si la toma de presión es paralela al eje de la válvula instalada, el flujo descentrado en dicha válvula tendrá una influencia reducida en un impulso producido por esta configuración. Las tomas de presión deben perforarse por la parte superior o lateral de la tubería para evitar que condensados y mugre ingresen.

Procure evitar mangueras en U en las líneas de impulso (se puede acumular agua condensada). Gire la manguera de línea de impulso para evitar que el condensado se pueda dirigir al regulador y generar una presión adicional engañando al regulador.

Se debe conectar el extremo de la línea de impulso o línea piloto de último al regulador y por ese lado soplar hasta que por el extremo que va a la línea de aire salga solo aire.

7.2.2 Tomas para medir la presión en la cámara de combustión u horno. La mejor forma es por medio de una unión roscada que viene con la mayoría de las placas de montaje, pero el flujo interno de algunos quemadores crea una presión negativa en la placa de montaje. En algunos quemadores de premezcla se puede producir una presión negativa en la placa de montaje, creada por el flujo interno.

En la placa de montaje se pueden generar hasta 2,2" de columnas de agua de succión, Pero ser positiva finalmente, Provocando un 4% de error en la relación aire/combustible. Si esto es crítico, vuelva a ubicar la toma de presión como se indica enseguida.

Se debe usar una te y en algunos casos un puerto de observación en la punta de la toma de presión para una revisión en caso de taponamientos. Las tomas se deberán colocar por encima del nivel en el cual el oxido o los salpiques de líquidos puedan obstruirlas.

Una toma de presión no debe estar cerca de los gases de combustión o en cualquier sitio donde las velocidades de los gases sean altas. Las tomas de presión no deben situarse por la parte de debajo de los quemadores, ya que provocaría una circulación de gases a alta temperatura entre el refractario y la carcasa de la cámara de combustión.

7.2.3 Instalación y encendido de los sistemas de premezcla. Todos los mezcladores vienen con la válvula de ajuste de gas cerrada y con un montaje de mano derecha. Las tomas roscadas 1/8", (para nuestro caso se usaron tomas de 1/4 NPT) permite la lectura de presión.

Para encender el quemador(es): Deberá atender a las recomendaciones de encendido del ventilador dadas por el fabricante. Las líneas de gas existentes deberán ser purgadas hasta el regulador. "purgue la cámara de combustión" antes de encender el piloto o iniciar la chispa con los electrodos. Fije la válvula de aire principal en la posición de bajo fuego. Inicie la apertura de la válvula de ajuste de gas.

En caso de que el quemador no encienda, cierre la válvula más cercana aguas arriba (si las hay) aguas arriba Para no permitir que se acumulen gases sin quemar y Se deberá realizar una serie de renovaciones, lo cual consiste en eliminar el gas que se acumula en las líneas, purgando la cámara. Proceda a abrir la válvula de gas una vuelta más y vuelva a abrir la válvula de bola o de compuerta según la instalación. Esto se realizara hasta que quemador encienda.

7.2.3.1 Ajuste de un sistema de premezcla

- **Ajuste la relación aire combustible de alto fuego**, Gire la válvula en la línea de aire hasta tener el máximo caudal mientras ajusta la válvula de orificio limitador (si lo tiene), según se requiera para mantener la relación aire combustible adecuada.

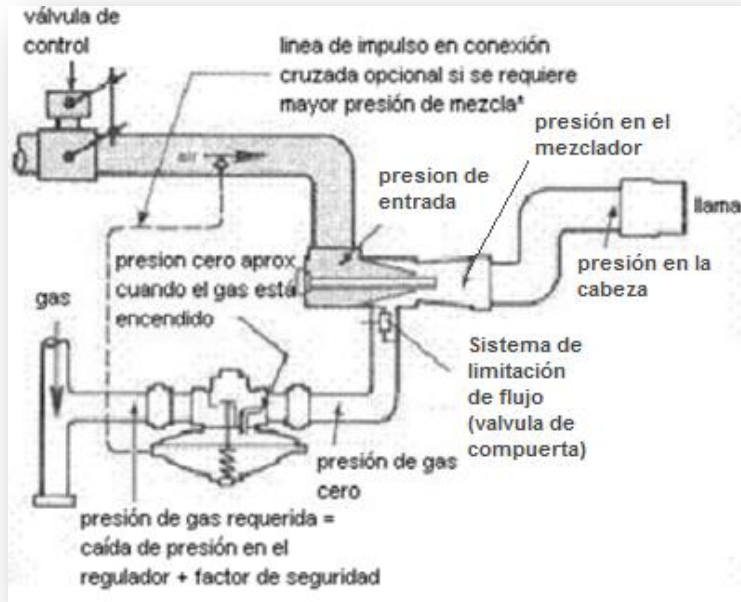
- **Ajuste la relación aire combustible de bajo fuego**, ponga la válvula de aire en bajo fuego. Si en esta posición se requiere más o menos gas, quite la tapa del diafragma del regulador de gas y use un destornillador para girar la pieza de ajuste del resorte en sentido horario, para obtener menos gas finalmente coloque la tapa en su lugar.

Cuando los quemadores no permiten ver la llama se recomienda lo siguiente para quemadores de 1_{1/2}" o mayores. Entre el mezclador y la cabeza se deberá perforar y realizar una toma (si existe tubería), atornille una punta de prueba para ver la llama. Modifique el mezclador al tipo de llama deseada comparándola con la punta de prueba. (Una llama algo morada denota una mezcla pobre; un cono verde azulado denota una llama rica).Finalmente, se puede retirar la punta de prueba y taponar el agujero.

7.2.3.2 Sistema de premezcla en uso. Si se incrementa la restricción en la línea de mezcla, en el mezclador se aumentara la presión por lo cual la succión generada por el impuso se verá reducida.

Las tuberías se dimensionan para bajas caídas de presión. En instalaciones comunes el regulador se seleccionara y dimensionará para caída de presión de 2 osi, y un factor de seguridad de 1 osi, por lo que es necesario que la presión a la entrada del regulador sea de 3 osi.

Figura 59. Esquema del montaje de un quemador de premezcla

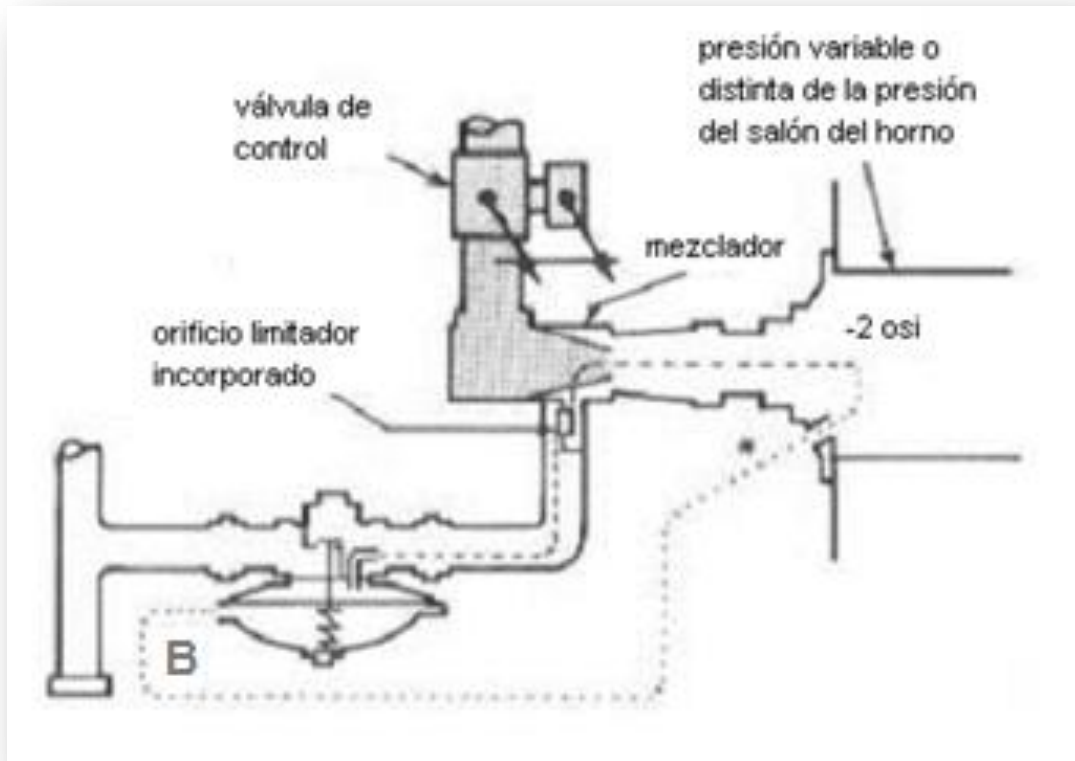


Fuente. Autores

7.2.4 Efecto de la presión o la succión en la cámara de combustión sobre el control en un sistema cero o atmosférico. Si el diafragma queda abierto a la atmósfera (figura 60) (sin la línea piloto B), en la parte superior del control del quemador se transmitirá una succión en la cámara de gas. (Línea punteada a lo largo de la tubería). Si se presenta una presión positiva en la cámara de combustión, se sumará una fuerza que tendrá a cerrar y alterar el control del sistema.

Para poder compensar las variaciones de presión en la cámara de combustión se debe conectar la línea piloto A, aun cuando las presiones sean mayores o menores a la atmosférica.

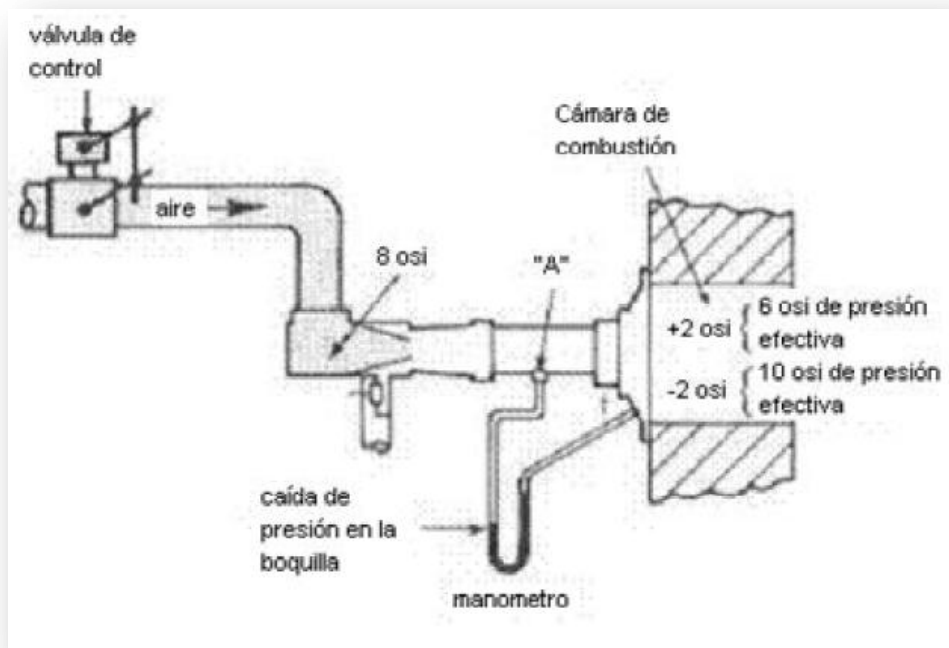
Figura 60. Montaje de quemador de premezcla con aire inductor, utilizando un regulador cero



Fuente. *PREMAC combustion and heating solutions*

7.2.5 Efecto de la presión o succión en la cámara de combustión sobre la capacidad del quemador. La caída de presión desde la entrada de aire hasta la cámara de combustión es la que afecta la capacidad de quemador, según sea positiva o negativa la presión en la cámara de combustión, lo cual afectará la presión de la mezcla ya que se verá influenciada por esta presión. La presión de gas incrementará según el valor de la presión en la cámara de combustión, o disminuirá según el valor de la presión negativa en ella.

Figura 61. Efecto de la presión en la cámara de combustión



Fuente. PREMAC *combustion and heating solutions*

Figura 62. Configuraciones de quemadores con premezcla

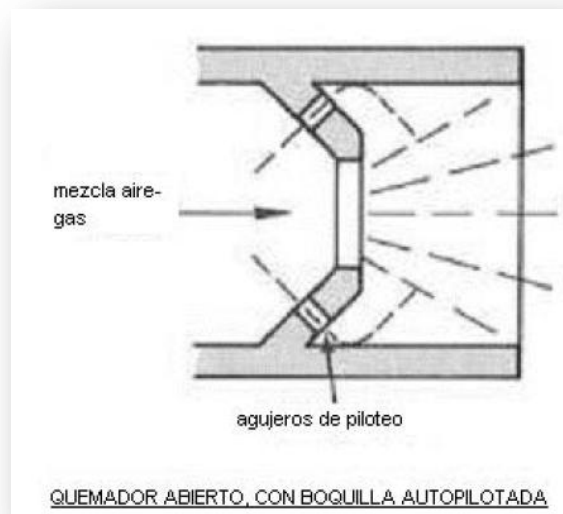
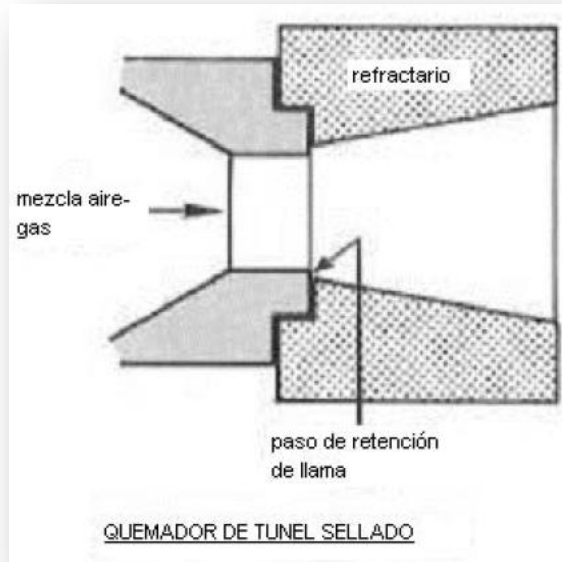


Figura 62. Continuación

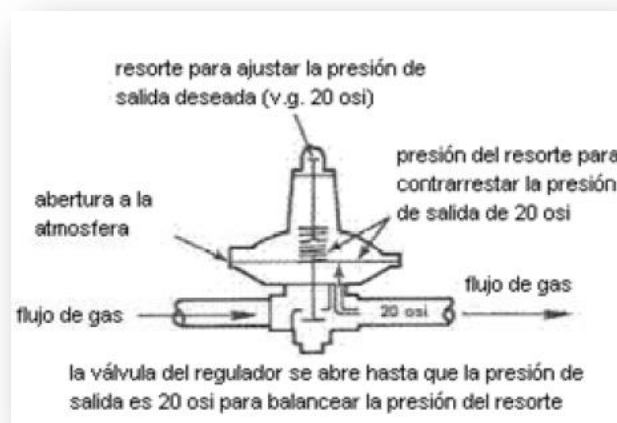


Fuente. PREMAC *combustion and heating solutions*

7.2.6 Tipos De reguladores y selección del mismo

7.2.6.1 Regulador simple de gas reductor de presión. Dispositivo que mantiene una presión de alimentación de gas constante aguas arriba de los dispositivos de control como válvulas de cierre automático y medidores de flujo.

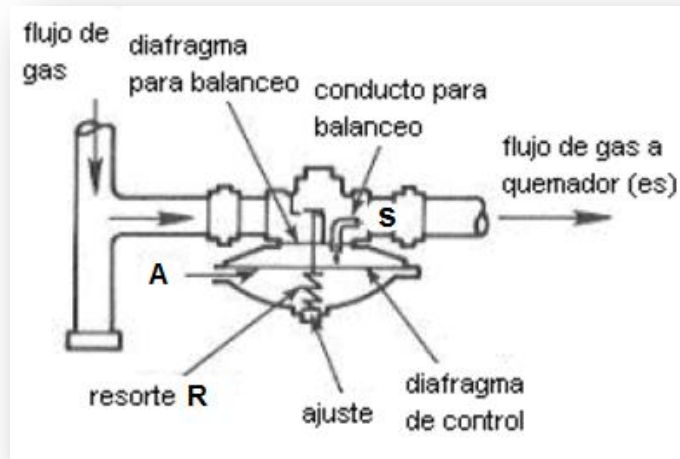
Figura 63. Esquema de un regulador



Fuente. PREMAC *combustion and heating solutions*

7.2.6.2 Regulador atmosférico (Gobernador cero). Los reguladores atmosféricos son cargados con la presión del aire, por medio de lo cual da un balance donde la presión en A es igual a la presión en L, más, aproximadamente el taraje del resorte S, el regulador se balancea para reducir variaciones de presión entre la entrada y la salida de él.

Figura 64. Regulador cero

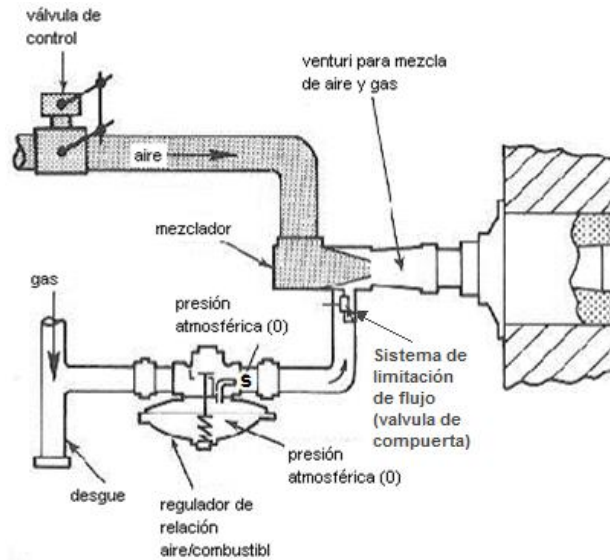


Fuente. Autores

- **Regulador atmosférico alimentando un sistema de quemador con premezcla**

El incremento en el flujo de aire en el venturi, provoca un incremento en la succión, lo cual hace que a su vez aumente el flujo en la válvula de orificio (si la tiene) en la línea de gas. Por este motivo cae la presión en S permitiendo más flujo de gas, al hacer que el regulador logre mantener la presión en la línea de descarga igual a la de la atmosfera. Si la presión en A cae 1 0 2 décimos de pulgada a flujo máximo es suficiente para que se abra el regulador al vencer las fuerzas internas de él. Si el regulador es el adecuado la precisión del control será correcta.

Figura 65. Regulador instalado en un quemador de premezcla de aire inductor



Fuente. PREMAC *combustión and heating solutions*

7.2.6.3 Selección de un regulador. Según la guía práctica para equipos de combustión PREMAC, recomienda que, Cuando se va a dimensionar un regulador, es importante cuantificar el caudal de gas necesario (cfh) y la caída de presión disponible en las válvulas de la línea de aire completamente abiertas, considerando el aire introducido a través de quemadores abiertos, Divida los cfh requeridos por un factor de acuerdo a la caída de presión disponible (ver tabla 2). Seleccione el regulador más pequeño con 2 osi de capacidad (tabla 2) que esté por encima del flujo ajustado. “Nunca elija la capacidad del regulador basado en una caída de presión mayor a 16 osi (incluso si se dispone de mas)”.

Tabla 10. Capacidades con 2 osi de caída de presión a través del regulador

Designación del regulador	CAPACIDADES, cfh			
	Peso específico del gas			
	0,4	0,6	1,5	2
7218-0	300	250	150	135
7218-1	500	400	250	225
7218-2	1000	800	500	450
7218-3	1500	1200	775	675
7218-4	3000	2400	1500	1350
7218-5	5000	4000	2500	2250
7218-6	7350	6000	3800	3300
7218-7	13400	11000	7000	6000

Fuente. PREMAC *combustión and heating solutions*

Tabla 11. Factores para corregir la capacidad de pérdida de presión

caída de presión, osi	factor	caída de presión, osi	factor
1	0,707	6	1,73
2	1	8	2
2,5	1,12	10	2,24
3	1,22	12	2,45
4	1,41	14	2,65
		16	2,83

Fuente. PREMAC *combustión and heating solutions*

➤ **Instalación de un regulador-general**

1. Monte una válvula de cierre (generalmente tipo mariposa) aguas arriba del regulador de la línea de gas.
2. Es importante que el regulador este completamente horizontal debido a que el diafragma puede funcionar de manera incorrecta, además debe tener cuidado con la dirección de flujo en el regulador que generalmente viene indicado con una flecha.
3. Se debe instalar el regulador, en tuberías libres de mugre, oxido y residuos metálicos, y el regulador debe estar lo más cerca del mezclador para que no sucedan caídas grandes de presión. Se debe utilizar uniones o bridas para el fácil desmontaje y para su mantenimiento. La temperatura de operación no debe exceder los 180 °F. Mientras esté instalado el regulador evite soldar la tubería adyacente a este, debido a que las chispas pueden dañar el diafragma del regulador. Aplique el compuesto para tuberías a la rosca del tubo y no a la rosca que tiene el regulador.
4. Un regulador no debe alimentar más quemadores que los que son atendidos por un solo mezclador o una válvula de aire, es decir cada mezclador o válvula de aire tiene su regulador independiente.
5. Para sistemas con mezclador por aspiración, el mejor control se obtiene con al menos 2 osi (o la caída de presión con la que fue seleccionado el regulador) por encima de la presión de aire en la línea de impulso. Cuando el venteo está conectado a la cámara de combustión, se debe sumar la presión de la cámara al requerimiento de presión de gas. La presión de entrada de gas no debe exceder los dos psi, excepto en casos que sean especiales.
6. Remueva las protuberancias internas.

7.3 MONTAJE PRELIMINAR DEL QUEMADOR

Para la realización de las pruebas preliminares, se dispuso de un pre montaje, con el cual se determino la operatividad del quemador, que consistió en usar la base de una mini caldera pirotubular, la cual está ubicada en las instalaciones de la universidad industrial de Santander, dicha base es de fundición con un recubrimiento interno en refractario, tiene un orificio lateral de 77 mm de diámetro por el cual se introdujo el quemador; a dicho orificio se le soldó una brida de sujeción, a la cual el quemador era ajustado por medio de una abrazadera metálica. Inicialmente se realizaron las pruebas con cilindros GNV, (por este motivo se traslado la mini caldera al CDT de gas, sede UIS Guatiguara) para esto se necesitó un regulador especial de dos etapas, ver figura, mediante el cual se lograba controlar la caída de presión desde una presión del gas contenido en el cilindro de 3000(Psig), hasta una salida de 20 (psig), de esta salida se entraba a un regulador de gas que tumbaba la presión a presión atmosférica para la posterior medición del gas en el medidor de diafragma. En la figura 67 y 68 se muestra el montaje inicial, para la puesta a punto del quemador.

Figura 66. Regulador de dos etapas



Fuente. Autores

Figura 67. Regulador de dos etapas montado en un cilindro de GNV



Fuente. Autores

Figura 68. Montaje preliminar del quemador



Fuente. Autores

7.3.1 Encendido. El encendido preliminar se hizo en las instalaciones de pruebas hidrostáticas del CDT de gas, en una ubicación al aire libre evitando la acumulación de emisiones, el inconveniente de trabajar en una zona externa es la presencia de aire secundario en grandes cantidades, lo cual afectaba la estabilidad de la base de la llama, por lo cual se tuvo que trasladar a un sitio cerrado, y se optó por las instalaciones de la sede principal de la universidad industrial de Santander, en el laboratorio de gases de la escuela de ingeniería mecánica, en la figura se muestran 4 fotos del quemador encendido y muestra la llama a diferentes caudales de aire y de gas, donde se puede distinguir el cono azul, y las llamas pilotos del estabilizador (ver figura 69).

Figura 69. Fotos de la llama funcionando a diferentes caudales de aire y de gas natural



Fuente. Autores

Un aspecto importante observado durante el funcionamiento del quemador en la base refractaria, fue que, al existir un choque de la llama con el refractario debido a la longitud de la misma, se lograba la incandescencia en las paredes del

refractario y una recirculación o retorno de los gases de combustión hacia la base de llama, como estos gases retornaban a la llama a altas temperaturas, ayudaban a darle una mayor estabilidad, ya que según lo explicado anteriormente este es el mecanismo utilizado por los elementos estabilizadores de llama para sostenerla a altas potencias, ya que aumentan la velocidad de deflagración del combustible. Por esta razón con este montaje desarrollado sobre el refractario del calderín, se consiguió estabilidad gracias al estabilizador de llama sumado con el montaje del quemador; Consiguiéndose potencias de hasta 50 KW. En la figura 70, hay tres fotos sobre lo observado con este fenómeno de incandescencia del refractario.

Figura 70. Fotos sobre el fenómeno de incandescencia dentro del refractario



Fuente. Autores

7.4 MONTAJE FINAL

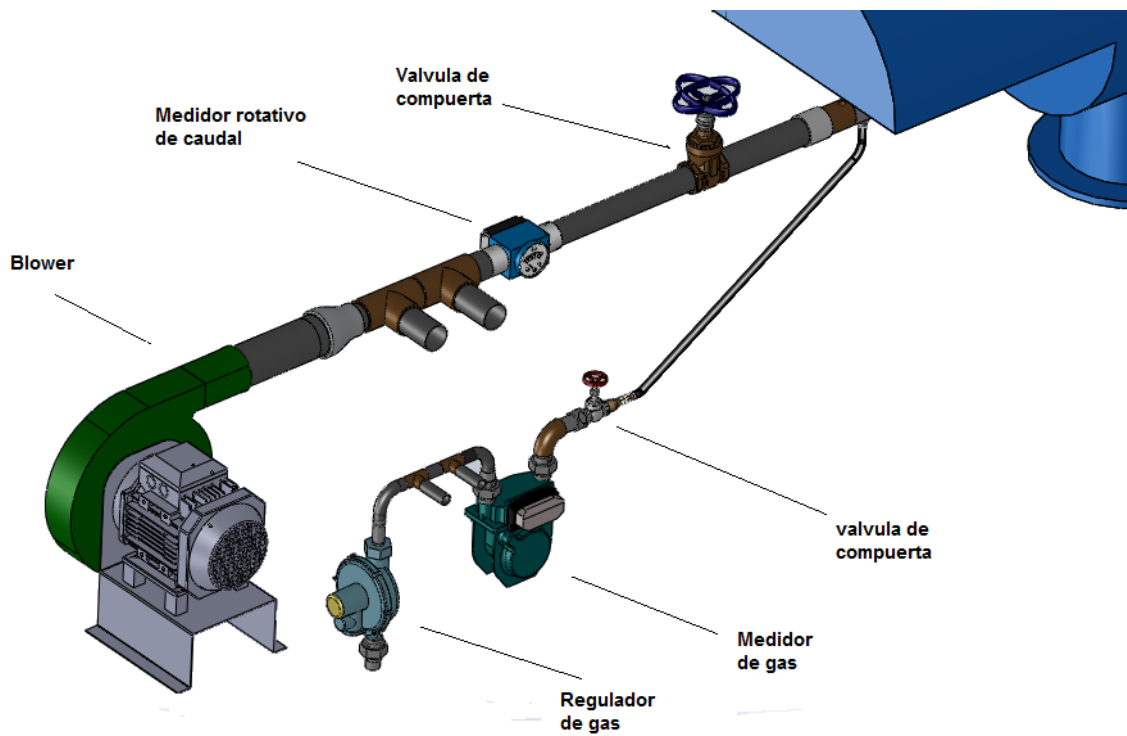
Debido a inconvenientes de operatividad en cuanto al encendido del quemador, estabilidad de la llama, regulación de caudal de aire y de combustible, se decidió realizar el montaje del quemador, para sus pruebas finales, en la caldera pirotubular horizontal del laboratorio de gases de la escuela de ingeniería mecánica (ver figura 71), ya que esta ofrecía mas operatividad y control sobre el quemador para potencias superiores a los 30 KW, el montaje se puede ver en la figura 72 donde se muestran los componentes principales mediante los cuales se realizaron las pruebas.

Figura 71. Caldera pirotubular del laboratorio de gases



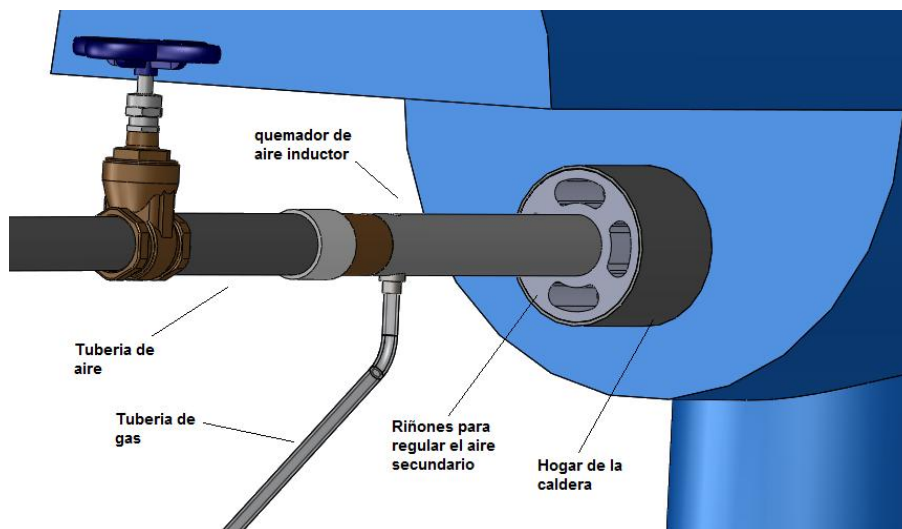
Fuente. Autores

Figura 72. Montaje general del quemador, con los elementos de medición más importantes



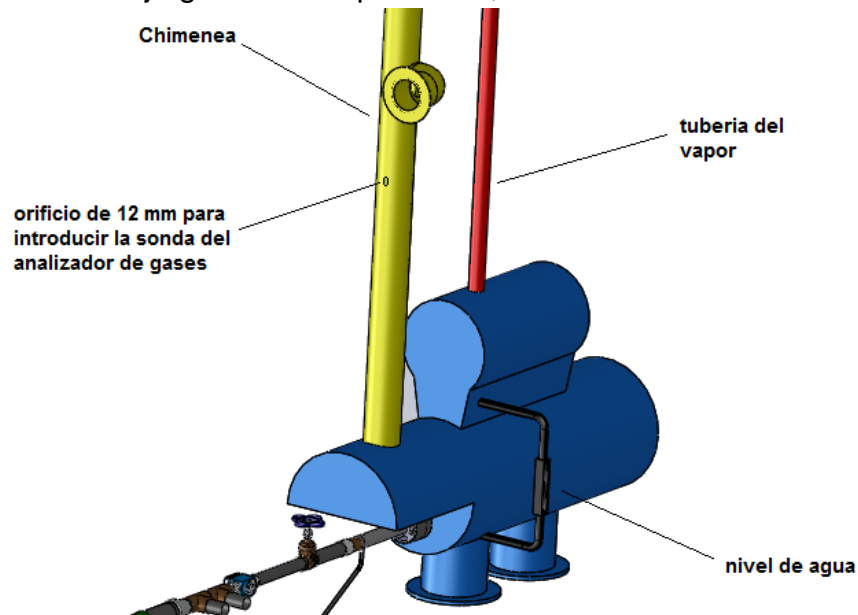
Fuente. Autores

Figura 73. Montaje general del quemador, con los elementos más importantes



Fuente. Autores

Figura 74. Montaje general del quemador, con los elementos más importantes

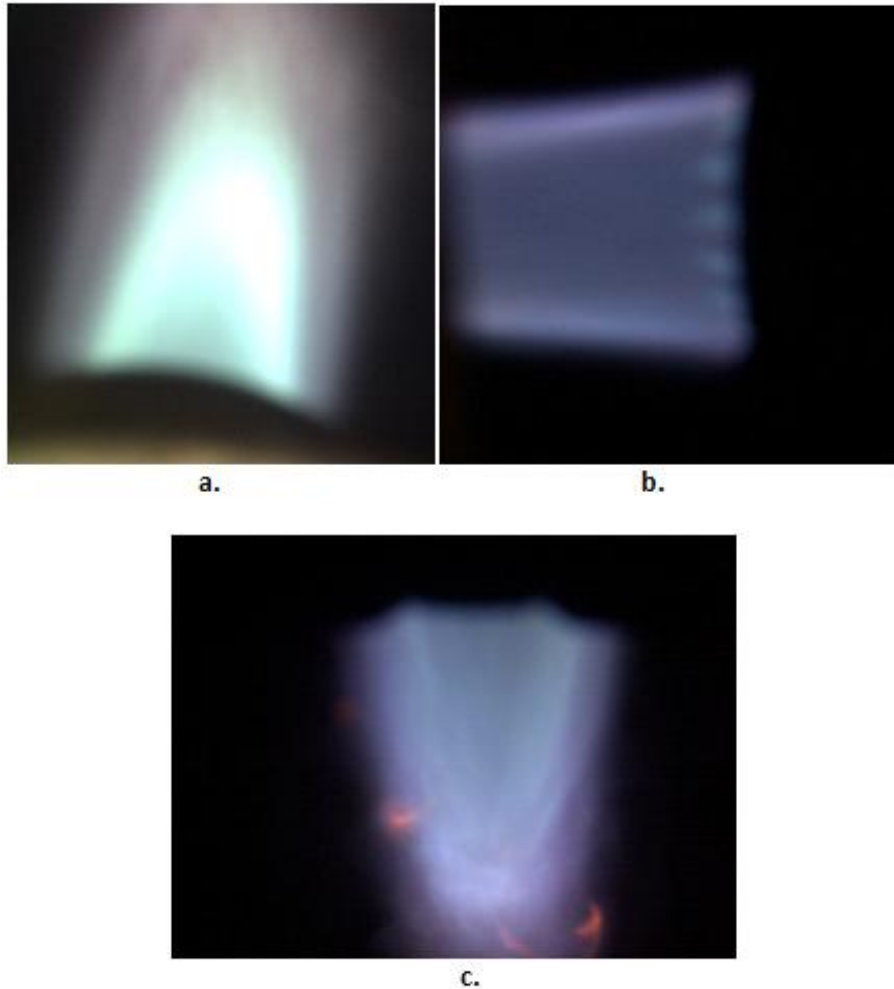


Fuente. Autores

Durante la realización de las pruebas se pudo observar que el aire secundario juega un papel importante en el funcionamiento del quemador, pues la ausencia de este, principalmente para potencias altas de operación, provocaba el fenómeno llamado soplado en la llama del quemador, a demás que esta ausencia hacia que se incrementaran las emisiones de monóxido de carbono. Por esta razón se tuvo que regular el aire secundario, pues influye además en las emisiones de monóxido de carbono y de NO_x , en la figura 75, se muestra la llama del quemador cuando este opera en el hogar de la caldera pirotubular.

En la figura 75 a) se muestra el cono azul de la llama, el cual es bien definido a potencias bajas del quemador; en la figura 75 b) se pueden apreciar los estabilizadores de llama, también conocidos como llamas piloto, que son los encargados de evitar el desprendimiento de la llama; en la figura 75 c) empieza aparecer un fenómeno particular de las llamas, que da un indicio de mala eficiencia, especialmente en cuanto a las emisiones de monóxido de carbono; El cual es el fenómeno de puntas amarillas, que son generalmente partículas solidas de carbono presentes en el gas, que se vuelven incandescentes (color amarillo) a lo largo de la llama, para nuestro caso esto ocurría a causa de un flujo elevado de gas con respecto al flujo de aire (relación de caudal de aire y gas relativamente bajo).

Figura 75. Fenómenos particulares en la llama, (a) Llama bien definida; (b) Estabilizadores de llama; (c) Fenómeno de puntas amarillas

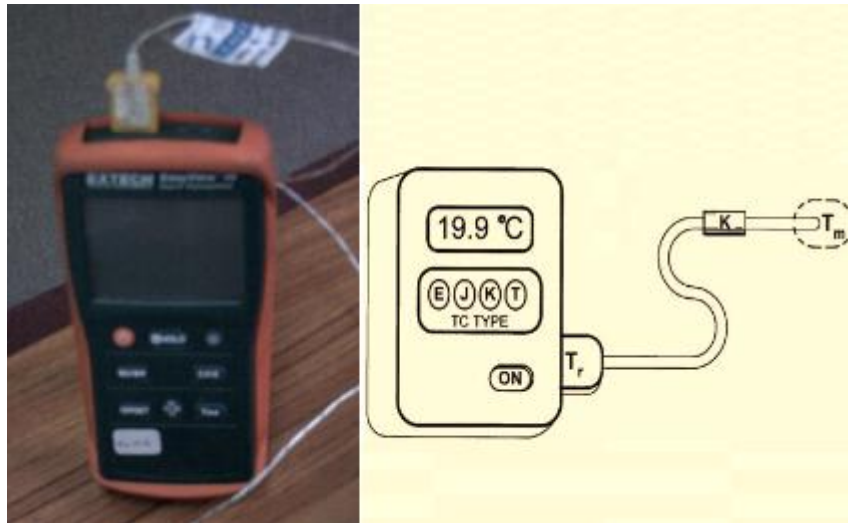


Fuente. Autores

7.5. INSTRUMENTACION Y ESPECIFICACIONES TECNICAS

7.5.1 Medición de temperatura. De acuerdo al material seleccionado, se puede medir la temperatura de un medio, la cual es proporcional a una señal de voltaje, que se muestra en un instrumento digital. Para este caso es necesario determinar las condiciones del aire a la entrada del medidor, por se procede a medir la temperatura en la tubería que conecta a la entrada del medidor de aire. El inconveniente de las termocuplas es el medio en el cual operan, debido a que los medios corrosivos pueden alterar su funcionamiento (ver tabla 10). La termocupla usada para registrar las respectivas temperaturas del aire a la entrada del medidor de aire y del gas a la entrada del medidor de gas es una tipo K marca EXTECH (ver tabla 9).

Figura 76. Termoindicador digital, la cual facilita la termometría



Fuente. Autores

Tabla 12. Environmental tolerance of letter designated thermocouples

Type	Environment							
	Oxygen rich	Oxygen poor	Reducing	Vacuum	Humid	Below 0°C	Sulfur traces	Neutron radiation
B	Good	Good	Poor	Fair	Good	Poor	Poor	Fair
E	Good	Poor	Poor	Poor	Good	Good	Poor	Poor
J	Fair	Good	Good	Good	Poor	Poor	Fair	Poor
K	Good	Poor	Poor	Poor	Good	Fair	Poor	Good
N	Good	Fair	Poor	Poor	Good	Good	Fair	Good
R,S	Good	Good	Poor	Poor	Good	Fair	Poor	Poor
T	Fair	Fair	Good	Good	Good	Good	Fair	Poor

Fuente. *measurement, instrumentation and sensors handbook*. John G. Webster 1999

Tabla 13. Especificaciones técnicas del termoindicador

Escala de medición K TC	200 a 1999°C (-200 a 1360°F)
Resolución	0.1°C/°F <200°, 1°C/°F ≥200°
Precisión (@23 ± 5°C)	±(0.3% lecturas + 2°F) @ -200°F a 1832°F
	±(0.5% lecturas + 2°F) @ 1832°F a 1999°F
	±(0.3% lecturas + 5°C) @ -200°C a -93°C
	±(0.3% lecturas + 1°C) @ -93°C a 1000°C
	±(0.5% lecturas + 1°C) @ 1000°C a 1360°C
Coefficiente de temperatura	0.1 veces las especificaciones de precisión aplicables por °C de 0°C a 18°C y 28°C a 50°C (32°F a 64°F y 82°F a 122°F)
Nota: La precisión de temperatura no incluye la precisión para la sonda tipo K.	
Nota: La escala de temperatura se basa en la escala internacional de temperatura de 990 (ITS90).	

Fuente. Extch *instruments corporation*

En la figura 77 se puede ver la disposición del montaje para la toma de temperatura en la línea de gas a la entrada del medidor, la toma se realizó por medio de un termopozo, para conocer la temperatura de entrada del gas al medidor y determinar sus propiedades.

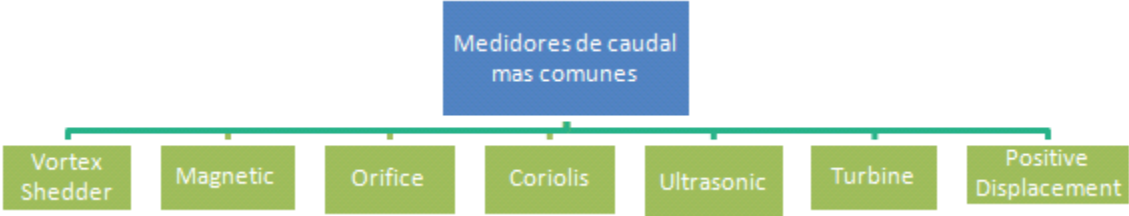
Figura 77. Termocupla para medir la temperatura del gas



Fuente. Autores

7.5.2 Unidad medidora de flujo (flujómetros). Existen diversos tipos de medidores de flujo y su uso depende de la aplicación, para el caso del quemador se usara un medidor de flujo de desplazamiento positivo.

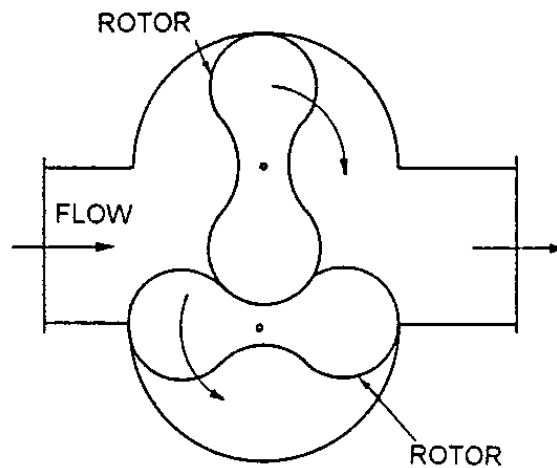
Figura 78. Tipos de medidores de caudal más comunes



Fuente. Autores

7.5.2.1 Medidor de caudal de desplazamiento positivo tipo rotativo. Conocido como medidores PD, estos medidores son para manejar caudales bajos, además soportan grandes diferenciales de presión a través del medidor. Es un medidor que maneja buena precisión. El inconveniente de estos medidores es que exige tolerancias mecánicas muy precisas, lo cual eleva su costo. Se selecciono este medidor con referencia G100 con alcance de (8 – 160) m³/h debido a que el CDT de gas disponía de él, además es el más indicado ya que mide bajos caudales con lo cual se satisface las exigencias en cuanto al rango que vamos a medir.

Figura 79. Esquema representativo del medidor de caudal de desplazamiento positivo tipo rotativo



. Fuente. *measurement, instrumentation and sensors handbook*. John G. Webster 1999

Figura80. Medidor rotativo para ser usado en las pruebas



Fuente. Autores

Para la toma de presión a la entrada del medidor se utilizó un espigo de ¼” NPT el cual se introdujo en una toma que viene predeterminada en el medidor especialmente para esto.

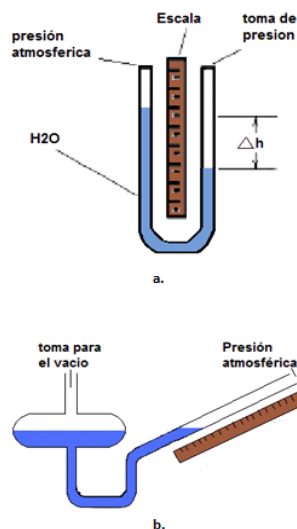
7.5.3 Manómetros. Para medir las presiones tanto manométricas como de vacío se utilizaron 3 manómetros de columna en U tipo diferencial y un manómetro inclinado, los cuales se fabricaron y posteriormente se calibraron en el CDT de gas. Estos manómetros se utilizaron por su gran sensibilidad en la medición y porque miden rangos de presiones bajas, esta fue una característica importante para su utilización, además ofrecían un bajo costo con respecto a un manómetro digital, que era la otra opción. El fluido usado para estos manómetros fue agua destilada con un colorante que no le cambió las características de densidad; en la tabla se muestra el tipo de manómetro, y el lugar de la toma.

Tabla 14. Manómetros usados para determinar las presiones en diferentes puntos del quemador

Tipo de manómetro	Presión manométrica medida	Lugar donde se mide
Diferencial en U	Presión positiva	Entrada del medidor de aire
Diferencial U	Presión de vacío	Entrada del medidor de gas
Diferencial U	Presión positiva	Entrada del inyector
Inclinado	Presión de vacío	Cámara de mezcla

Fuente. Autores

Figura 81. Manómetros usados para medir la presión, (a) manómetro en U tipo diferencial, (b) manómetro inclinado



Fuente. Autores

7.5.4 Medidor de condiciones ambientales. Para medir las condiciones ambientales del entorno se utilizó un anemómetro marca Kestrel, con el cual se determinaron: la humedad relativa, la temperatura ambiente y la presión atmosférica, con esto se lograban conocer las condiciones a las cuales opera el quemador y conocer cambios sensibles de temperatura para tener cuidado en tener unas condiciones estables de operación. En la tabla se muestran algunas especificaciones técnicas del anemómetro.

Tabla 15. Especificaciones técnicas del anemómetro Kestrel

		Precisión	Resolución
Temperatura			
Campo de medición	-29 °C a 70 °C	1°C	0,1°C
Tiempo de reacción	aprox. 1 min.		
Wind chill	si		
Temperatura de bulbo húmedo	si		
Humedad relativa			
Campo de medición	5% a 95%	3%	0,10%
Tiempo de reacción	aprox. 1 min.		
Punto de rocío	±3 °C (por encima 20% R.H.)		
Índice de calentamiento	±3 °C		
Presión barométrica del aire			
Campo de medición	870 a 1080 mbares	3 mbar	1 mbar
Altura sobre N.M. (nivel del mar)	si		

Fuente. Autores

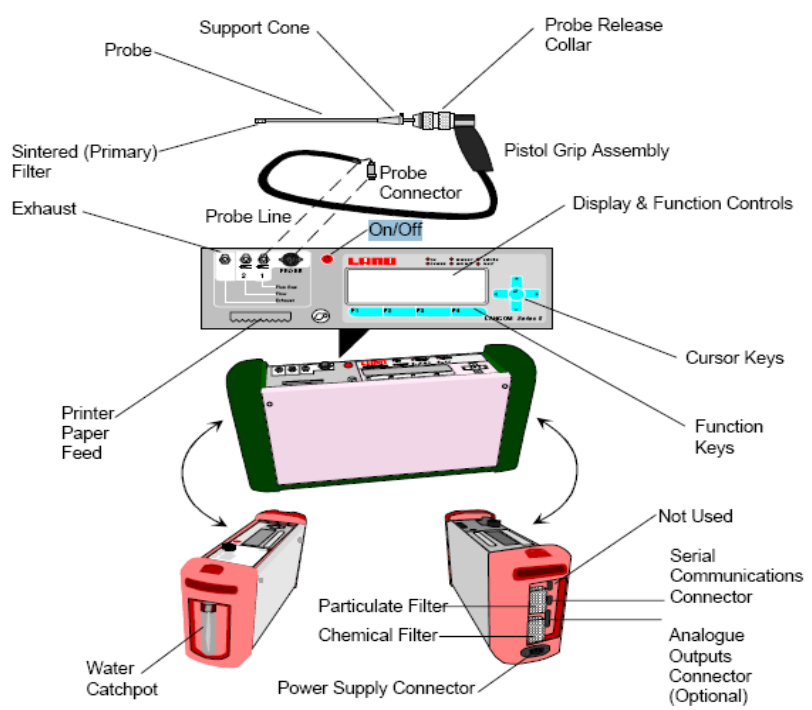
Figura 82. Anemómetro Kestrel usado para medir las condiciones ambientales



Fuente. Autores

7.5.5 Analizador de los gases de combustión. Para determinar la composición en base seca de los gases de combustión, se uso un equipo modelo lancom series II y marca Land, el cual ofrece una medición de 9 gases presentes en las emisiones como se muestra en la tabla y. el equipo posee la ventaja de trabajar en un amplio rango de voltajes (90 a 265 v). Además es de peso liviano (Aprox. 6 kg). Para grabar los registros de las emisiones se guardaron en el equipo automáticamente, tomándose registros cada 15 seg. Con registro de fecha y hora para tener concordancia con el tiempo durante el cual se tomaron los demás datos de caracterización del quemador.

Figura 83. Principales componentes del analizador



Fuente. Instruction Manual. LANCOS Serie II.

Tabla 16. Tipos de sensores usados en la medición

Tipo de sensor	Uso
<i>Electrochemical Cells</i>	O ₂ , CO(low), CO (low H ₂ compensated), NO, CO(high), SO ₂ , NO ₂ , H ₂ S
<i>Pellistor/Catalytic</i>	Hidrocarburos
<i>Optical Infrared</i>	CO ₂

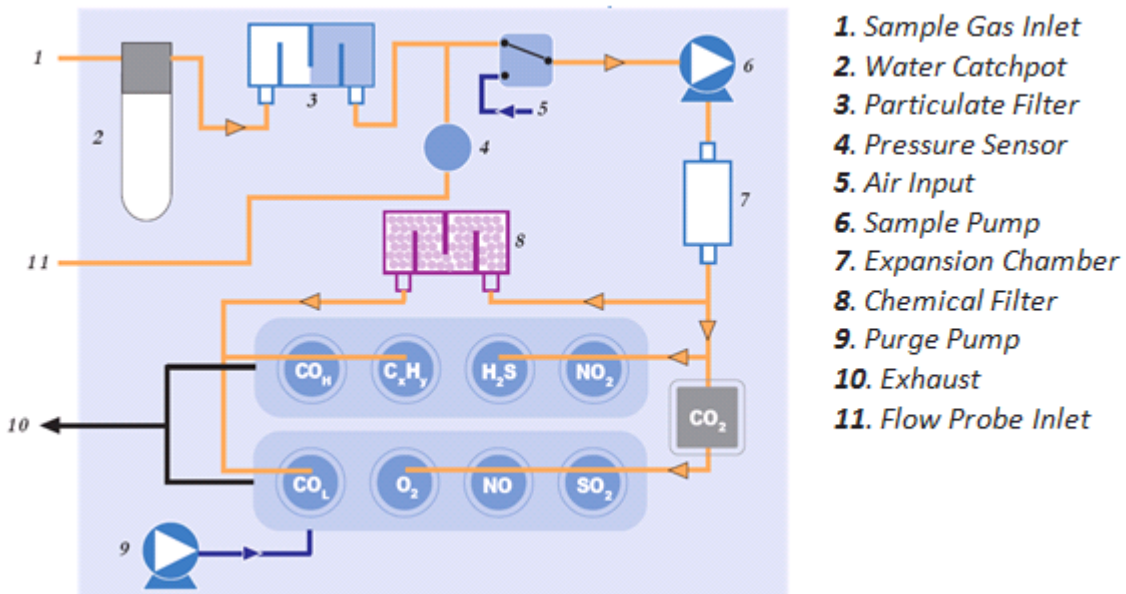
Fuente. Instruction Manual. LANCOS Serie II.

Tabla 17. Rangos de medición de los diferentes gases en las emisiones

Gas cells	Range	Accuracy the larger of	Resolution
Oxygen, O ₂	0 to 25%	0.2% Volume or 1% of reading	0.1% Vol.
Carbon Monoxide, CO Low	0 to 2 000ppm	4 ppm or 4% of reading	1ppm
Carbon Monoxide, CO Low (H ₂ compensated)	0 to 2 000 ppm	4 ppm or 4% of reading	1ppm
Carbon Monoxide, CO High	0 to 40 000 ppm	40 ppm or 4% of reading	10ppm
Sulphur Dioxide, SO ₂	0 to 2 000 ppm	4 ppm or 4% of reading	1ppm
Nitrogen Monoxide, NO	0 to 1 000 ppm	4 ppm or 4% of reading	1ppm
Nitrogen Dioxide, NO ₂	0 to 100 ppm	4 ppm or 4% of reading	1ppm
Carbon Dioxide, CO ₂	0 to 25%	0.5% Vol. or 4% of reading	0.1% Vol.
Hydrogen Sulphide, H ₂ S	0 to 200 ppm	4 ppm or 4% of reading	1ppm
Hydrocarbons C _x H _y	0 to 50 000 ppm	(Application dependent)	0 to 5.0% Vol

Fuente. Autores

Figura 84. Esquema general de funcionamiento del analizador



Fuente. www.ametek-land.com

Figura 85. Fotografía del Analizador de gases de combustión



Fuente. Autores

7.5.6 Comprobación de las dimensiones geométricas del quemador. Para comprobar las dimensiones del quemador se utilizó un calibrador digital, el cual podía leer hasta dos cifras decimales de milímetros (centésimas de milímetro), con el cual se verificaron las medidas del diámetro del cuello del mezclador, diámetro de salida y de entrada de cada inyector, diámetro principal del estabilizador, diámetro de los 18 agujeros del estabilizador, esto se efectuó para realizar las correcciones en los cálculos respectivos.

7.5.6.1 Pruebas de rugosidad en diversos elementos del quemador. La rugosidad juega un papel importante, para tener unas condiciones de flujo adecuadas en el inyector, en el mezclador y en el estabilizador de llama, para esto se realizó una prueba de rugosidad en estos elementos, el equipo utilizado para este fin es un rugosímetro Mitutoyo SJ-201P (ver figura 85).

La prueba se realizó en el CDT de gas; Personal de la corporación tomó tres medidas de rugosidad para cada elemento, para posteriormente tener un promedio. En algunas zonas como la sección convergente del mezclador no se

pudo tomar esta medición, debido a que la punta del rugosímetro (punta de la aguja: Diamante, $90^\circ / 5\mu\text{mR}$) no debe tener cambios de nivel a lo largo de la zona que está midiendo y fue difícil fijar el rugosímetro en una posición con un ángulo similar al ángulo del convergente del mezclador.

Figura 86. (a) Rugosímetro, (b) Prueba de rugosidad en un elemento del quemador



a.

b.

Fuente. Autores

Se leyeron rugosidades en promedio de 1,4 (micrómetros) para los elementos maquinados en acero inoxidable (mezclador e inyectores) y de 5,5 (micrómetros) para el estabilizador de llama que fue maquinado en bronce.

7.6 UNIDAD UTILIZADA PARA LA GENERACION DE FLUJO (VENTILADOR)

El elemento generador de flujo es importante ya que permite, manejar una serie de caudales, los cuales se verán afectados por la caída de presión de toda la línea de aire, lo cual puede alterar las condiciones de operación a las cuales va a trabajar el quemador, debido a que podrían existir pérdidas grandes, a causa de válvulas, accesorios, tuberías, etc. Por esto se hicieron pruebas iniciales con el generador de flujo, que es un blower regenerativo modelo R2103, el cual maneja un caudal máximo de 42 cfm (1189.31 L/min) a 60 Hz, una de las ventajas de estos tipos de blower es que tanto la entrada como la salida poseen amortiguación interna, lo cual absorbe las vibraciones producidas por el montaje inadecuado de él.

Figura 87. Blower regenerativo utilizado para generar el flujo hacia el quemador de aire inductor



Fuente. GAST *Regenair Regenerative Blowers*

Figura 88. Blower regenerativo instalado



Fuente. Autores

8. RESULTADOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS

8.1 COMPORTAMIENTO DE INDUCCIÓN REAL VERSUS COMPORTAMIENTO DE INDUCCIÓN TEÓRICO

Como se mencionó en la sección 5.1, se desarrolló un análisis dimensional al fenómeno de inducción en quemadores de premezcla, obteniéndose 4 parámetros adimensionales de los cuales dependía el fenómeno de inducción, los cuales son los siguientes:

$\pi_{nueva} = \frac{\rho_{gas} * \dot{Q}_{gas}}{\mu_{gas} * \pi * D_{cuello}}$ (se ingresó el valor constante del número π en el denominador)

$$\pi_4 = \frac{D_{cuello}}{d_i}$$

$$\pi_5 = \frac{\rho_{aire} * V_{aire} * d_i}{\mu_{aire}} = \frac{4 * \dot{m}_{aire}}{\mu_{aire} * \pi * d_i}$$

$$\pi_6 = \omega$$

Siendo D_{cuello} =diámetro del cuello del mezclador y d_i =diámetro de descarga del inyector de aire.

A π_{nueva} se definirá como (π_{gas}) número adimensional del gas, π_5 es el número de Reynolds del aire en la sección de descarga del inyector y $\pi_6 = \frac{P_{gas} - P_{zona\ de\ combustión}}{P_{aire} - P_{zona\ de\ combustión}}$ tomaremos su valor inverso, para observar mejor el comportamiento con respecto a la variación de la presión del aire en el inyector y como la cámara de combustión permaneció a presión atmosférica, esta variable adimensional sería equivalente a la razón entre la presión manométrica de entrada del aire al inyector y la presión manométrica de entrada del gas al quemador. De esta manera se construyeron unas curvas para cada inyector ($\pi_4 = \frac{D_{cuello}}{d_i} = \text{constante}$), tomando como abscisas a π_6 y como ordenadas a π_{gas} , permaneciendo constante el número de Reynolds del aire en la descarga del inyector, de tal forma que cada gráfica para cada inyector consta de 5 curvas (5 números de Reynolds para el aire, ya que se tomaron 5 caudales de aire):

$$\pi_{gas} = f\left(Re_{aire}, \frac{P_{aire}}{P_{gas}}\right), \text{ para cada inyector } (\pi_4 = \frac{D_{cuello}}{d_i} = \text{constante}).$$

De esta forma se obtuvieron unas graficas experimentales, las cuales serán comparadas con las mismas gráficas teóricas; Para obtener las gráficas teóricas se acudió a la ecuación 107 de la sección 4.3:

$$\frac{\dot{m}_{mezcla}^2}{\rho_{mezcla} * A_{cuello}} = \frac{2 * [I_{gas\ motriz\ inyectado} - (A_{cuello} * \Delta P_{contrapresi\ ón\ real})]}{(1 + K_{global})}$$

En esta ecuación se remplazaron las siguientes relaciones:

$$* . \dot{m}_{mezcla} = \dot{m}_{aire} + (\rho_{gas} * \dot{Q}_{gas})$$

$$* . \rho_{mezcla} = \frac{\dot{m}_{mezcla}}{\dot{Q}_{mezcla}} = \frac{\dot{m}_{aire} + (\rho_{gas} * \dot{Q}_{gas})}{\dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{gas}}$$

Considérese $\dot{Q}_{mezcla} = \dot{Q}_{aire} + \dot{Q}_{gas}$, ya que con los valores de presión manejados ($P < 100$ milibar) el flujo se puede considerar incompresible.

$$* . I_{gas\ motriz\ inyectado} = \frac{(\dot{m}_{aire})^2}{\rho_{aire} * A_{inyector}}$$

$$* . \Delta P_{contrapresi\ ón\ real}$$

$$= P_{cámara\ de\ combusti\ ón} - P_{gas\ a\ la\ entrada\ del\ quemador} = 0 - P_{gas\ a\ la\ entrada\ del\ quemador}$$

$$\Delta P_{contrapresi\ ón\ real} = -P_{gas\ a\ la\ entrada\ del\ quemador}$$

$P_{gas\ a\ la\ entrada\ del\ quemador}$ Es negativo, ya que es una presión de vacío, de tal forma que $\Delta P_{contrapresi\ ón\ real}$, es de signo positivo.

Con estas relaciones la ecuación 107 se transforma en una ecuación cuadrática para el gas, de la forma: $a\dot{Q}_{gas}^2 + b\dot{Q}_{gas} + c = 0$

Los valores para las constantes a, b y c son los siguientes:

$$a = \rho_{gas}$$

$$b = (\rho_{gas} * \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}}) + \dot{m}_{aire}$$

$$c = \left(\frac{\dot{m}_{aire}^2}{\rho_{aire}} \right) - \left[\frac{2 * A_{cuello}}{1 + K_{global}} * \left(\frac{\dot{m}_{aire}^2}{\rho_{aire} * A_{inyector}} - A_{cuello} * \Delta P_{contrapresi\ ón\ real} \right) \right]$$

De esta manera se calculó el caudal de gas teóricamente, para los valores de presiones del gas a la entrada del quemador medida, para el flujo másico de aire medido, para las densidades del aire y del gas calculadas, para el área del inyector y del cuello medidas y para el K_{global} calculado.

Estas curvas teóricas se compararon con las curvas experimentales medidas, obteniéndose valores numéricos para las curvas de tendencia observadas tanto teóricamente como experimentalmente.

8.1.1 Curvas de consumo de gas (Gráficas de π_{gas} y de Potencia de consumo de gas)

Figura 89. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento relativo: π_{gas} Versus $\frac{P_{aire\ entrada\ inyector}}{P_{gas\ entrada\ al\ quemador}}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $\frac{D_{cuello}}{d_i} = 1,61178 \rightarrow \frac{A_{cuello}}{A_{inyector}} = 2,59784$

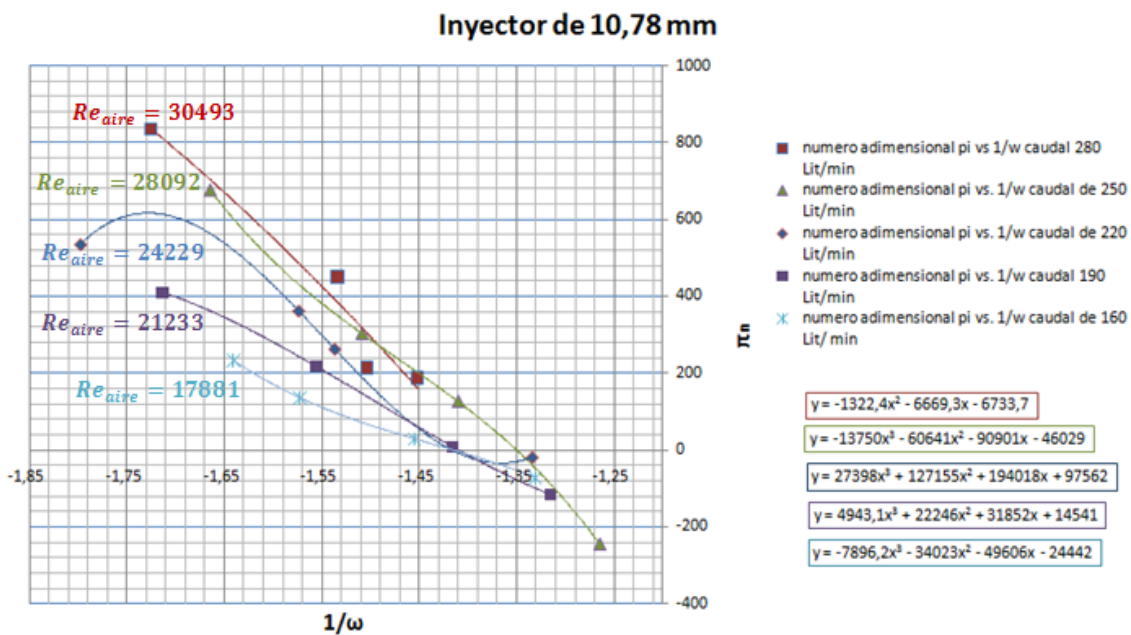
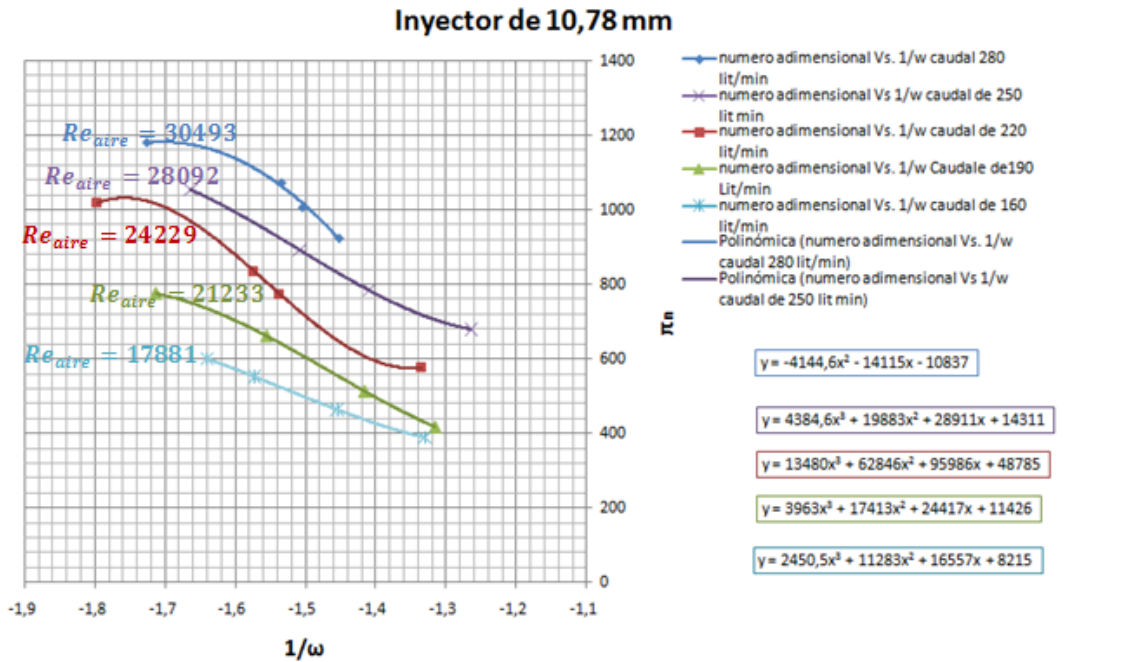


Figura 90. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento absoluto:
 $Potencia_{gas}$ (KW) Versus $\frac{P_{aire\ entrada\ inyector}}{P_{gas\ entrada\ al\ quemador}}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5

valores de caudal de aire), dejando constante la relación $\frac{D_{cuello}}{d_i} = 1,61178 \rightarrow$

$$\frac{A_{cuello}}{A_{inyector}} = 2,59784$$

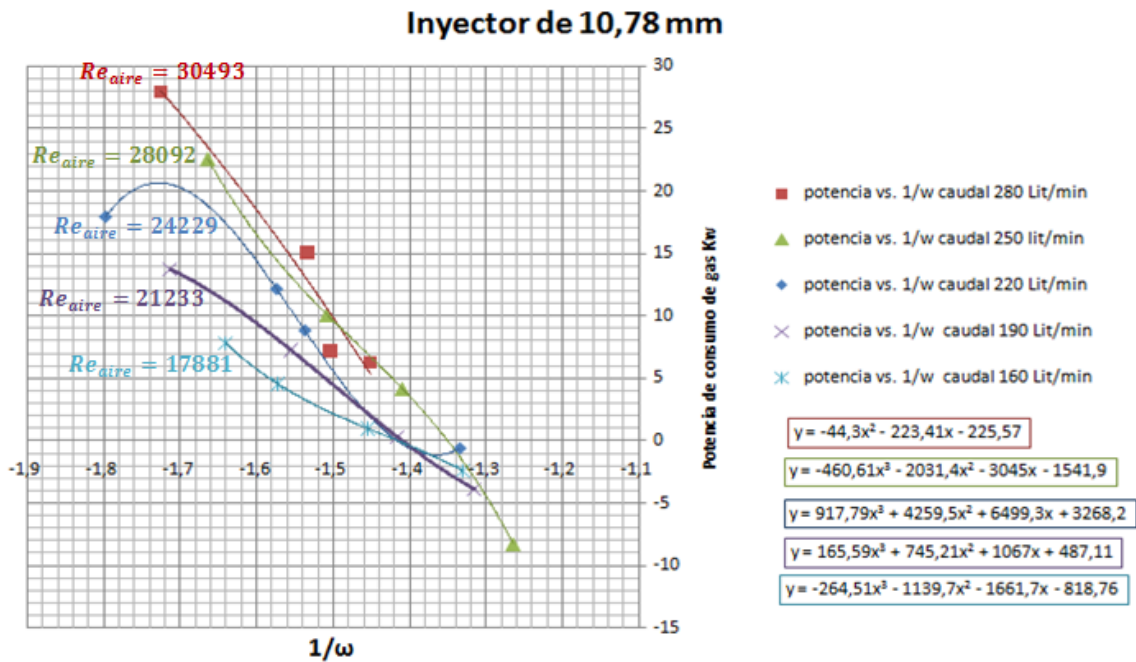
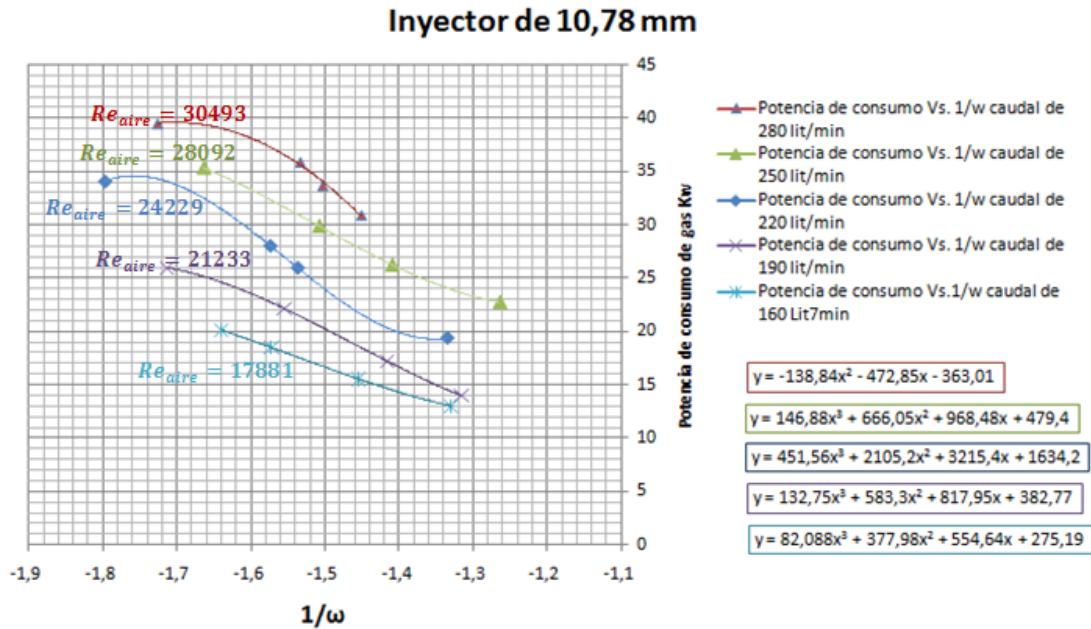
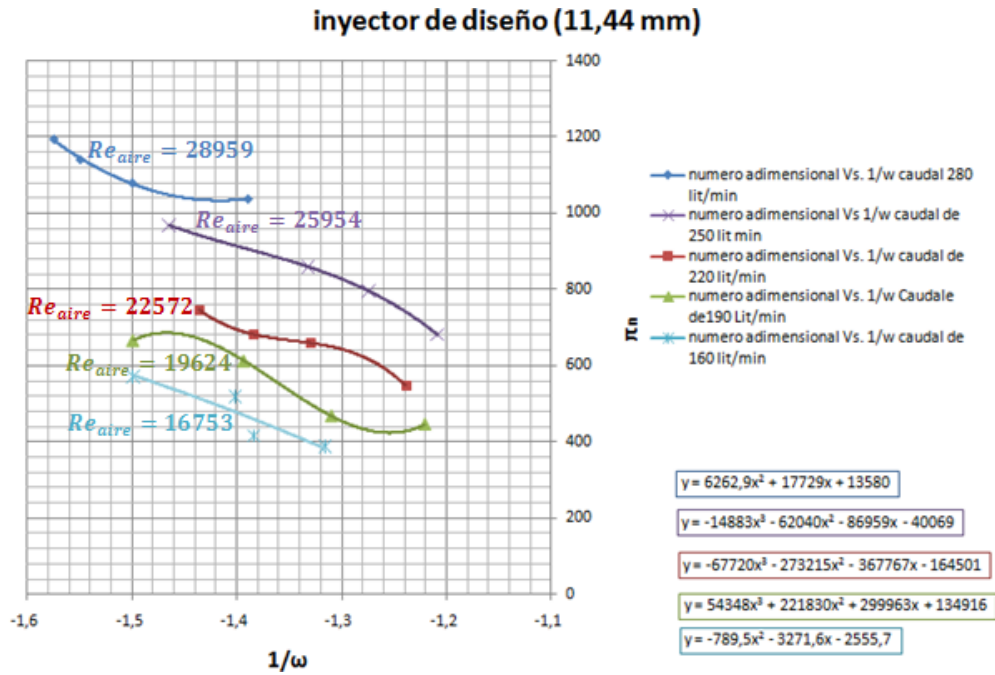
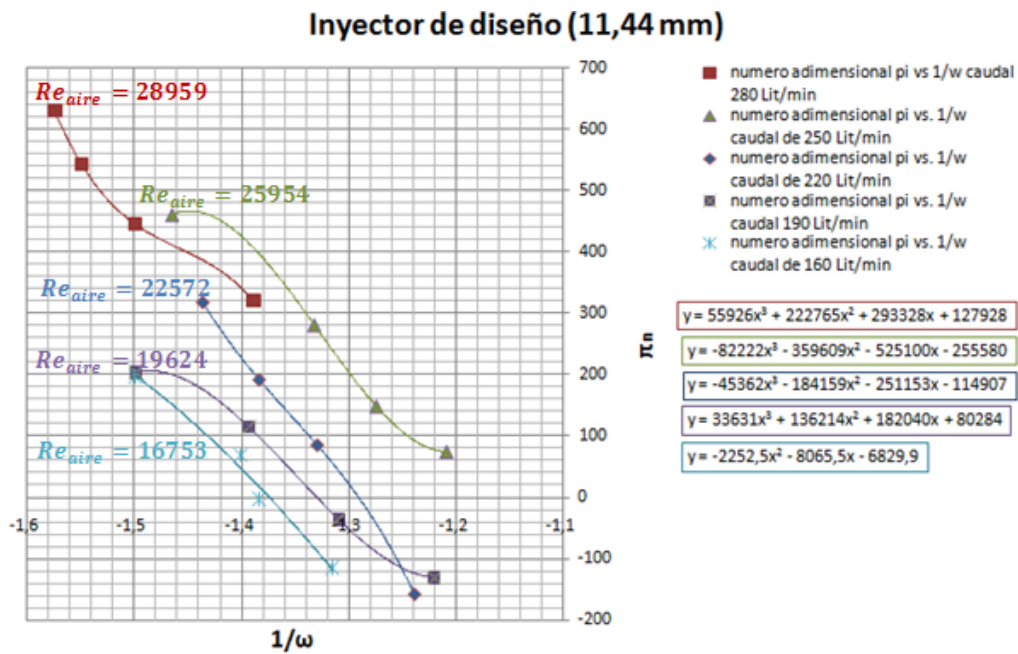


Figura 91. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento relativo: π_{gas} Versus $\frac{P_{aire\ entrada\ inyector}}{P_{gas\ entrada\ al\ quemador}}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $\frac{D_{cuello}}{d_i} = 1,51879 \rightarrow \frac{A_{cuello}}{A_{inyector}} = 2,3067$



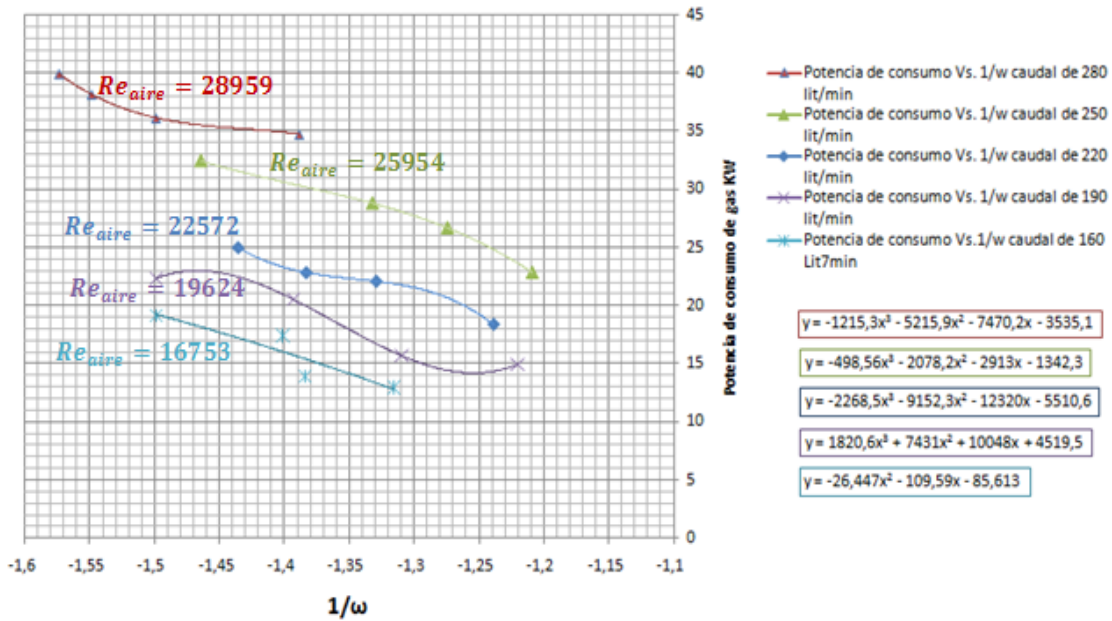
a.



b.

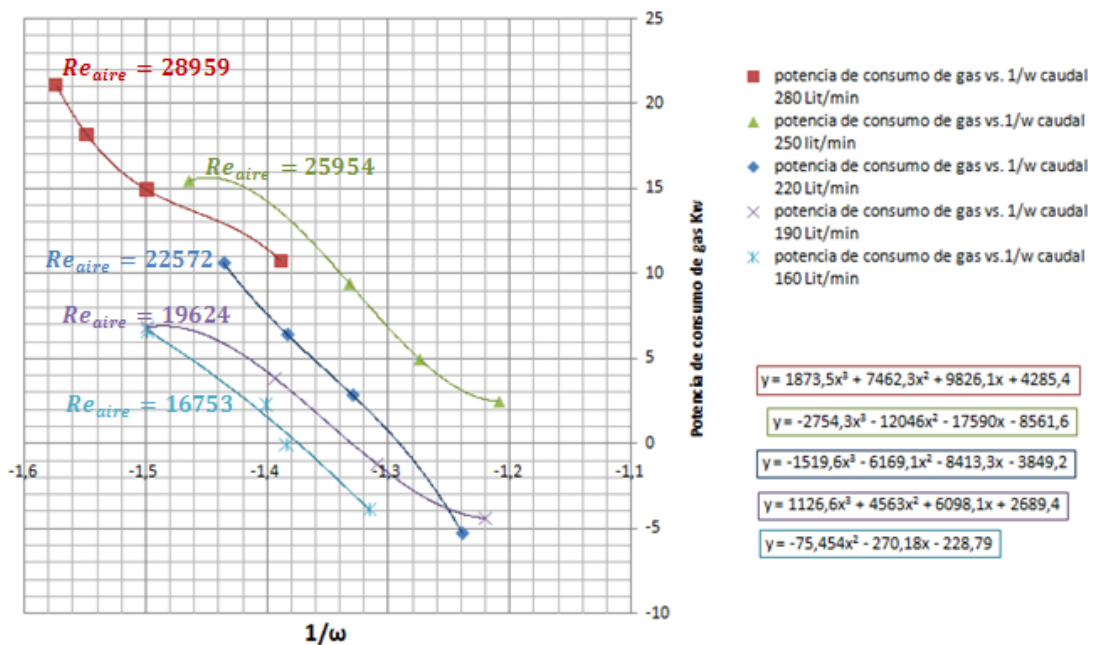
Figura 92. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento absoluto: $Potencia_{gas}$ (KW) Versus $\frac{P_{aire\ entrada\ inyector}}{P_{gas\ entrada\ al\ quemador}}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $\frac{D_{cuello}}{d_i} = 1,51879 \rightarrow \frac{A_{cuello}}{A_{inyector}} = 2,3067$

Inyector de diseño (11,44 mm)



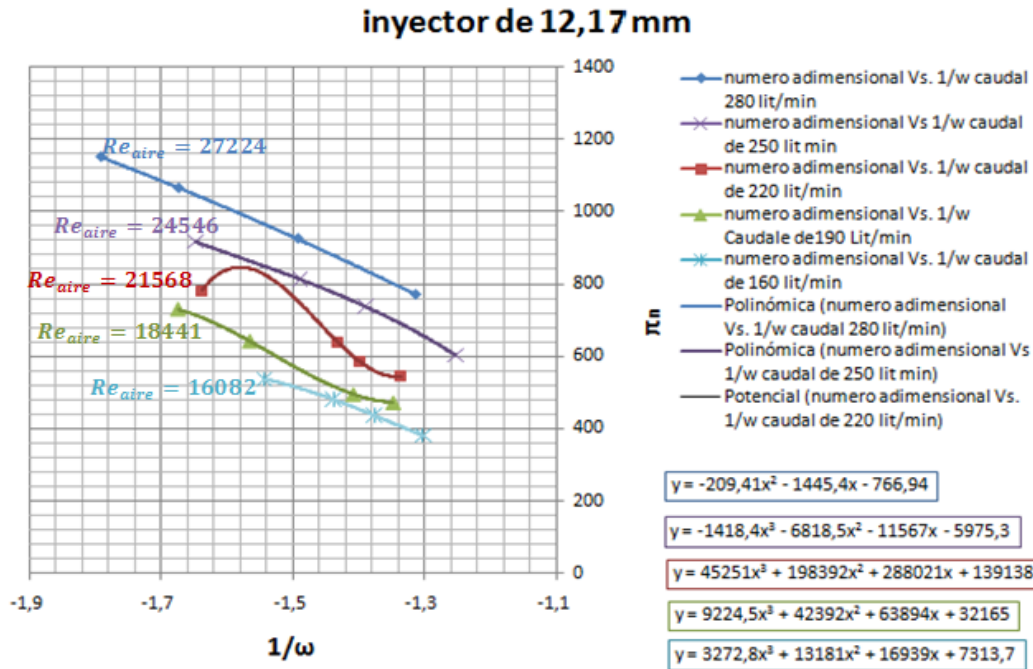
a.

inyector de diseño (11,44 mm)

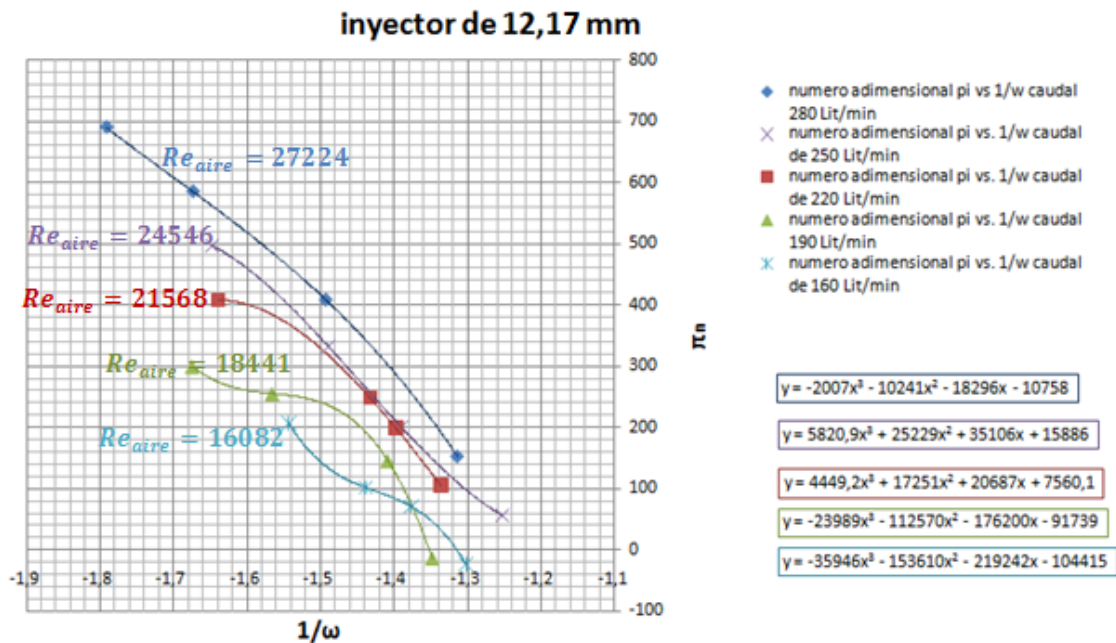


b.

Figura 93. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento relativo: π_{gas} Versus $\frac{P_{aire\ entrada\ inyector}}{P_{gas\ entrada\ al\ quemador}}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $\frac{D_{cuello}}{d_i} = 1,42769 \rightarrow \frac{A_{cuello}}{A_{inyector}} = 2,0383$



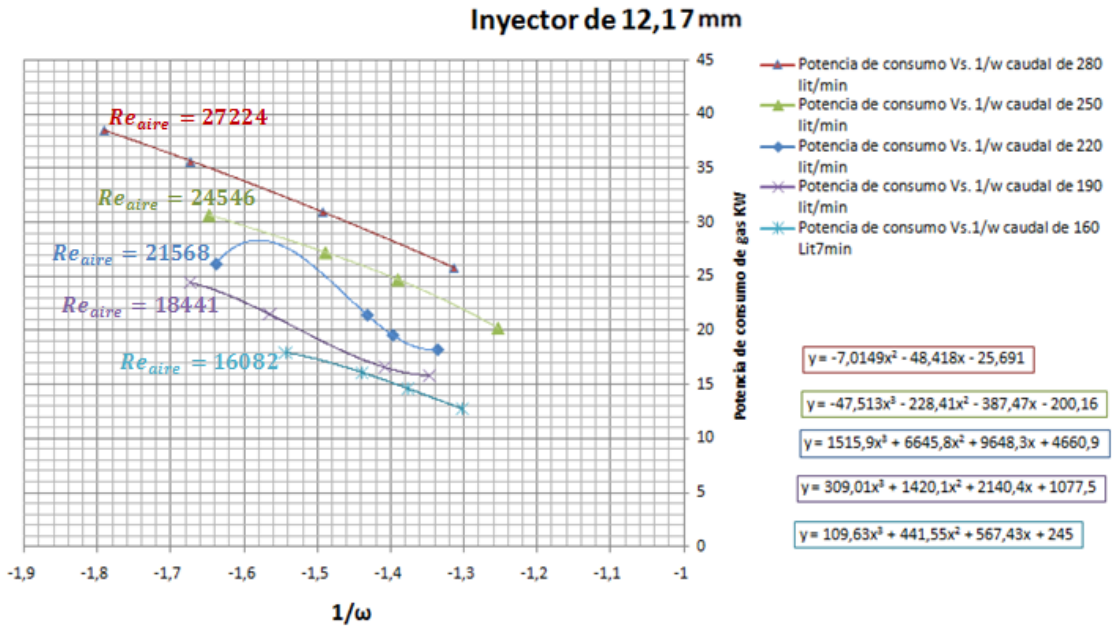
a.



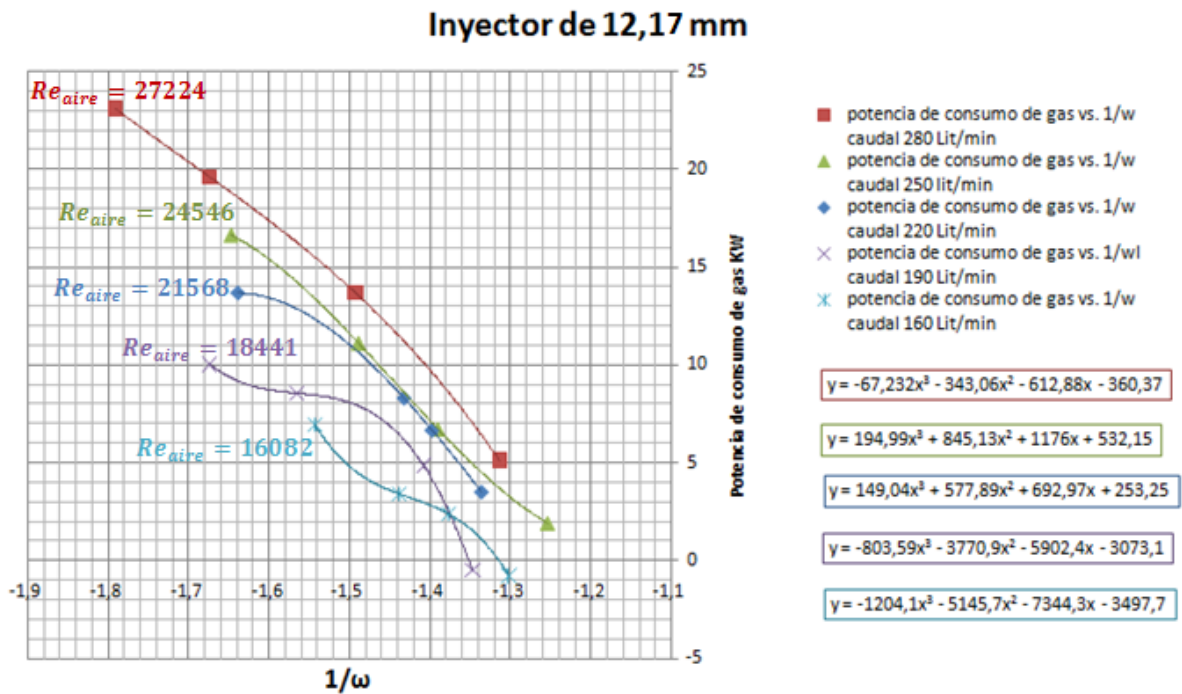
b.

Figura 94. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento absoluto:
 Potencia_{gas} (KW) Versus $\frac{P_{aire\ entrada\ inyector}}{P_{gas\ entrada\ al\ quemador}}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5
 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $\frac{D_{cuello}}{d_i} = 1,42769 \rightarrow$

$$\frac{A_{cuello}}{A_{inyector}} = 2,0383$$

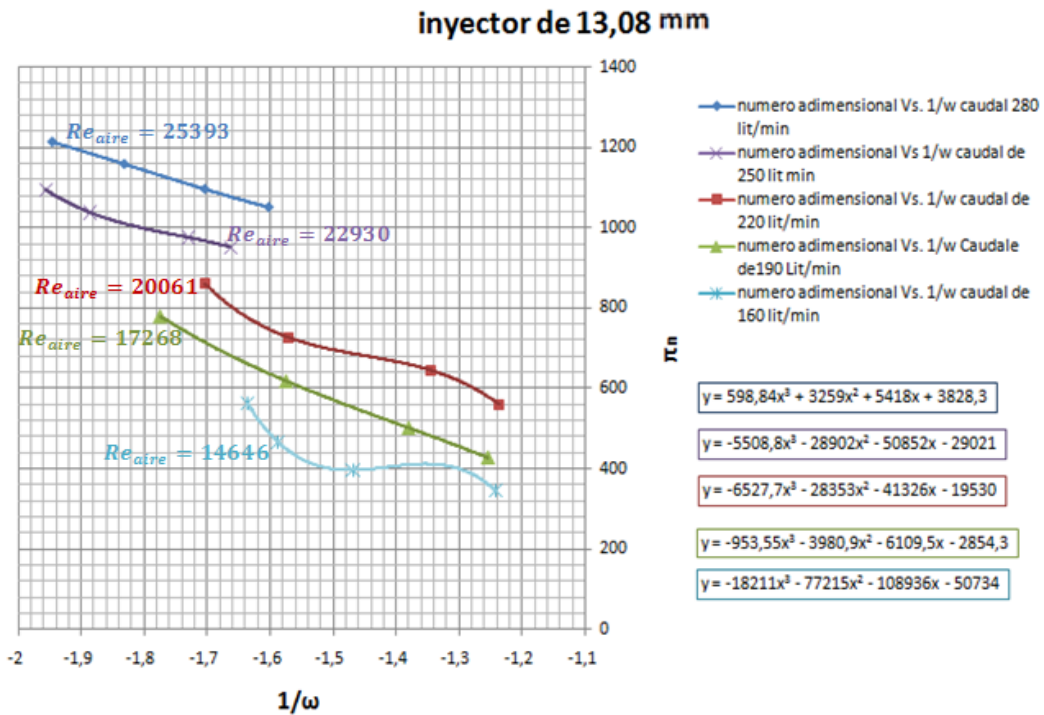


a.

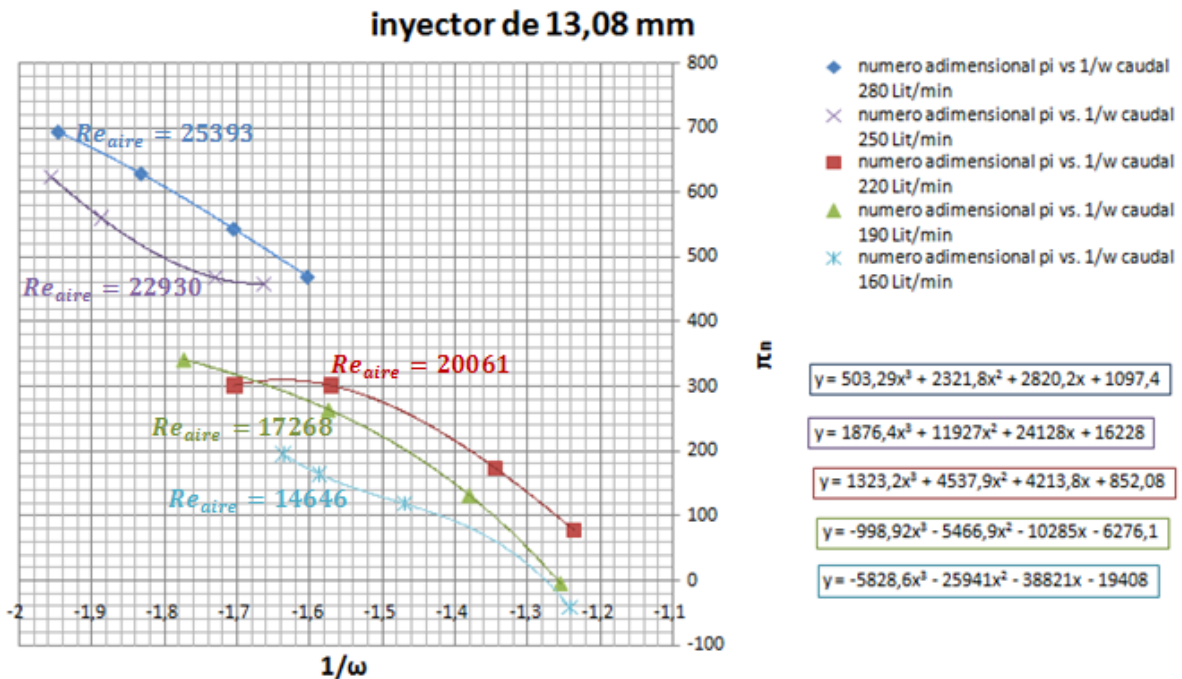


b.

Figura 95. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento relativo: π_{gas} Versus $\frac{P_{aire\ entrada\ inyector}}{P_{gas\ entrada\ al\ quemador}}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $\frac{D_{cuello}}{d_i} = 1,3281 \rightarrow \frac{A_{cuello}}{A_{inyector}} = 1,76388$



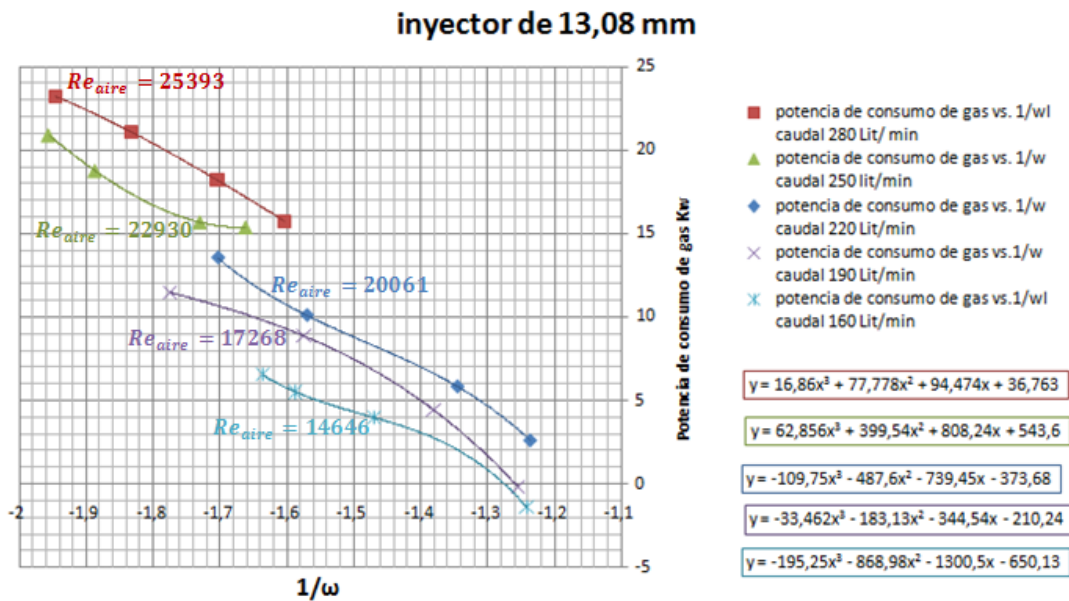
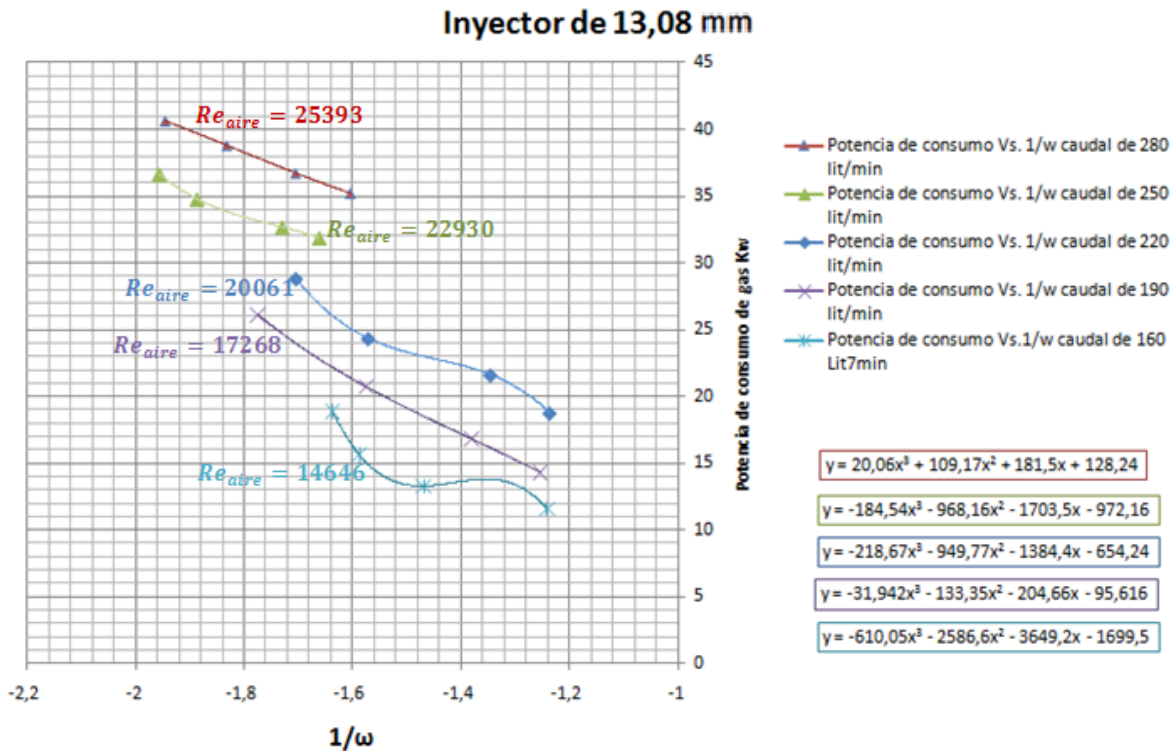
a.



b.

Figura 96. Curva experimental (a) y teórica (b) de comportamiento absoluto: $Potencia_{gas}$ (KW) Versus $\frac{P_{aire\ entrada\ inyector}}{P_{gas\ entrada\ al\ quemador}}$, para 5 valores diferentes de Re_{aire} (5 valores de caudal de aire), dejando constante la relación $\frac{D_{cuello}}{d_i} = 1,3281 \rightarrow$

$$\frac{A_{cuello}}{A_{inyector}} = 1,76388$$



De la figura 90 a 96, se puede observar el comportamiento del fenómeno de inducción experimental y el comportamiento del fenómeno de inducción teórico, se puede ver que las curvas experimentales y las teóricas presentan forma geométrica similar, aunque varían en su posición con respecto al eje de las ordenadas (número adimensional del gas y potencia de consumo de gas), esta diferencia se debe a la gran incertidumbre que tiene el cálculo del coeficiente de pérdidas globales del flujo a través del quemador (K_{global}) el cual hace parte del término independiente de la ecuación cuadrática obtenida teóricamente, ya que el cálculo de K_{global} se hizo por medio de las ecuaciones desarrolladas en la sección 4.2, las cuales fueron tomadas de la referencia [2], en la cual no mencionan la metodología desarrollada para la estimación de dichas ecuaciones, ni los valores de incertidumbre asociados a estas ecuaciones.

Por esto es importante el desarrollo de este experimento, el cual muestra con mayor precisión como es el comportamiento del fenómeno de inducción.

De estas curvas podemos observar que para un inyector determinado, a medida que el flujo de aire se incrementa (números de Reynolds del aire alto), la potencia se incrementa, también se puede observar que a medida que se incrementa el flujo de aire se incrementa en mayor valor la presión a la entrada del inyector que el valor absoluto del vacío del gas a la entrada del quemador, ya que se observa un desplazamiento hacia la izquierda al aumentar de flujo de aire (aumentar su valor de Reynolds).

De ambos tipos de curvas (tanto teóricas como experimentales) se obtuvieron ecuaciones para las curvas de tendencia desarrolladas por el programa EXCEL, con estas ecuaciones se puede calcular con mayor facilidad los puntos pertenecientes a cada curva.

8.1.2 Curvas de relación de flujo másico de aire y de gas Versus presión de vacío del gas a la entrada del quemador, tomando constante el flujo de aire

($\frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{gas}}$ Versus P_{gas}). En las curvas 97 a 101 se observan curvas que nos muestran

el rango absoluto de funcionamiento de cada inyector para un flujo de aire dado, se puede observar que los inyectores más pequeños incrementan el vacío del gas a la entrada del quemador, esto se debe a que su impulso para un flujo dado aumenta con la disminución del área ($I_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}^2}{\rho * A_{inyector}}$), aunque la relación $\frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{gas}}$ permaneció dentro de rangos equivalentes para cada flujo, observándose esto, gracias a que la estabilidad de la llama la garantizaba el estabilizador de llama y

no el inyector. También se observó que para un inyector determinado, el vacío era más alto para los flujos más altos, esto se explica por medio de la misma ecuación de impulso del aire descargado por el inyector.

De estas graficas también se puede observar que a medida que disminuimos el flujo másico de aire, de la gráfica 105 a la 109, el quemador puede trabajar con relaciones $\frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{gas}}$ mayores, o sea incrementos en el factor de aireación o tasa de aireación. Esto se debe a que para potencias más pequeñas el factor de aireación puede ser alto para funcionamiento estable, ya que según la figura 39 de la sección 4.4.1 que suministran los fabricantes de quemadores, se puede observar este comportamiento para los estabilizadores de llama estándares, en el lado derecho de las curvas presentadas en la figura 37 de la sección 4.4.1.

Para cada flujo de aire y para cada inyector, la presión a la entrada del mismo permanece constante, en la tabla 18 se tabulan estos datos de la presión a la entrada del inyector en milibar.

Tabla 18. Presión de entrada al inyector de aire en milibar para los flujos de aire medidos y para los 4 inyectores

	Inyector de diámetro 10,78 (mm)	Inyector de diámetro 11,44 (mm)	Inyector de diámetro 12,17 (mm)	Inyector de diámetro 13,08 (mm)
Caudal de aire (Litros/min)				
280	8,625	6,8125	5,3875	3,921
250	7,1625	5,0512	4,2857	3,1974
220	5,5	3,9988	3,25	2,3125
190	4,2262	3,1053	2,5	1,7727
160	3,01513	2,325	1,841	1,3295

Figura 97. $\frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{gas}}$ Versus P_{gas} para el flujo de aire de 280 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector

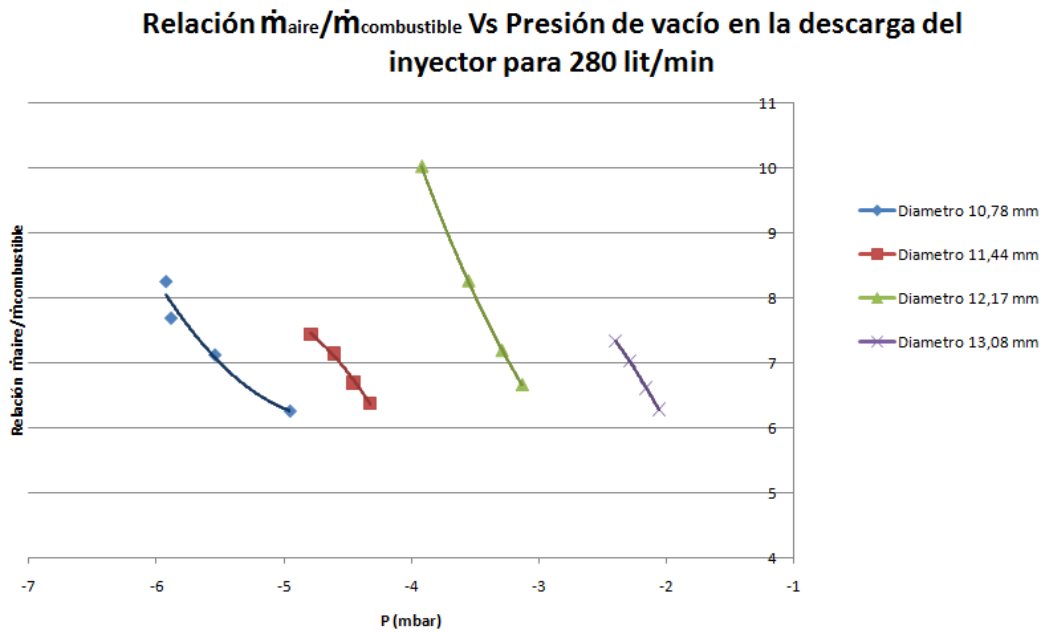


Figura 98. $\frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{gas}}$ Versus P_{gas} para el flujo de aire de 250 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector

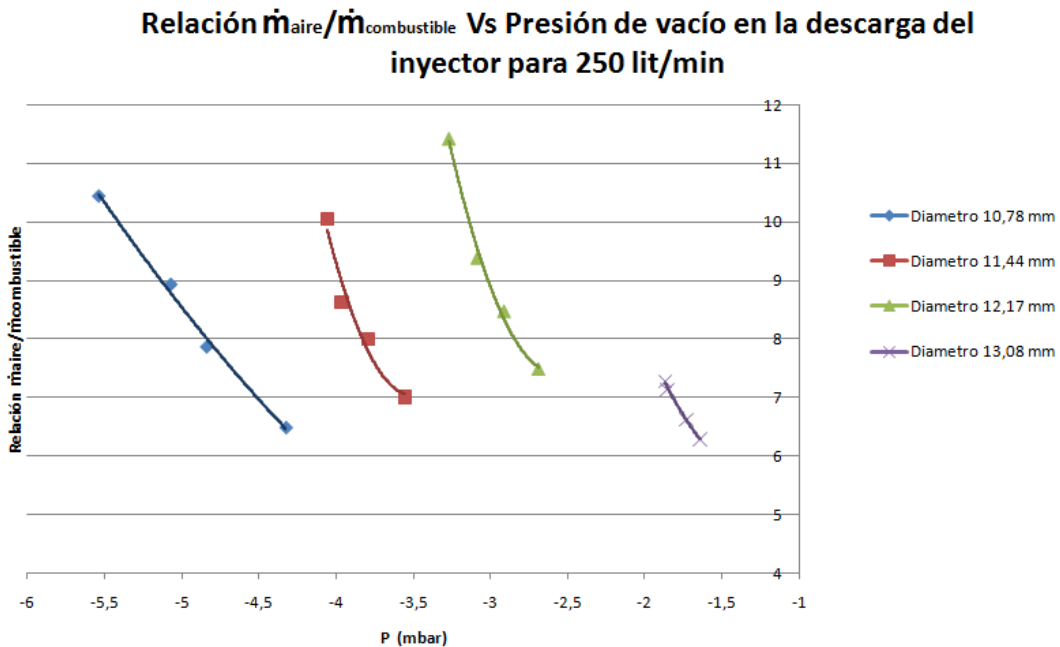


Figura 99. $\frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{gas}}$ Versus P_{gas} para el flujo de aire de 220 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector

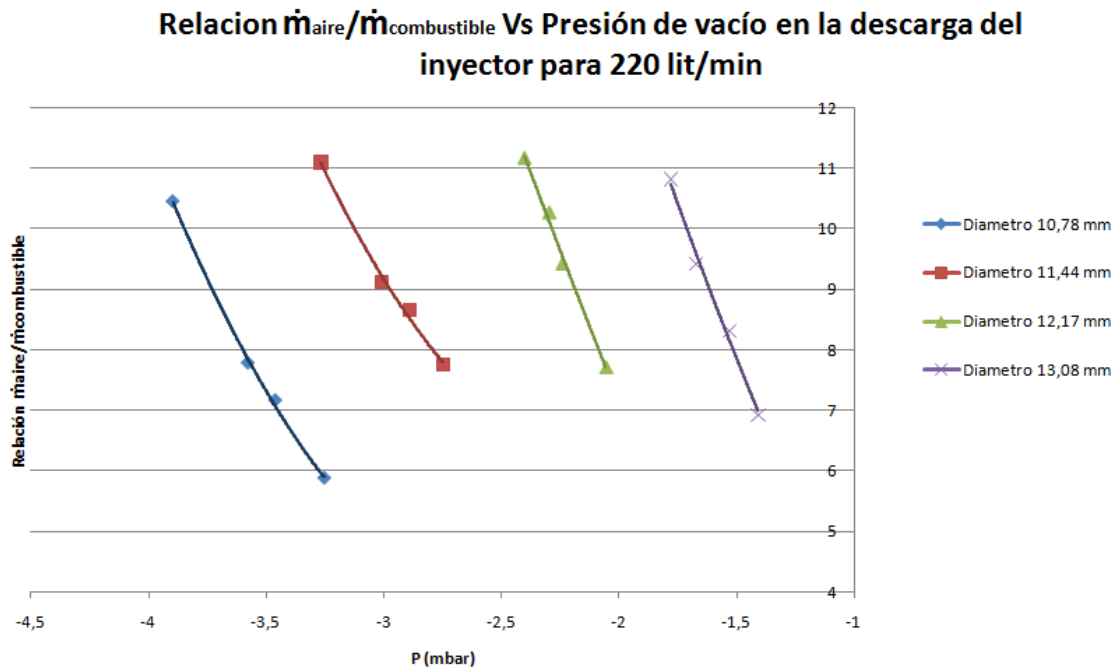


Figura 100. $\frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{gas}}$ Versus P_{gas} para el flujo de aire de 190 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector

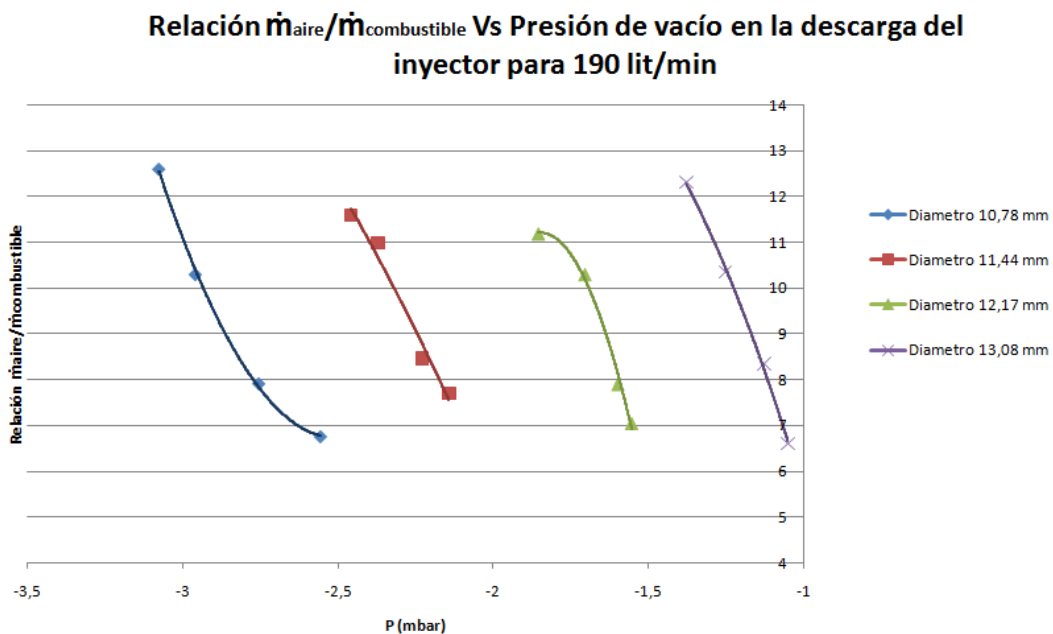
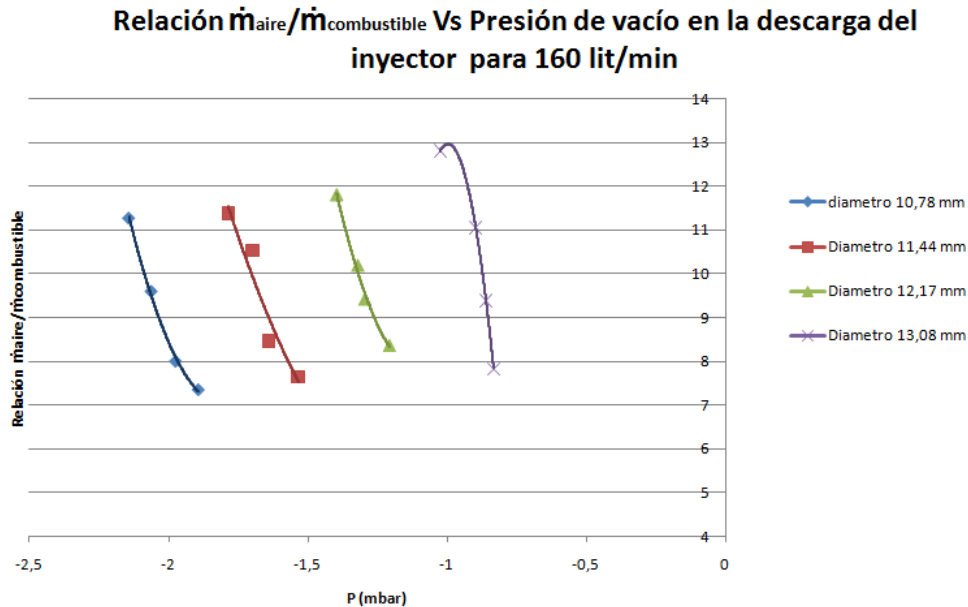


Figura 101. $\frac{\dot{m}_{aire}}{\dot{m}_{gas}}$ Versus P_{gas} para el flujo de aire de 160 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector



8.1.3 Curvas de potencia de consumo de gas, Versus presión, para los 4 inyectores, dejando constante el flujo de aire. Estas curvas tienen la misma forma que las de la sección anterior (sección 8.1.2), ya que exponen también los rangos de valores de presiones de succión del gas inducido en función del diámetro del inyector para un flujo de aire determinado. Difieren en que son de carácter más absoluto, debido a que muestran los valores de potencia que se pueden manejar con cada inyector para un determinado flujo de aire.

De la misma forma que las curvas de la sección anterior, podemos observar que a mayor impulso de aire inyectado (menor área del inyector), mayor vacío generado para la succión del gas inducido. Al igual que todas las curvas presentadas en este estudio, todos los puntos graficados corresponden a puntos estables de operación y de eficiencia mayor a 99%, ya que las emisiones de monóxido de carbono y de hidrocarburos no quemados fueron insignificantes.

Figura 102. $Potencia_{gas}$ (KW) Versus P_{gas} para el flujo de aire de 280 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector

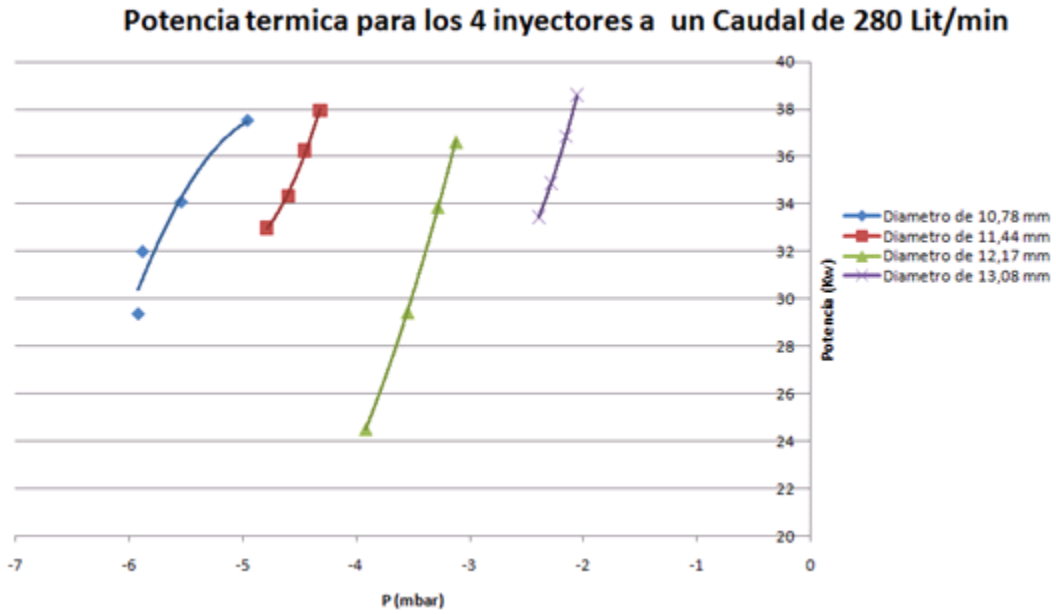


Figura 103. $Potencia_{gas}$ (KW) Versus P_{gas} para el flujo de aire de 250 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector

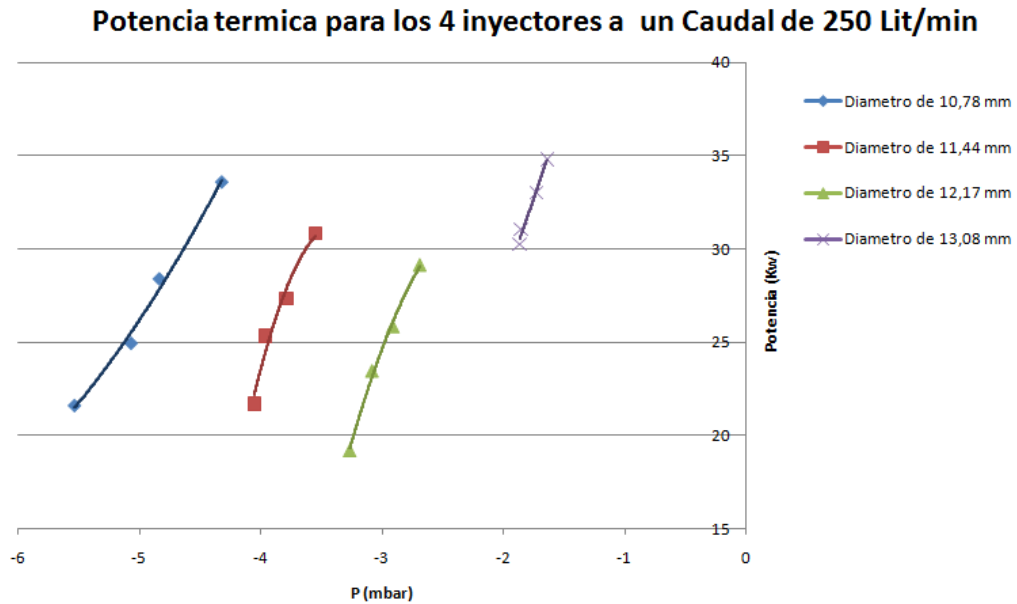


Figura 104. $Potencia_{gas}$ (KW) Versus P_{gas} para el flujo de aire de 220 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector

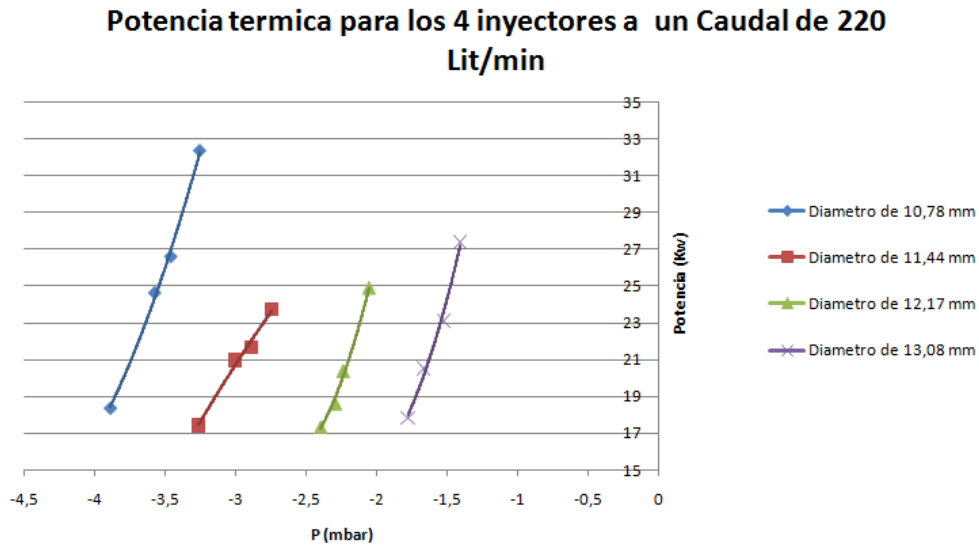


Figura 105. $Potencia_{gas}$ (KW) Versus P_{gas} para el flujo de aire de 190 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector

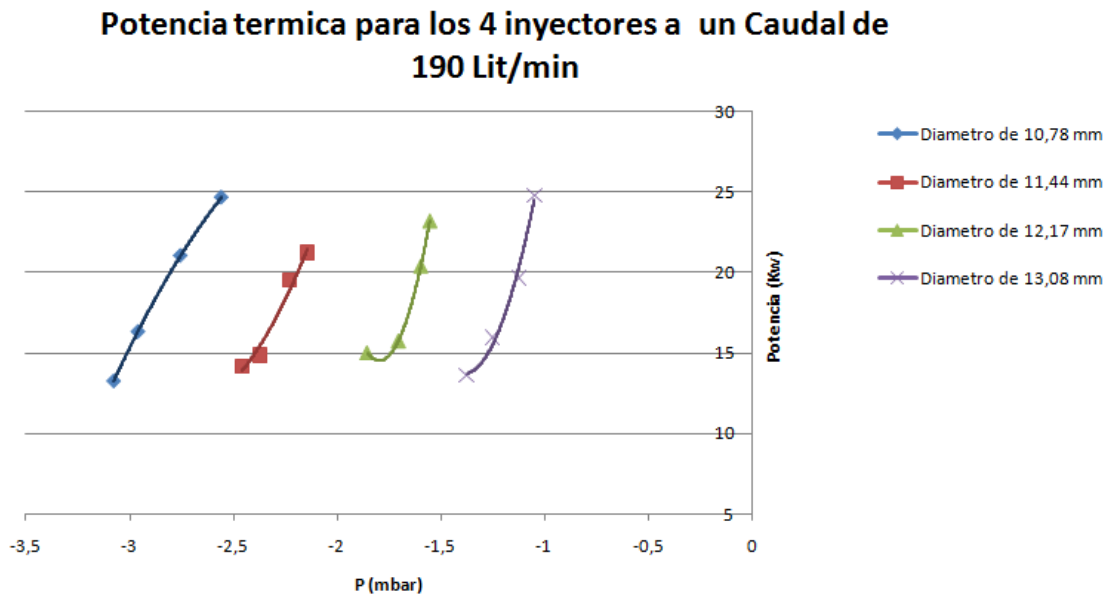
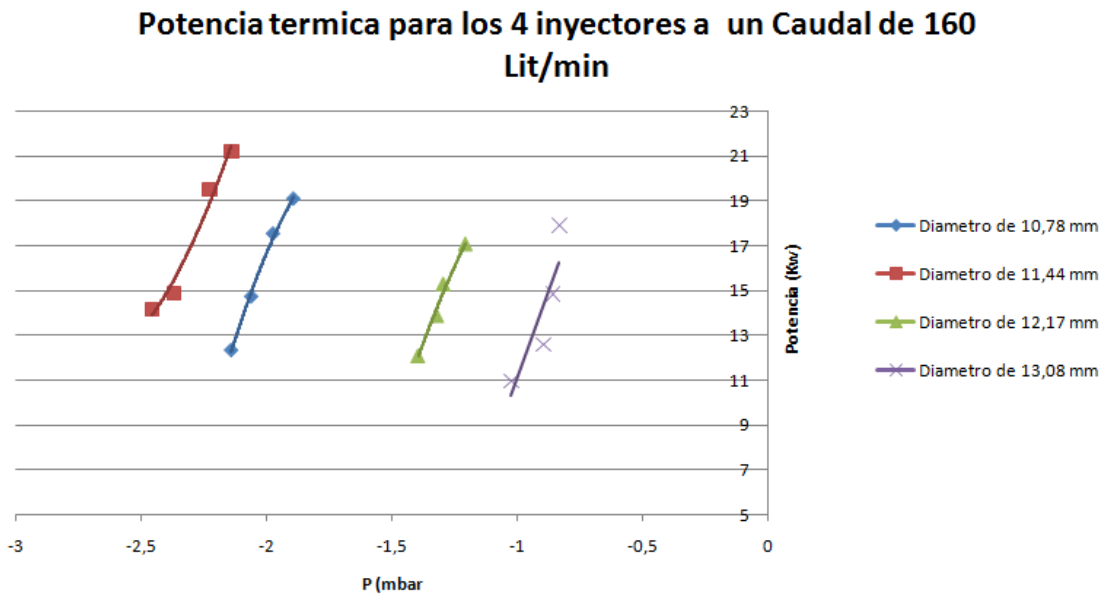


Figura 106. $Potencia_{gas}$ (KW) Versus P_{gas} para el flujo de aire de 160 (Litros/minuto); Curvas características para cada inyector



8.1.4 Curvas de potencia de consumo de gas, Versus caudal de aire, para cada inyector construido. En estas curvas se aprecia el promedio de las potencias de operación más eficientes y de comportamiento estable para cada inyector, tomando como parámetro de entrada el caudal de aire inyectado. De estas curvas se observa la proporcionalidad entre Potencia térmica y flujo inductor (flujo de aire). Como lo describe la ecuación 4.107 de la sección 4.3.1, el cual enmarca el funcionamiento de inducción, en función del impulso del fluido inductor ($I_{aire} = \frac{\dot{m}_{aire}^2}{\rho * A_{inyector}}$). Al aumentar el flujo inductor se aumenta el flujo inducido (flujo de gas), aumentando así la potencia térmica del quemador.

Figura 107. Curva de consumo de potencia de gas, Versus caudal de aire, para el inyector de diámetro 10,78 mm

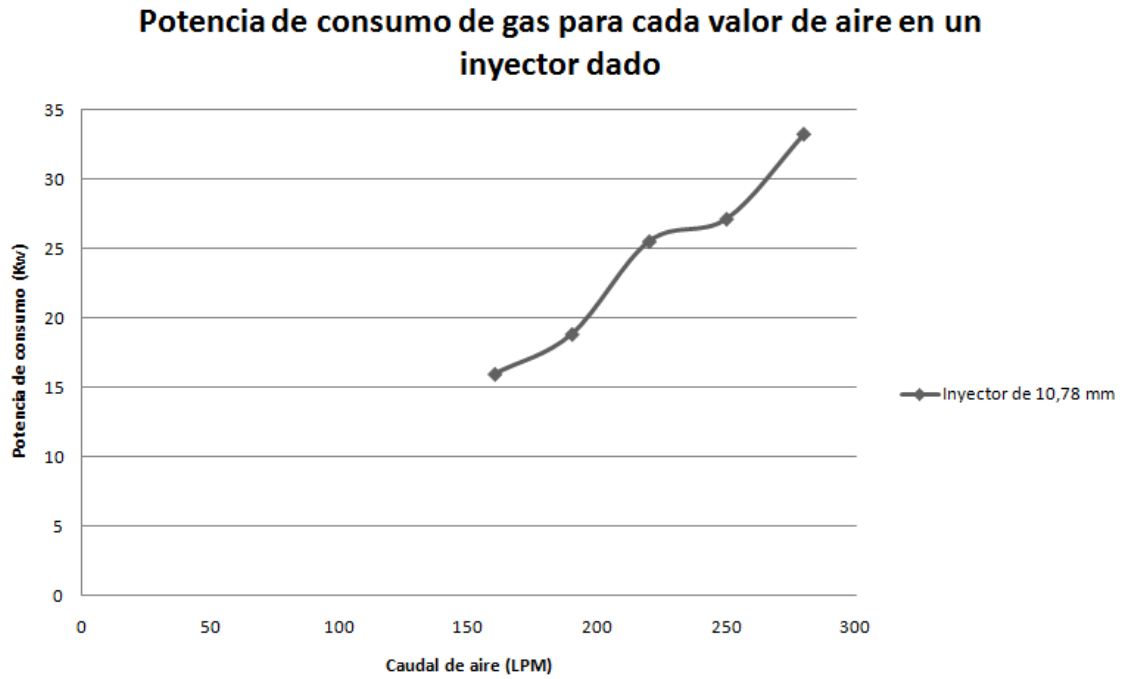


Figura 108. Curva de consumo de potencia de gas, Versus caudal de aire, para el inyector de diámetro 11,44 mm

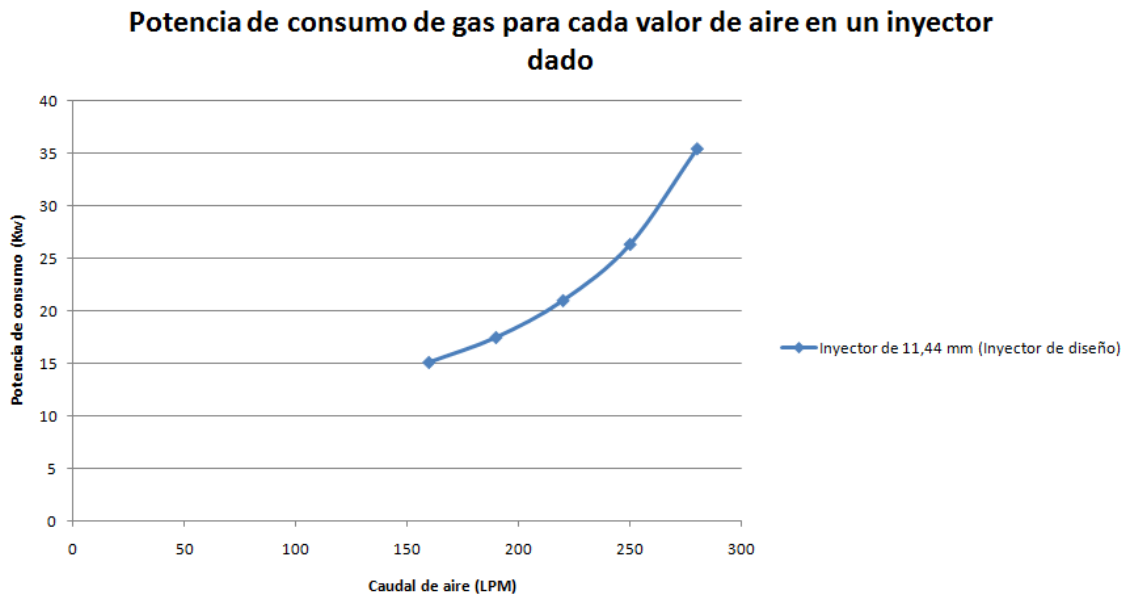


Figura 109. Curva de consumo de potencia de gas, Versus caudal de aire, para el inyector de diámetro 12,17 mm

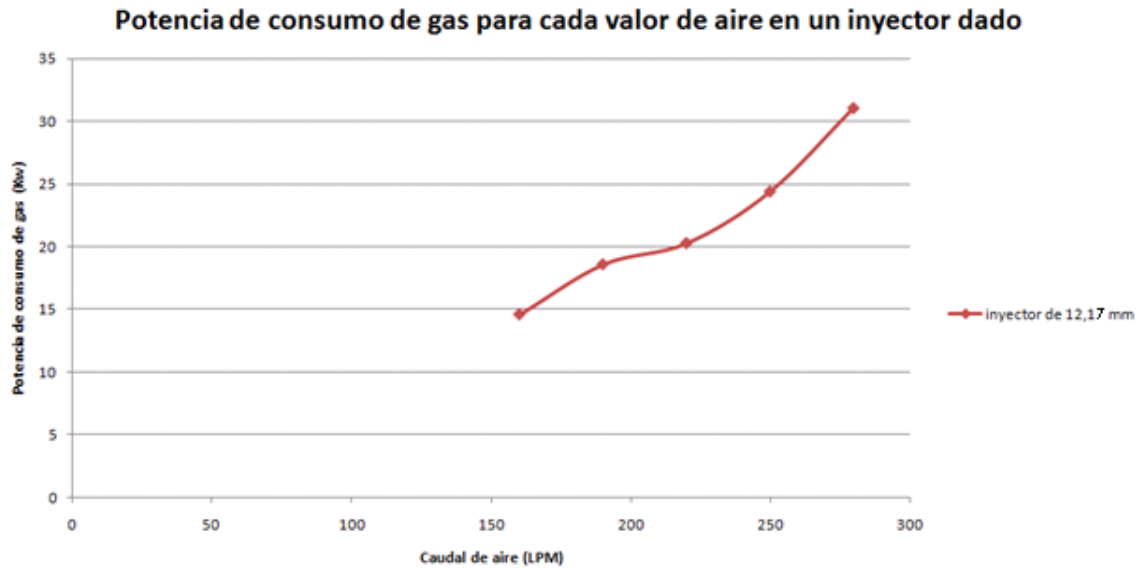
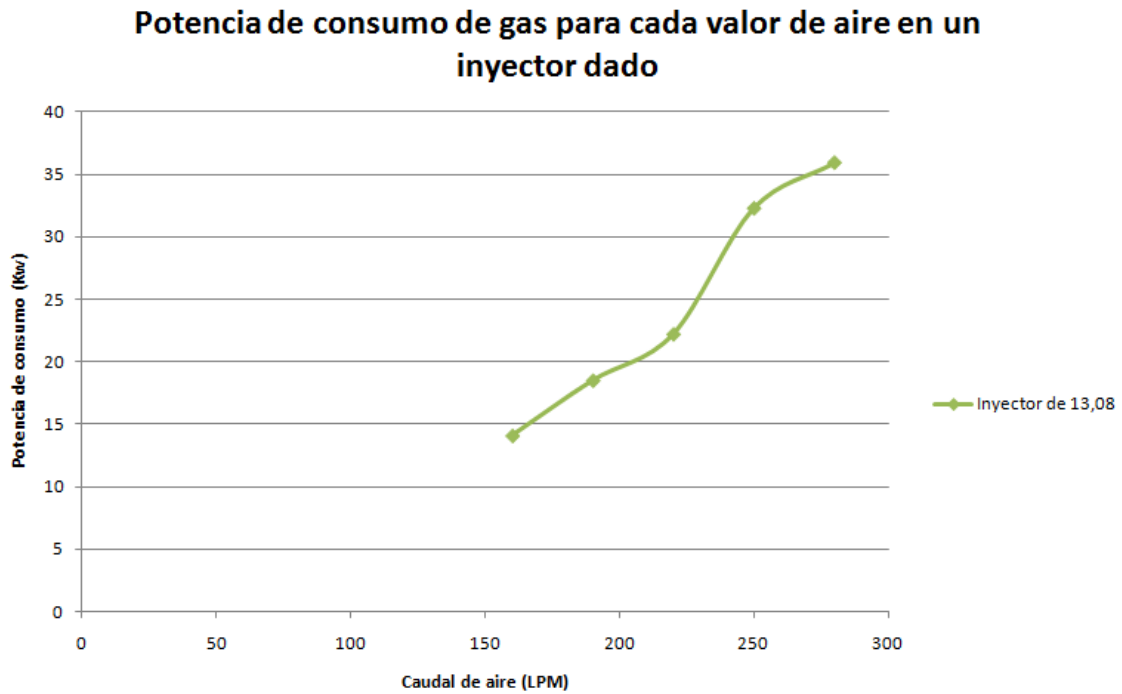


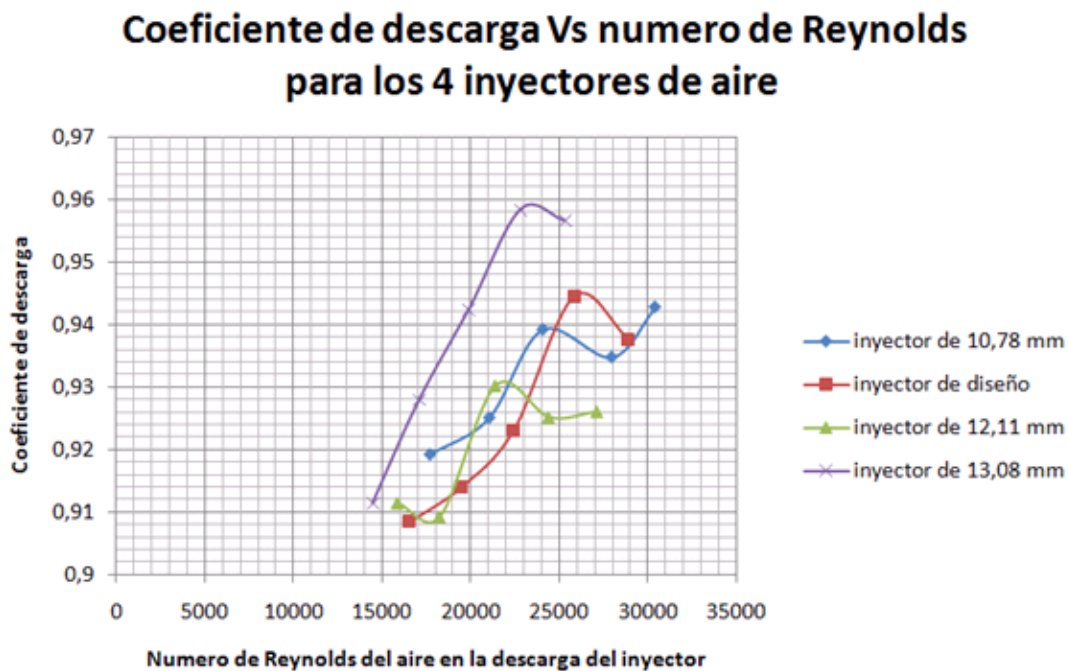
Figura 110. Curva de consumo de potencia de gas, Versus caudal de aire, para el inyector de diámetro 13,08 mm



8.2 COEFICIENTE DE DESCARGA DE LOS INYECTORES

De la referencia [2], tomamos la geometría escogida para nuestro modelo de inyector (ángulo convergente a 60 grados), porque era el inyector con forma geométrica más fácil de maquinar y de reproducir a futuro que al mismo tiempo tenía el coeficiente de descarga más alto, mencionaban que su coeficiente de descarga variaba entre 0,90 y 0,95. Los resultados experimentales obtenidos nos muestran que este si era el rango verdadero, ya que para los puntos medidos, osciló entre 0,908 y 0,96. El cálculo del mismo se hizo por medio de la ecuación 4.94 de la sección 4.1.

Figura 111. Coeficiente de descarga de los 4 inyectores maquinados, Versus número de Reynolds del aire en la descarga del inyector



8.3 NO_x, C_xH_y Y EMISIONES DE MONOXIDO DE CARBONO

Las emisiones de NO_x permanecieron entre 0 y 70 partes por millón, para todo el rango medido y para ningún punto de operación medido aparecieron emisiones de hidrocarburos no quemados (C_xH_y). Por esta razón encontramos que la combustión del quemador de aire inductor construido fue muy higiénica.

Los puntos de operación medibles fueron los pertenecientes a las emisiones de monóxido de carbono bajas (en su mayoría menores a 100 partes por millón, aunque se tomó un punto que conservó su eficiencia por encima del 99%, del cual se leyó 1279 partes por millón), se observó que mientras garantizáramos la entrada de aire atmosférico como aire secundario, las emisiones de monóxido de carbono prácticamente desaparecían, para poder observar los puntos graficados a continuación en los cuales aparecen las emisiones de monóxido de carbono, se empleó un empaque de asbesto al cual se le hicieron unos agujeros en forma de riñones, para disminuir gradualmente la entrada de aire secundario y así poder observar que punto de operación necesitaba más aire secundario que otro.

Figura 112. Emisiones de monóxido de carbono en partes por millón Versus factor de aireación, para el inyector de diámetro 10,78 mm y para los 5 flujos de aire tomados

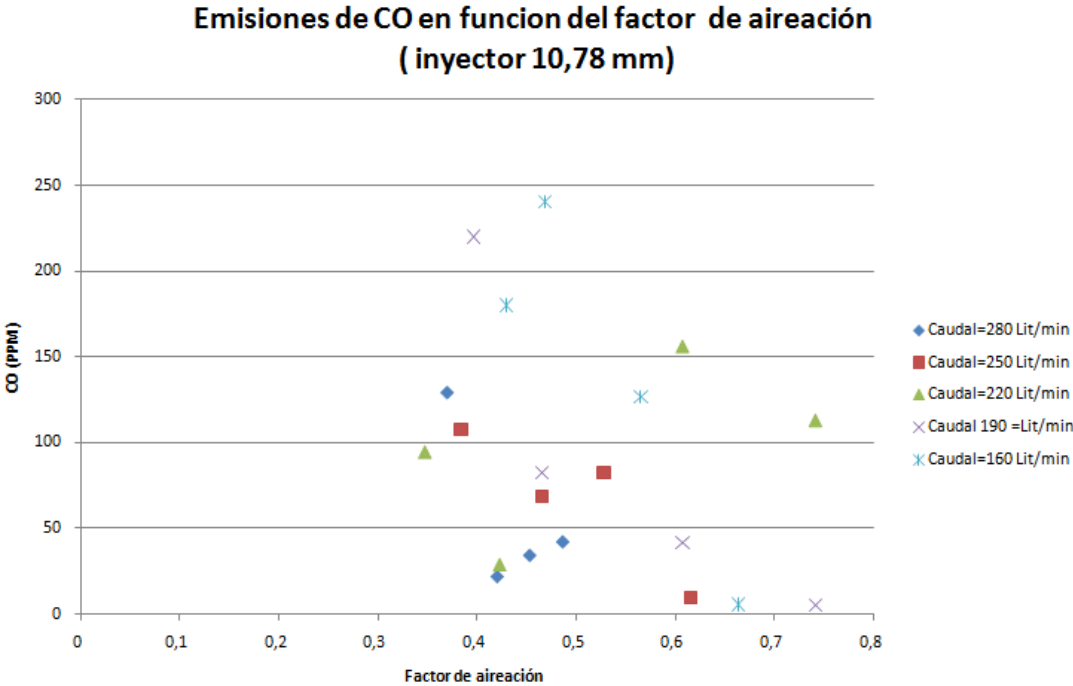


Figura 113. Emisiones de monóxido de carbono en partes por millón Versus factor de aireación, para el inyector de diámetro 11,44 mm y para los 5 flujos de aire tomados.

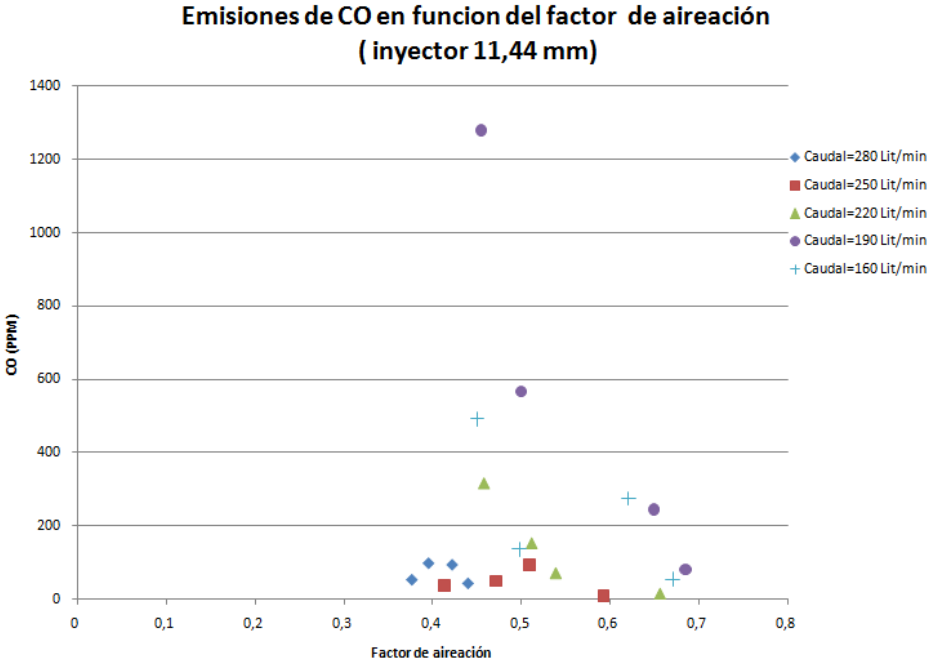


Figura 114. Emisiones de monóxido de carbono en partes por millón Versus factor de aireación, para el inyector de diámetro 12,17 mm y para los 5 flujos de aire tomados

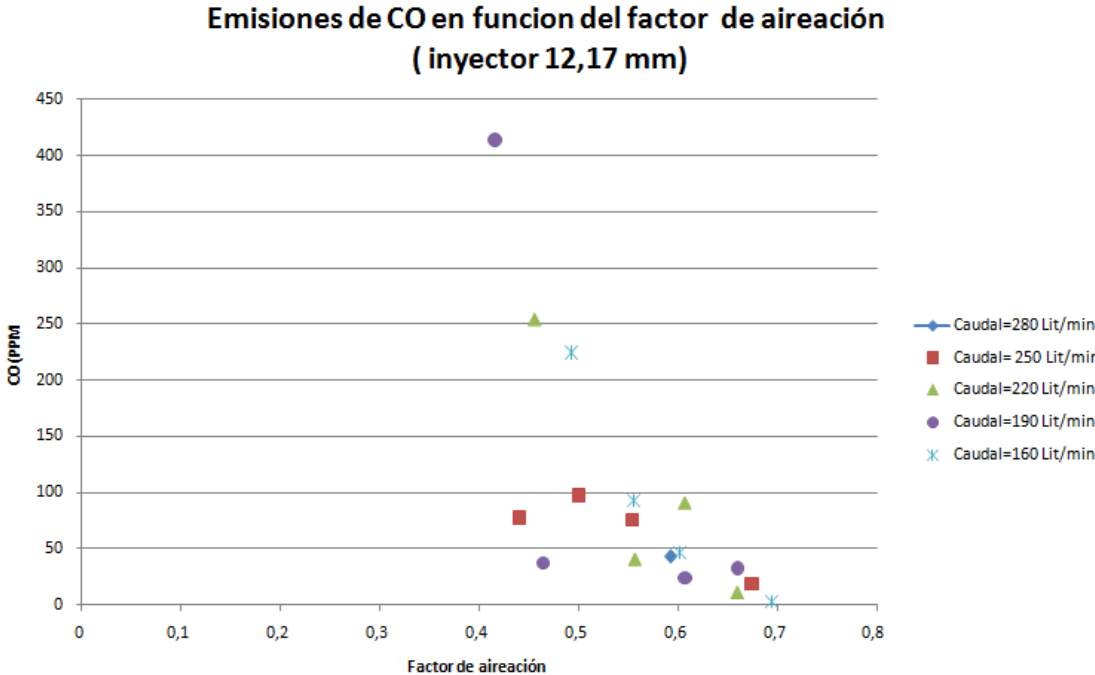
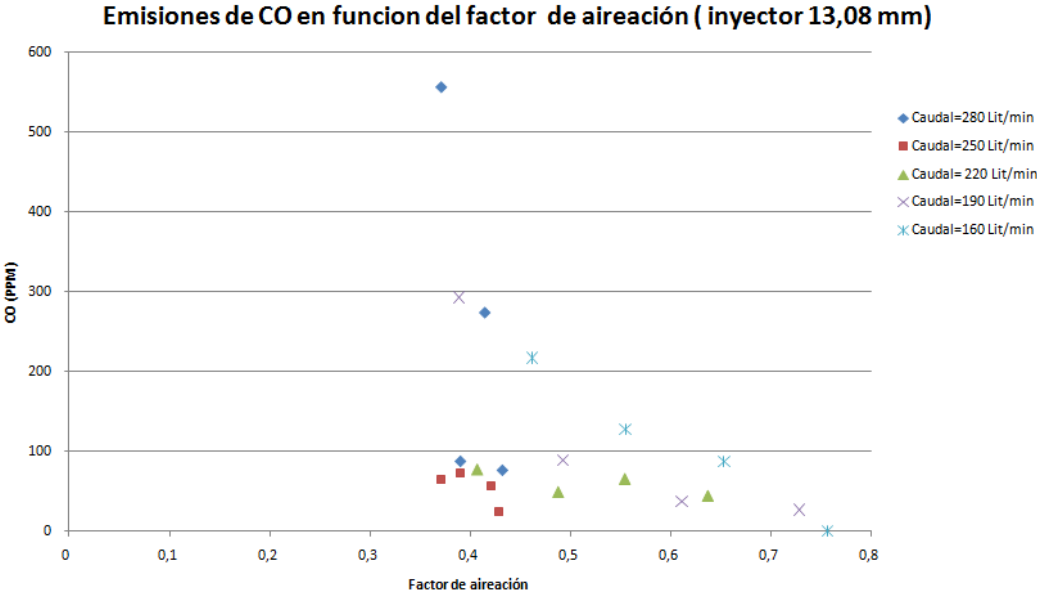


Figura 115. Emisiones de monóxido de carbono en partes por millón Versus factor de aireación, para el inyector de diámetro 13,08 mm y para los 5 flujos de aire tomados.



9. CONCLUSIONES

1. Se diseñaron y construyeron los siguientes elementos de un quemador de aire inductor de potencia nominal de 15 (KW):
 - Inyector de aire.
 - Cuello del venturi.
 - Difusor del venturi.
 - Cabeza del quemador.

2. Se seleccionaron los siguientes elementos mecánicos para la operación del quemador construido:
 - Válvula de admisión del aire.
 - Válvula de admisión de gas.
 - Regulador de gas.
 - Ventilador.

3. Se llevó a cabo un procedimiento de diseño para dimensionar el quemador de aire inductor construido, desarrollándose una metodología de diseño para este tipo de quemadores.

4. Se estudió teóricamente el efecto de la contrapresión en la cámara de combustión, la presión de suministro del gas inducido y la presión de suministro del aire en el inyector, sobre el fenómeno de inducción en quemadores de premezcla.

5. Experimentalmente se observaron los siguientes fenómenos en el comportamiento de inducción (Ver tabla 19 y tabla 20):
 - Permaneciendo aproximadamente constante un valor de la presión de entrada del inyector, (flujo másico de aire aproximadamente constante), al incrementar la presión de la cámara de gas (disminuyendo el vacío de la cámara de entrada del gas) se incrementaba el flujo de gas inducido, incrementándose así la potencia del quemador, y permaneciendo una eficiencia alta de combustión dentro de ciertos valores de flujo de gas, sobrepasando dichos valores la eficiencia disminuía al incrementarse las partes por millón de monóxido de carbono.

- Al aumentar el flujo de aire y estrangular el gas para mantener este flujo constante, se aumentaba en valor absoluto la presión de vacío que succiona al gas inducido.
- Permaneciendo constante un determinado flujo de aire y decrecer el área del inyector, la presión de vacío para succionar el gas aumentaba en valor absoluto, esto se explica gracias al aumento del impulso con la disminución del área del inyector.
- Para los tipos de inyectores maquinados, el coeficiente de descarga de estos estuvo entre 0,90 y 0,96; Confirmando la información de la referencia [2], en la cual se menciona que este valor este entre 0,90 y 0,95. Estos valores de coeficientes de descarga se deben a la geometría seleccionada para el mismo (ángulo convergente a 60 grados) y en mayor factor se debe a la buena maquinabilidad desarrollada por el torno CNC en el cual se hizo el quemador, ya que la rugosidad medida para los inyectores estuvo alrededor de 1,6 micrómetros.
- El comportamiento de inducción fue muy similar al esperado teóricamente, ya que en las curvas para cada flujo de aire y para cada inyector, se obtuvieron curvas de la misma forma, aunque las teóricas estuvieron por debajo de las curvas reales, esto se debe a la siguiente razón: Para la ecuación teórica, se obtuvo una ecuación cuadrática para hallar el flujo de gas inducido, para la cual su constante C dependía fuertemente del coeficiente de pérdidas globales del flujo a través del quemador, estos coeficientes de pérdidas fueron calculados por medio de ecuaciones desarrolladas por los autores de la referencia [2], de las cuales por lo observado se tiene un alto valor de incertidumbre, ya que el flujo de inducción fue más alto que el que se calcula teóricamente, de esta manera se concluye que el procedimiento desarrollado fue conservativo en este aspecto.
- Se observó un excelente funcionamiento del quemador trabajando con los 4 inyectores que estaban dentro del rango planteado por la referencia [2]; $1,5 < \frac{A_{cuello}}{A_{inyector}} < 2,7$
- Las curvas para el número adimensional del gas y para Potencia iban de manera creciente cuando se incrementaba el número de

Reynolds del aire en la descarga del inyector, o equivalentemente con incrementos del caudal de aire. También se observó un desplazamiento hacia la izquierda de estas curvas a medida que aumentaba el flujo de aire, esto se debe al aumento de la presión a la entrada del inyector, para que aumente el flujo de aire, y esta presión aumentaba más rápidamente que el valor absoluto de la presión de vacío con la que se succionaba el gas, haciendo que $\frac{1}{\omega} = \frac{P_{\text{aire entrada al inyector}}}{P_{\text{gas entrada al quemador}}}$ incrementará en valor absoluto.

6. Durante todo el rango de funcionamiento en la descarga del inyector se tuvieron valores del número Ma entre 0,057 y 0,147 (ver Anexo C). Esto demuestra que el estudio se desarrolló para el caso subsónico incompresible ($Ma < 0,3$). De tal forma que se tiene seguridad que el comportamiento observado adimensionalmente debe tener continuidad hasta el doble de los valores de flujos másicos medidos.
7. Experimentalmente se observaron los siguientes fenómenos en el comportamiento de la combustión en el quemador:
 - Se obtuvieron mezclas ricas en combustible y homogéneas, las cuales tuvieron eficiencia de la combustión para los puntos medidos sobre el 99%.
 - Se observó que al disminuir el factor de aireación (aire primario con respecto al estequiométrico) se disminuía la eficiencia de la combustión, tomando el registro de los valores de potencia que tenían eficiencia sobre el 99%. Por debajo de estos valores de factor de aireación la eficiencia empieza a decaer fuertemente, ya que se incrementan las partes por millón de monóxido de carbono.
 - Dentro de todo el rango de experimentación, el estabilizador de llama tuvo un buen funcionamiento de llama estable, para mezclas ricas en combustible (factores de aireación menores a 1), de tal forma que la entrada de aire secundario a la llama fue el fenómeno de mayor impacto en la eficiencia de la combustión. Por esta razón se concluye que el mezclador construido influyó fuertemente en la eficiencia de la combustión, ya que mezclaba homogéneamente el aire con el combustible.

- Se observó un comportamiento de estabilidad diferente para cada cámara de combustión usada en el transcurso del proyecto, ya que para la cámara refractaria del calderín abierta a la atmosfera se observó el mejor comportamiento de estabilidad, ya que se pudieron sobrepasar los valores de potencia térmica (se midió un valor estable de funcionamiento de 50 (KW) con eficiencia alta) que se obtuvieron con la caldera horizontal del laboratorio de gases de la escuela de Ingeniería Mecánica. Esto se debió gracias a la recirculación de los gases de combustión a la base de la llama debido al choque del chorro de la llama con el refractario del calderín, lo cual enriqueció la llama con radicales libres que no se habían encendido y con gases calientes que precalentaban la mezcla en el cono de la llama, aumentando así la velocidad de deflagración y con ello la estabilidad para altas potencias. También se debe a la ignición de los gases de combustión no quemados al llegar al refractario, el cual a medida que pasaba el tiempo iba aumentando su temperatura ayudando a la autoignición de los mismos.
- Los datos tomados del analizador de gases de combustión, para la estequiometría de la combustión, fueron el dióxido de carbono medido en partes por millón, los otros componentes como nitrógeno, oxígeno y humedad de los productos fue calculado teóricamente, ya que se nos fue suministrada la composición del gas combustible, de tal forma que por balanceo de la reacción química obtuvimos estos componentes.
- Durante todas las mediciones realizadas se midieron valores para los óxidos nitrosos (NOx) entre 0 y 70 partes por millón y nunca se midieron valores de hidrocarburos no quemados (CxHy), de tal forma que se observó en estos quemadores de aire inductor, un trabajo limpio y eficiente.
- Por la excelente combustión desarrollada por el quemador de aire inductor se puede concluir que estos quemadores pueden cumplir un papel primordial en el desarrollo industrial sostenible, debido a su alta eficiencia y debido a que el gas combustible es el inducido, de tal forma que se puede reemplazar fácilmente el combustible utilizado sin alterar las dimensiones del inyector (se podría pensar en el uso de biogás), a demás que se puede modular ampliamente la potencia.

8. Un parámetro importante del comportamiento observado es que siempre se necesitó la entrada de aire secundario para valores de potencia altas (mayores a 25 KW), presentadas para valores de caudal de aire sobre 220 (L/min), para valores inferiores, el factor de aireación para funcionamiento estable de la llama, era alto, de tal forma que la cámara de combustión se podía cerrar casi totalmente, y las emisiones de monóxido de carbono permanecían por debajo de 70 partes por millón.
9. Un parámetro importante en el cual se tuvo precaución en el desarrollo de las pruebas, que en la medición de los gases de combustión, se tuvo que sellar completamente la chimenea de salida de los gases de combustión, por medio de la cual hicimos el muestreo, garantizando su hermeticidad. Ya que se necesitó que los gases leídos fueron los de combustión y no mezclas de los gases de combustión con aire de la atmosfera.
10. Se observó una mayor eficiencia en la producción de vapor de la caldera pirotubular del laboratorio de gases de la escuela de ingeniería mecánica, empleada para la elaboración de las pruebas, ya que el quemador de aire inductor construido mejoraba la eficiencia de la combustión. Esto fue una mejora para esta caldera; Aunque la llama de premezcla desarrollada por este quemador tiene menores efectos radiactivos que la llama de difusión del quemador existente con anterioridad, la temperatura de las llamas de premezcla son mayores y el proceso de premezclado del aire con el combustible, ayudó a que la eficiencia mejorara.

Tabla 19. Efectos básicos que se producen por el cambio de presión de suministro de aire y de gas, sobre los caudales de aire y de gas y la potencia térmica. Permaneciendo constante el área del inyector.

	Aumento en valor absoluto del vacío del gas entrando al quemador (disminución de la presión del gas a la entrada del quemador)	Disminución en valor absoluto del vacío del gas entrando al quemador (Aumento de la presión del gas a la entrada del quemador)
Aumento de la presión del aire a la entrada del inyector	Aumenta el caudal de aire. Así el gas disminuye su presión, el aumento del impulso con el cuadrado del caudal de aire induce mas flujo de gas aumentando la potencia termica, limitandose este efecto hasta el desprendimiento de llama.	Aumenta el caudal de aire. Al aumentar la presión de suministro del gas y el impulso con el cuadrado del flujo de aire, la potencia térmica crece exponencialmente, limitandose este efecto hasta las bajas eficiencias de combustión debido a mezclas con alto contenido de gas y desprendimiento de llama.
Disminución de la presión del aire a la entrada del inyector	Disminuye el caudal de aire. Con la disminución de la presión del gas y la disminución del impulso con el cuadrado del caudal de aire disminuyente, se induce menos flujo de gas, disminuyendo la potencia termica, limitandose este efecto hasta la retollama.	Disminuye el caudal de aire. Al aumentar la presión del gas, aumenta el flujo de gas, aunque la eficiencia de la combustión decrece exponencialmente, ya que el factor de aireación decrece también. El impulso del aire decrece con el cuadrado del caudal de aire disminuyente, aunque el flujo de gas aumenta por presión mas no por efecto de inducción del impulso.

Tabla 20. Efectos del área del inyector, sobre la presión del aire a la entrada del inyector, sobre la presión de vacío del gas entrando al quemador, sobre el flujo de gas y sobre la potencia térmica; Manteniendo la eficiencia de la combustión encima de 99% y con caudal de aire constante. (Tengase en cuenta que el impulso es inversamente proporcional al cadrado del diámetro del inyector; Al disminuir el diámetro del inyector en un factor x, el impulso aumenta en un factor de x^2)

	Presión de entrada del aire al inyector	Valor absoluto de la presión de vacío del gas a la entrada del quemador	Flujo de gas inducido	Potencia térmica
Aumento del área del inyector, permaneciendo constante el flujo de aire	Disminuye	Disminuye	Disminuye	Disminuye
Disminución del área del inyector, permaneciendo constante el flujo de aire	Aumenta	Aumenta	Aumenta	Aumenta

10.RECOMENDACIONES

1. La metrología es un campo de la ingeniería en el cual se debería incursionar mas, por esta razón es necesario gestionar la compra de equipos de metrología para la realización de pruebas de este tipo debido a que complementan de una manera importante la investigación dentro de la escuela de ingeniería mecánica.
2. El estudio de las incertidumbres asociadas a diferentes medidas en el campo de la ingeniería, juega un papel importante a la hora de buscar exactitud y confiabilidad en la toma de resultados, por esta razón una capacitación adecuada en este tema seria de suma importancia para lograr mayor precisión, lo cual lograra crear un ambiente de seguridad en cuanto al estudio y análisis de los resultados que se obtengan en investigaciones y experimentaciones futuras.
3. Se recomienda realizar estudios posteriores en cuanto al efecto de la presión en la cámara de combustión y de la línea de aire sobre el regulador de gas, para lograr un mayor control en la estabilidad del quemador y ampliar el rango de potencias que se puedan manejar y así optimizar su desempeño.
4. Se recomienda realizar estudios posteriores sobre los diferentes mecanismos existentes para dar estabilidad a la llama, ya que con un tipo de estabilizador solo se puede observar un determinado rango de potencias de funcionamiento, y aparte del elemento mecánico que da estabilidad existen muchos tipos de mecanismos físicos para dar estabilización, como lo es el tipo de cámara de combustión que permita una debida recirculación de los gases de combustión. De esta manera se puede optimizar en gran medida los equipos que utilizan el fenómeno de la combustión como fuente primaria para desarrollar el proceso de conversión de energía.
5. Colombia con su riqueza minero-energética, debe incursionar aun más en investigaciones relacionadas con la combustión, logrando así un mejoramiento en aplicaciones industriales de este tipo, para fortalecer la pequeña y la mediana industria.

6. Se recomienda un mayor control en cuanto al sistema de encendido y de supervisión de la llama, para mayor seguridad de la persona que se encargue de la puesta en marcha del quemador, y así lograr una implementación adecuada de la caldera pirotubular para su uso en el laboratorio de plantas térmicas.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] **AMELL ARRIETA Andrés A.** Fenómenos de Flujo de Fluidos en Sistemas de Combustión Gaseosos. Universidad de Antioquia, Facultad de Ingeniería, 2002.
- [2] **ASSOCIATION TECHNIQUE DE L'INDUSTRIE DU GAZ EN FRANCE.** Calcul, Conception et Utilisation des Bruleurs Industriels a Gaz. Collection des Techniques Gazières, 1983.
- [3] **BAUKAL Charles.** Industrial Burners Handbook, 2003.
- [4] **BRIZUELA E; ROMANO S. D.** Combustión 2^{da} Parte. Facultad de Ingeniería, UBA, Departamento de Ingeniería Mecánica y Naval, 2003.
- [5] **CENGEL Yunus; CIMBALA Jhon.** Mecánica de Fluidos Fundamentos y Aplicaciones. Mc Graw Hill, 2006.
- [6] **GRUPO CIENCIA Y TECNOLOGIA DEL GAS.** Curso: Combustión del Gas Natural y Quemadores Industriales. Universidad de Antioquia, Facultad de Ingeniería, 1998.
- [7] **MARADEY CHARRIS Juan F.** Termodinámica Aplicada. Ediciones Universidad Industrial de Santander, 2002.
- [8] **MÁRQUEZ MARTÍNEZ Manuel.** Combustión y Quemadores. Marcombo S.A, 1989.
- [9] **NORTH AMERICAN Mfg. Co.** North American Combustion Handbook Volume I, 1986.

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Demostración de la dependencia entre las propiedades de un flujo, sus propiedades de estancamiento y el número Ma, para flujo adiabático reversible de gases ideales, a través de inyectores (obtención de las ecuaciones 16 a 31)

Como ya fue demostrado de la ecuación 6: $\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{V^2}{2 * c_p * T}$

Para gases ideales tenemos: $c_p = \frac{k * R}{k - 1}$ y $c^2 = k * R * T$, de tal forma que la ecuación 6, queda:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{V^2 * (k - 1)}{2 * k * R * T} = 1 + \frac{V^2 * (k - 1)}{2 * c^2} \rightarrow \text{Como } Ma = \frac{V}{c} \text{ Obtenemos:}$$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{k - 1}{2} * Ma^2 \quad \langle 2.16 \rangle$$

$$Ma = \left[\left(\frac{T_0}{T} - 1 \right) * \left(\frac{2}{k - 1} \right) \right]^{1/2} \quad \langle 2.17 \rangle$$

La ecuación 17, relaciona la temperatura de estancamiento o temperatura total con la temperatura en un punto del flujo y el número Ma en ese punto del flujo. De la misma forma podemos hallar la relación entre presión de estancamiento, presión en un punto del flujo y número Ma, como también la relación entre densidad de estancamiento, densidad en un punto del flujo y número Ma, por medio de las relaciones del flujo isentrópico idealizado (aunque sabemos que el flujo isentrópico es muy cercano a la realidad en el flujo a través de inyectores, corregiremos esta idealización por medio del coeficiente de descarga del inyector, cuando se esté diseñando el mismo):

$$\frac{T_0}{T} = \left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{\rho_0}{\rho} \right)^{k-1}$$

Obteniendo así las dos relaciones restantes:

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2} * Ma^2 \right) \right]^{\left(\frac{k}{k-1} \right)} \quad \langle 2.18 \rangle$$

$$Ma = \left[\left(\left(\frac{P_0}{P} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) * \left(\frac{2}{k-1} \right) \right]^{1/2} \quad \langle 2.19 \rangle$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2} * Ma^2 \right) \right]^{\left(\frac{1}{k-1} \right)} \quad \langle 2.20 \rangle$$

$$Ma = \left[\left(\left(\frac{\rho_0}{\rho} \right)^{k-1} - 1 \right) * \left(\frac{2}{k-1} \right) \right]^{1/2} \quad \langle 2.21 \rangle$$

Con estas relaciones obtenidas, podemos encontrar el número Ma en un punto del flujo del inyector: Para un valor de temperatura de estancamiento y conociendo la temperatura en ese punto, o conociendo el valor de la presión de estancamiento y la presión en ese punto, o conociendo el valor de su densidad de estancamiento y la densidad en ese punto. Es de mucha importancia conocer el valor del número Ma para el punto del flujo que está a la salida del inyector, ya que de esta manera podremos calcular el flujo másico que descarga el inyector. Otro estado importante es el relacionado cuando el número Ma equivale a la unidad, denominado estado crítico, en el cual el flujo adquiere la velocidad del sonido, este estado lo identificaremos con un asterisco en la propiedad determinada:

$$\frac{T_0}{T^*} = 1 + \frac{k-1}{2} \quad \rightarrow \quad \frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \quad \langle 2.22 \rangle$$

$$\frac{P_0}{P^*} = \left[1 + \frac{k-1}{2} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad \rightarrow \quad \frac{P^*}{P_0} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad \langle 2.23 \rangle$$

$$\frac{\rho_0}{\rho^*} = \left[1 + \frac{k-1}{2} \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad \rightarrow \quad \frac{\rho^*}{\rho_0} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{1}{k-1}} \quad \langle 2.24 \rangle$$

Las tres nuevas relaciones encontradas se denominan razones críticas, y dependen únicamente del valor de la relación de calores específicos (k), por lo cual para el caso de calores específicos constantes, tienen valores únicos para cada gas ideal, para el caso del aire con k=1,4 estas razones tienen los siguientes valores:

$$\frac{T^*}{T_0} = 0,83333$$

$$\frac{P^*}{P_0} = 0,52828$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = 0,63394$$

Para demostrar que la velocidad del gas inyectado nunca sobrepasará la velocidad del sonido en los inyectores usados en la industria de quemadores, y que normalmente hay caída de presión en cada sección de flujo en el inyector, gracias a la naturaleza del flujo sin incluir las pérdidas por fricción, consideremos el siguiente análisis:

Durante el proceso estacionario el flujo másico permanece constante:

$$\dot{m} = \rho * V * A = \text{constante} \quad \langle 2.25 \rangle$$

Siendo ρ , V y A la densidad, la velocidad y el área del flujo respectivamente, en una posición determinada del flujo. Diferenciando la ecuación 2.25, obtenemos:

$d\rho * V * A + dV * \rho * A + dA * \rho * V = 0 \rightarrow$ Dividiendo entre $\dot{m} = \rho * V * A$, obtenemos:

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0 \quad \langle 2.26 \rangle$$

De la primera ley de la termodinámica, despreciando las pérdidas y los cambios de energía potencial tenemos:

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \rightarrow h + \frac{V^2}{2} = \text{constante} \quad \langle 2.27 \rangle$$

\rightarrow Diferenciando la ecuación 2.27, obtenemos:

$$dh + V * dV = 0 \quad \langle 2.28 \rangle$$

El flujo a través del inyector lo podemos considerar como isentrópico, ya que en la realidad es una muy buena aproximación, aunque más adelante introduciremos una constante llamada coeficiente de descarga del inyector, la cual nos relaciona el flujo real del ideal isentrópico sin pérdidas, por medio del cual estamos deduciendo todas las relaciones. Continuando con nuestro análisis, para el flujo isentrópico y con la relación de Gibbs que dice: $dh = T * ds + \frac{dP}{\rho}$ Obtenemos:

$dh = \frac{dP}{\rho} \rightarrow$ Combinándola con la ecuación 2.28, obtenemos:

$$\frac{dP}{\rho} + V * dV = 0 \quad \langle 2.29 \rangle$$

Combinándola con la ecuación 2.26, obtenemos las siguientes relaciones muy importantes:

$$\frac{dP}{\rho} = -V * dV \rightarrow \frac{d\rho}{\rho} * \frac{dP}{dP} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0 \rightarrow -V * dV * \frac{d\rho}{dP} + \frac{dV}{V} + \frac{dA}{A} = 0 \rightarrow \frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V} * (1 - V^2 * \frac{d\rho}{dP})$$

Como el proceso fue hecho a entropía constante: $\frac{dP}{d\rho} = c^2 \rightarrow \frac{dA}{A} = -\frac{dV}{V} * (1 - \frac{V^2}{c^2})$

Como $\frac{V}{c} = Ma$, de aquí obtenemos la primera relación importante:

$$\frac{dA}{A} = -\frac{dV^*}{V^*}(1-Ma^2) \quad \langle 2.30 \rangle$$

Tomando nuevamente la ecuación 2.29:

$$V^* dV = -\frac{dP}{\rho} \rightarrow \frac{d\rho^* dP}{\rho^*} + \frac{dV^* V^*}{V^*} + \frac{dA}{A} = 0 \rightarrow \frac{dP^*}{\rho^*} \left(\frac{d\rho}{dP} - \frac{1}{V^2} \right) + \frac{dA}{A} = 0 \rightarrow \frac{dA}{A} = \frac{dP^*}{\rho^*} \left(\frac{1}{V^2} - \frac{d\rho}{dP} \right)$$

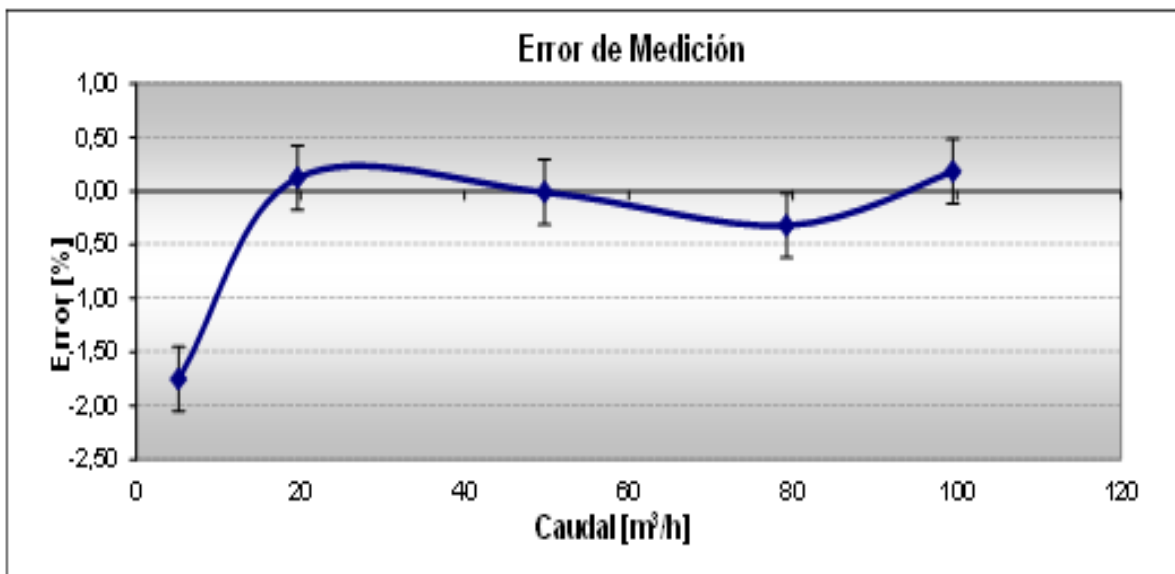
Como el proceso fue hecho a entropía constante: $\frac{dP}{d\rho} = c^2 \rightarrow \frac{dA}{A} = \frac{dP^*}{\rho^*} \left(\frac{1}{V^2} - \frac{1}{c^2} \right)$

Como $\frac{V}{c} = Ma$, de aquí obtenemos la siguiente relación:

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP^*}{\rho^* V^2} (1-Ma^2) \quad \langle 2.31 \rangle$$

Anexo B. Curva de calibración del medidor rotativo de lóbulos para medir el caudal de aire:

Caudal Nominal	Volumen de Prueba	Error Promedio	Desviación Estándar	U	Factor de Cobertura	Meter Factor
m ³ /h	m ³	%	%	%	--	--
5,15	0,30	-1,75	0,055	0,30	2,0	1,0178
19,62	1,00	0,12	0,011	0,30	2,0	0,9988
49,74	2,50	-0,01	0,118	0,30	2,0	1,0001
79,24	4,00	-0,32	0,004	0,30	2,0	1,0032
99,52	5,00	0,18	0,008	0,30	2,0	0,9982



Anexo C. Plantilla de cálculo para el diseño del quemador y para los puntos de operación teóricos (ver carpeta adjunta de ANEXOS)

Anexo D. Plantilla de cálculo para los puntos de operación experimentales (ver carpeta adjunta de ANEXOS)