

Adaptación y evaluación del desempeño de un generador eléctrico utilizando biogás como
combustible

Franklin Julián Patiño Molina

Trabajo de grado para optar al título de Magíster en Ingeniería Mecánica.

Director

Jorge Luis Chacón Velasco.

Ph.D. Ingeniería en Termo fluidos aplicados a Motores Térmicos

Codirector

Julián Ernesto Jaramillo Ibarra.

Ph.D. Ingeniería Térmica

Codirector

Javier Mauricio Castellanos Olarte.

Master en térmica y energética

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Maestría en Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2021

Dedicatoria

In Memoria

Gloria María Molina Cristancho

Agradecimientos

A la Universidad Industrial de Santander por permitirme culminar esta meta como miembro de esta institución y en particular a la Vicerrectoría de Investigación y Extensión por su apoyo financiero mediante la Convocatoria Libre con Aporte, Proyecto 2351.

A mi director Jorge Luis Chacón por su acompañamiento durante este proyecto.

A mi esposa Mabel Juliana Quintero por su apoyo y colaboración en todas las etapas de este proyecto y sin la cual no hubiese logrado culminar tan arduo trabajo.

A los ingenieros Johan Herrera, Ferney Gutiérrez, Wilson Fonseca, Michael Camacho, Edinson Martínez, Jonathan Villar, por su invaluable aporte las diversas etapas teóricas y prácticas de este trabajo y por la amistad brindada.

A mi amigo Alvaro Andres Albis por su colaboración para el desarrollo del banco de pruebas de este proyecto.

Tabla de contenido

	Pág.
Introducción.....	18
1. Objetivos	23
1.1 Objetivo general	23
1.2 Objetivos específicos.....	23
2. Marco teórico	24
2.1 Dispositivos Mezcladores.....	24
2.2 Dinámica de fluidos computacional	27
2.2.1 El pre-proceso.....	27
2.2.2 El solucionador	28
2.2.3 El post-proceso	30
2.3 El biogás y su uso en motores de combustión interna.....	30
3. Desarrollo Metodológico	34
3.1 Selección el dispositivo mezclador:	34
3.2 Diseño:.....	37
3.3 Pruebas Preliminares de campo.....	42
3.4 Análisis del modelo matemático para el moto-generator.	44
3.5 Simulación CFD del modelo.	57
3.5.1 Estudio de la Independencia de Malla.....	65
3.5.2 Simulación de la Presión a lo largo del eje central.....	66
3.5.3 Determinación de la relación aire-combustible.	67
3.5.4 Determinación de la Energía cinética turbulenta.....	67
3.6 Validación teórica el modelo CFD	69

3.6.1 Prueba de validación 1.....	71
3.6.2 Prueba de validación 2.....	77
3.6.3 Prueba de validación 3.....	83
3.7 Optimización.	87
3.8 Prototipado	91
3.9 Construcción del dispositivo mezclador definitivo	95
3.10 Pruebas de flexibilidad	96
3.11 Construcción del banco de pruebas	98
3.11.1 Moto-generator.	99
3.11.2 Sistema de suministro de combustible.....	100
3.11.3 Medidor de consumo de gasolina	101
3.11.4 Medidor de volumétrico para gases Biogás y GN.....	101
3.11.5 Analizador de gases de escape.....	101
3.11.6 Sistema de carga externa	102
3.11.7 Sistema de adquisición y registro de datos	102
3.11.8 Carburador de conversión de combustible a GN.....	103
3.12 Pruebas finales de desempeño del moto-generator usando Gasolina, GN y Biogás como combustibles.	106
3.12.1 Pruebas de referencia usando Gasolina	107
3.12.2 Pruebas de referencia usando GN.....	109
3.12.3 Pruebas operativas usando biogás	110
3.12.4 Pruebas de potencia	112
3.12.5 Pruebas de emisiones.....	114
4. Conclusiones	123

5. Recomendaciones y trabajos futuros.....	125
Referencias Bibliográficas.....	127
Apéndices	135

Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1. Vista trasversal de un tubo Venturi donde se describen sus principales características.....	25
Figura 2. Corte transversal, vista isométrica y dimensiones (mm) del prototipo de mezclador propuesto en este trabajo	41
Figura 3. Potencia generada vrs rpm para los combustibles Gasolina, GN y Biogás – Pruebas de campo.....	43
Figura 4. Potencia efectiva en relación con la velocidad de giro del motor usando Gasolina, GN y Biogás.	53
Figura 5. Comparación de las potencias obtenidas para los combustibles Gasolina (a), GN (b) y Biogás (c) con relación a la velocidad del motor.....	55
Figura 6. Modelo CAD para el prototipo propuesto realizado con base en los resultados obtenidos con la metodología Mitzlaff.....	63
Figura 7. Mallado realizado al modelo CAD para el prototipo propuesto realizado con base en los resultados obtenidos con la metodología Mitzlaff.	63
Figura 8. Resultados de la prueba de independencia de malla.	66
Figura 9. Presión a lo largo del eje central	67
Figura 10. Energía cinética turbulenta a lo largo del eje central	68
Figura 11. Modelo CAD realizado con base en los datos publicados por Danardo et al., 2011.	71
Figura 12. Modelo venturi propuesto por Danardo et al., 2011	71

Figura 13. Mallado realizado al modelo CAD diseñado con base en los datos publicados por Danardo et al., 2011.....	72
Figura 14. Caída de presión Vrs flujo de aire obtenida para la prueba de validación 1.	74
Figura 15. Resultados reportados por Danardo et al., 2011, para la Caída de presión Vrs flujo de aire.	74
Figura 16. Relación Lambda vrs flujo de aire obtenida para la prueba de validación 1.	75
Figura 17. Resultados reportados por Danardo et al., 2011, para la relación Lambda vrs flujo de aire	75
Figura 18. Energía cinética turbulenta Vrs flujo de aire obtenida para la prueba de validación 1.	76
Figura 19. Resultados reportados por Danardo et al., 2011, para la energía cinética turbulenta vrs flujo de aire.	76
Figura 20. Disipación de la energía cinética turbulenta vrs flujo de aire obtenida para la prueba de validación 1	76
Figura 21. Resultados reportados por Danardo et al., 2011, para la disipación de la energía cinética turbulenta vrs flujo de aire	76
Figura 22. Modelo CAD realizado con base en los datos publicados por Chandekar et al., 2018	77
Figura 23. Modelo Venturi propuesto por Chandekar et al., 2018.....	78
Figura 24. Mallado realizado al modelo CAD diseñado con base en los datos publicados por Chandekar et al., 2018	78
Figura 25. Presión a lo largo del eje obtenida para la prueba de validación 2	81
Figura 26. Resultados reportados por Chandekar et al., 2018, para la presión a lo largo del eje.	81

Figura 27. Velocidad a lo largo del eje obtenida para la prueba de validación 2.....	81
Figura 28. Resultados reportados por Chandekar et al., 2018, para la velocidad a lo largo del eje	81
Figura 29. Fracción másica de CH ₄ a lo largo del eje central obtenida para la prueba de validación 2	82
Figura 30. Resultados reportados por Chandekar et al., 2018, para la fracción másica de CH ₄ a lo largo del eje.....	82
Figura 31. Modelo CAD realizado con base en los datos publicados por Kardigama et al., 2008.	83
Figura 32. Modelo Venturi propuesto por Kardigama et al., 2008.	83
Figura 33. Mallado realizado al modelo CAD diseñado con base en los datos publicados por Kardigama et al., 2008.....	84
Figura 34. Presión a lo largo del eje obtenida para la prueba de validación 3.	86
Figura 35. Resultados reportados por Kardigama et al., 2008., para la presión a lo largo del eje.	86
Figura 36. Resultados de la optimización de variables para la selección del modelo de mezclador definitivo	90
Figura 37. Impresión 3D del prototipo 1.	93
Figura 38. Impresión 3D del prototipo 2.	94
Figura 39. Prototipo definitivo optimizado.	96
Figura 40. Pruebas de flexibilidad con y sin el dispositivo mezclador.	97
Figura 41. Banco de pruebas	99
Figura 42. Primera versión del banco de pruebas.....	104
Figura 43. Segunda versión del banco de pruebas.....	104

Figura 44. Versión final del banco de pruebas	105
Figura 45. Montaje del banco de pruebas para ensayos usando Gasolina	108
Figura 46. Montaje del banco de pruebas para ensayos usando GN	109
Figura 47. Montaje del banco de pruebas para ensayos usando Biogás.....	111
Figura 48. Pruebas finales de desempeño del motor para Potencia vrs Velocidad	113
Figura 49. Resultados de emisiones con relación a la potencia y la velocidad para el moto- generador operando con Gasolina	116
Figura 50. Resultados de emisiones con relación a la potencia y la velocidad para el moto- generador operando con GN.....	117
Figura 51. Resultados de emisiones con relación a la potencia y la velocidad para el moto- generador operando con Biogás	119
Figura 52. Resumen de emisiones para los combustibles evaluados	121
Figura 53. Consumo específico de energía con respecto a la potencia generada para los combustibles evaluados.	122

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Revisión bibliográfica sobre dispositivos mezcladores	36
Tabla 2. Parámetros de entrada para el software Equilibrium Combustion Solver para el cálculo de la entalpía de los gases de escape	49
Tabla 3. Parámetros de entrada para el software Simple Heat Release Applet para el cálculo de la potencia indicad	50
Tabla 4. Parámetros de entrada para el software de Martínez Villar (2019) para el cálculo de pérdidas por fricción.	51
Tabla 5. Resultados de potencia efectiva en relación con la velocidad de giro del motor usando Gasolina, GN y Biogás.	52
Tabla 6. Resultados experimentales para las variables frecuencia y potencia eléctrica determinadas en las pruebas preliminares de campo y los cálculos para la velocidad y la potencia mecánica en el eje.	54
Tabla 7. Características geométricas de diseño del modelo Venturi propuesto	62
Tabla 8. Condiciones de frontera para la simulación del Venturi propuesto.	64
Tabla 9. Caso de estudio utilizados para el proceso de validación de los datos obtenidos en este trabajo.	70
Tabla 10. Características geométricas de diseño del modelo Venturi diseñado por Danardo et al., 2011.	72
Tabla 11. Condiciones de frontera para la simulación del Venturi con base en los datos publicados por Danardo et al., 2011.	73
Tabla 12 Características geométricas de diseño del modelo Venturi	79

Tabla 13. Condiciones de frontera para la simulación del Venturi con base en los datos publicados por Chandekar et al., 2018.	80
Tabla 14. Características geométricas de diseño del modelo Venturi.	84
Tabla 15. Condiciones de frontera para la simulación del Venturi con base en los datos publicados por Kardigama et al., 2008.	85
Tabla 16. Diseño de experimentos para la optimización de variables usando el software MINITAB.	88
Tabla 17. Resultados obtenidos para las variables relación aire/combustible, caída de presión y energía cinética turbulenta para los ensayos de optimización.	89
Tabla 18. Resultados de la simulación obtenidos para el modelo optimizado.	91
Tabla 19. <i>Propiedades de la gasolina</i>	108
Tabla 20. Propiedades del gas natural	110
Tabla 21. Resultados de emisiones de, potencia generada, consumo y CO, CO ₂ y O ₂ para los combustibles evaluados	115

Lista de Ecuaciones

	Pág.
Ecuación 1	38
Ecuación 2	38
Ecuación 3	38
Ecuación 4	38
Ecuación 5	38
Ecuación 6	44
Ecuación 7	45
Ecuación 8	45
Ecuación 9	46
Ecuación 10	46
Ecuación 11	46
Ecuación 12	46
Ecuación 13	47
Ecuación 14	47
Ecuación 15	48
Ecuación 16	48
Ecuación 17	58
Ecuación 18	58
Ecuación 19	59
Ecuación 20	59
Ecuación 21	61
Ecuación 22	61

Ecuación 23	62
-------------------	----

Ecuación 24	106
-------------------	-----

Lista de Apéndices**Pág.**

Apéndice A. Características y especificaciones de los componentes del banco de pruebas 135

Apéndice B. Optimización de variables de diseño. 138

Resumen

Título: Adaptación y evaluación del desempeño de un generador eléctrico utilizando biogás como combustible*

Autor: Franklin Julián Patiño Molina **

Palabras Clave: Biogás, Mezclador tipo Venturi, CFD, Motor de ignición por chispa (MICH)

Descripción: El presente trabajo aborda la adaptación de un motor de encendido por chispa utilizando un mezclador tipo Venturi dimensionado según la metodología de Von Miztlaff. Se desarrollaron pruebas experimentales que permitieron generar una línea base para los parámetros de desempeño del motor, consumo y potencia desarrollada. La optimización se realizó utilizando el software de dinámica de fluidos computacional ANSYS FLUENT y la técnica estadística box-Benken. El objetivo fue encontrar una combinación de parámetros geométricos del mezclador (área de garganta venturi, área de entrada de biogás y número de orificios de entrada) que permitiera mejorar la respuesta en cuanto a la relación aire-combustible, la caída de presión generada y la calidad. de la mezcla de la corriente de aire y el biogás.

El uso de la tecnología de impresión 3D permitió la construcción de modelos CAD de los mezcladores básicos y optimizados para sus pruebas operativas, las cuales fueron desarrolladas utilizando gasolina y biogás como combustible para el motor-generador. Además, se utilizó un carburador comercial LPG-GN para establecer la línea base de comparación del motor-generador alimentado por un combustible gaseoso. Dichas pruebas se desarrollaron en un banco de pruebas diseñado y construido durante el presente trabajo de investigación utilizando elementos de registro y adquisición de datos de fuente abierta.

* Trabajo de grado

**Facultad de físico-mecánicas.Escuela de Ingeniería Mecánica. Maestría en Ingeniería Mecánica. Director: Jorge Luis Chacón Velasco. Ph.D. Ingeniería en Termo fluidos aplicados a Motores Térmicos. Codirector: Julián Ernesto Jaramillo Ibarra Ph.D. Ingeniería Térmica. Codirector. Javier Mauricio Castellanos Olarte. Master en térmica y energética

Abstract

Title: Adaptation and performance evaluation of an electric generator using biogas as fuel *

Author(s): Franklin Julián Patiño Molina **

Key Words: Biogas, Venturi Mixer, CFD, Spark Ignition Engine (SIE)

Description:

The present work addresses the adaptation of a spark ignition engine using a Venturi-type mixing device sized according to the Von Miztlaff methodology. Then the experimental tests were developed that allowed to generate a baseline of the performance parameters, consumption, and developed power. Optimization was performed using the ANSYS FLUENT computational fluid dynamics software and the box-Benken statistical technique. The objective was to find a combination of geometric parameters of the mixer (venturi throat area, biogas inlet area and number of inlet holes) that would allow to improve the response in terms of the air-fuel ratio, the pressure drop generated and the quality of the mixture of the air stream and biogas.

The use of the 3D printing technology allowed the construction of CAD models of the basic and optimized mixers for their operational tests, which were developed using gasoline and biogas as fuel for the motor-generator. Additionally, a commercial LPG-GN carburetor was used to establish the comparison baseline of the motor-generator powered by a gaseous fuel. Said tests were developed in a testbed designed and built during the present research work using open-source data acquisition and recording elements.

* Degree Work

** Facultad de Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Jorge Luis Chacón Velasco. Ph.D. Ingeniería en Termo fluidos aplicados a Motores Térmicos. Codirector: Julián Ernesto Jaramillo Ibarra Ph.D. Ingeniería Térmica. Codirector. Javier Mauricio Castellanos Olarte. Master en térmica y energética

Introducción

Las energías eléctrica y mecánica han sido de vital importancia para el sector industrial y económico a nivel mundial. Sin embargo, aunque se trabaja con empeño en la eficiencia energética y se invierte en el desarrollo de nuevas tecnologías, se siguen utilizando combustibles tradicionales derivados del petróleo como gasolina, diésel y gas. Una de las consecuencias adversas que ha tenido esta industrialización ha sido generar grandes descargas de gases de efecto invernadero a la atmósfera, provocando cambios drásticos en el clima del planeta (Intergubernamental & Clim, 2007)(Costello et al., 2009). Por otra parte, el aumento de la demanda y del costo de los derivados del petróleo ha generado la necesidad de diversificar la forma de extracción de este tipo de combustibles, lo que ha llevado a la aparición del “fracking”, proceso que también ha generado impactos negativos sobre los recursos hídricos (Asociación Interamericana para la Defensa del Ambiente, 2019).

En este sentido, países desarrollados preocupados por el deterioro ambiental, han creado tratados como el de Kioto en 1997(Organización de las Naciones Unidas ONU, 1998) y más recientemente el tratado de París en 2015 (Organización de las Naciones Unidas ONU, 2015), en donde se comprometen a reducir en un porcentaje sus emisiones de gases de efecto invernadero como el CO, CO₂, CH₄ y NO_x entre otros, con lo que se buscaría reducir hasta en un 95 % su concentración en la atmósfera. El objetivo final de estos acuerdos es mantener el incremento de la temperatura media mundial muy por debajo de 2 °C con respecto a los niveles preindustriales (Organización de las Naciones Unidas ONU, 2015).

Por esta razón, se hizo necesario avanzar a nivel mundial en estudios que evalúan más profundamente el comportamiento de la maquinaria industrial como los motores de combustión interna (MCI), con el fin de aumentar su eficiencia energética y comparar su

comportamiento y emisiones tanto con fuentes de energía alternativas, como con fuentes combustibles derivadas del petróleo. Lo anterior con el propósito de contribuir en la optimización del uso los recursos energéticos y de motivar a la industria a incursionar en el uso de combustibles alternativos eficientes y capaces de producir energía limpia con menos porcentajes de emisiones nocivas.

En el caso de Colombia, seguimos siendo dependientes de los combustibles fósiles y de los mega-proyectos hidroeléctricos. Sin embargo, alternativas más amigables con el ambiente como la energía solar fotovoltaica o térmica, la eólica, etc, aunque prometedoras, continúan siendo difíciles de adaptar a pequeña escala, por su costo de adquisición y los aspectos técnicos de instalación y mantenimiento. Sin embargo, se han desarrollado investigaciones sobre la masificación del uso del gas natural vehicular (GNV), el uso de alcohol carburante y la generación de combustibles alternativos a partir de biomasa, esta última con buenas posibilidades en el país gracias a la gran actividad agrícola existente, pero todavía están en desarrollo.

Algunas de éstas alternativas evaluadas han sido el uso de motores diésel alimentados con bio-oil proveniente de biomasa lignocelulósica (García, Chacón, Chaves, & López, 2018) (Hackenberg, 2008) (Pinheiro, 2008). Este bio-oil es originado de materias primas que no son fuente directa de alimentos como pajas, bagazo de caña, residuos agrícolas e industriales, entre otros y por tanto presenta ventajas medioambientales importantes, además que no interfiere con la seguridad alimentaria (Hackenberg, 2008) y por tanto se podría utilizar como combustible en la industria del transporte. Sin embargo, este bio-oil tiene propiedades indeseables para su uso directo como alta viscosidad, bajo poder calorífico e inestabilidad térmica (Pinheiro, 2008). Por esta razón es conveniente realizar un proceso de

hidrotratamiento para mejorar sus propiedades y estudiar el desempeño de este producto final en aplicaciones reales.

Otras dos alternativas que se han evaluado para alcanzar este objetivo son el uso de gas natural (GN) y gas licuado de petróleo (GLP). El GN es un gas combustible, que se encuentra en reservas subterráneas su composición típica está dada por algunos hidrocarburos tales como metano (CH_4 81,86%), etano (C_2H_6 11,61 %), propano (C_3H_8 1,92%) y no hidrocarburos como nitrógeno (N_2 0,9%) y dióxido de carbono (CO_2 3,18%) entre otros componentes más pequeños (VANTI Gas Natural, 2019). Colombia actualmente cuenta con catorce campos principales de producción y extracción de gas natural. Este gas normalmente es utilizado para uso domiciliario y en menor cantidad para uso vehicular. Según datos del Ministerio de Minas y Energía, se registró que para el año 2017 el país contaba con 556.548 vehículos convertidos a gas, sin embargo, este número va en descenso debido, según los usuarios, a la pérdida de competitividad del vehículo con respecto a los no convertidos (Suárez, 2017). No se reporta el uso de este en MCI de uso industrial o agrícola.

En cuanto al GLP, es un combustible que se genera cuando se mezclan hidrocarburos principalmente propano C_3H_8 y butano C_4H_{10} y otros en menores proporciones. Se obtiene del refinado de petróleo, así como también de la separación del gas natural del petróleo (UNIGAS Colombia, 2019). Al revisar las emisiones generadas producto de la combustión de este gas, se puede decir que es el combustible más amigable con el medio ambiente debido a que estas presentan porcentaje bajo de carbono y además son libres de azufre y plomo (Unidad de Planeación Minero Energética UPME, 2017).

El consumo de GLP en Colombia está orientado entre otros para uso residencial, comercial, y en menor proporción al sector vehicular porque ha sido desplazado por el uso

del GN (Unidad de Planeación Minero Energética UPME, 2017). Sin embargo, al igual que el GLP no se reporta el uso de este en MCI de uso industrial o agrícola.

Finalmente, otra alternativa puede ser el uso de biogás como combustible para MCI; ya que éste es un gas rico en metano, que se obtiene a partir del tratamiento anaerobio de residuos orgánicos y el cual para su producción no requiere invertir gran cantidad de recursos en materiales, instalaciones ni energía. Además, el uso de un combustible renovable como el biogás contribuiría a impactar positivamente en la disminución del consumo de los combustibles fósiles, prolongando la vida útil de las reservas existentes en el país y se avanzaría en un aprovechamiento sostenible de los recursos naturales. Adicionalmente, el uso del biogás como fuente de energía térmica no genera el mismo impacto ambiental que éstos, ya que gracias al ciclo del carbono, los gases generados como emisiones de la combustión del biogás son reabsorbidos por las plantas para hacer fotosíntesis, estas plantas alimentan animales y las excretas de estos producen biogás nuevamente y por tanto al hacer un balance el empleo del biogás aporta en muy baja proporción a la concentración de gases de efecto invernadero de la atmosfera, en comparación con el uso de combustibles tradicionales.

Por otra parte, el aprovechamiento del biogás, aunque poco implementada a nivel industrial resulta ser una fuente de energía lo suficientemente simple y económica, para ser utilizada en los sectores rurales, donde se viene utilizando con éxito, como fuente directa de calor para la cocción de alimentos y con el cual se busca satisfacer otras necesidades energéticas de la producción pecuaria, como el procesamiento de alimentos, bombeo de agua, y otras actividades propias del campo.

Entonces, para el caso de nuestro país, es importante considerar que la implementación de formas alternativas y renovables de energía, así como la disminución de la dependencia de combustibles tradicionales, deben ir ganando terreno de manera progresiva, permitiendo que el usuario acepte los requerimientos y particularidades que conllevan su uso. Es así como el principal desafío para el uso masivo de éstas debe estar más orientado a la integración de sistemas energéticos que limiten la dependencia de las fuentes tradicionales, y no a la lucha frontal por reemplazar un tipo de energía por otra.

Teniendo en cuenta lo anterior, este trabajo propone adaptar a biogás un motor de ignición por chispa (MICH), de amplio uso industrial y agrícola, considerando mantener la flexibilidad con el combustible tradicional (gasolina); evaluando su desempeño y las emisiones generadas en el proceso de combustión y comparándolo con otros combustibles gaseosos en cuanto a la eficiencia energética y las emisiones generadas. Esto con el propósito de obtener información útil sobre el desempeño de este tipo de motores y sobre el prometedor uso de combustibles alternativos.

Hipótesis

Es posible desarrollar una conversión flexible de moto-generadores de gasolina a biogás, de manera simple y bajo costo; de buen rendimiento y emisiones comparables a las obtenidas con el combustible tradicional

1. Objetivos

1.1 Objetivo general

Adaptar un motogenerador eléctrico de encendido por chispa utilizando biogás como combustible y evaluar su desempeño y las emisiones generadas en el proceso de combustión.

1.2 Objetivos específicos

Seleccionar el tipo de dosificador aire-gas y simular su operación mediante un programa de dinámica de fluidos computacional (CFD), para definir la geometría óptima del mismo, con base en el análisis teórico de la combustión del biogás.

Construir y adaptar el dosificador aire-biogás a la geometría del motor, con el fin de garantizar la flexibilidad en el uso del combustible tradicional.

Evaluar el desempeño del moto-generador (potencia generada), la eficiencia global (consumo específico de combustible) y la emisión de gases (CO_2 , CO , HC , O_2) utilizando biogás como combustible alternativo y gasolina como punto de comparación.

2. Marco teórico

2.1 Dispositivos Mezcladores

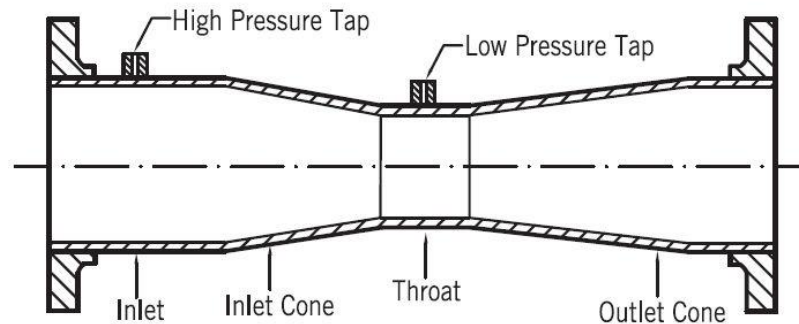
Cuando se requiere seleccionar entre diversos sistemas mecánicos de mezclado, es importante tener en cuenta que el dispositivo escogido sea aquel que presente las mejores características de homogeneidad en la mezcla aire y combustible. Así mismo, es necesario asegurar que las pérdidas aerodinámicas sean mínimas, al igual que sean de bajo costo de adquisición sin afectar la vida útil del mismo.

Los mezcladores del tipo estáticos sobresalen, por su simplicidad de construcción, muy bajos requerimientos de mantenimiento y la capacidad de operar sin aporte externo de energía; la selección del mezclador apropiado implica la evaluación de parámetros del fluido como la velocidad, la viscosidad, la temperatura y presión entre otros (Atlemo-Obeng, Kresta, & Paul, 2004).

Un dispositivo ampliamente utilizado en aplicaciones de mezclado de dos corrientes es el tubo Venturi, Figura 1. El principio de operación de este mezclador está basado en la ecuación de Bernoulli, y en el principio de conservación de la masa. En un Venturi, un flujo al interior de una tubería es obligado a aumentar momentáneamente su velocidad durante su paso por la garganta, lo cual genera una disminución en la presión local en dicha zona; el cambio de presión resulta proporcional al cambio en la velocidad; esto junto con las propiedades del fluido y la geometría del tubo permite el cálculo del flujo que circula al interior (Upp & LaNasa, 2002).

Figura 1

Vista trasversal de un tubo Venturi donde se describen sus principales características.



Nota: imagen modificada por el autor basado en:

http://img.directindustry.com/images_di/photo-g/33181-3767143.jpg.

El tubo Venturi es usado como un dispositivo de mezclado aire-combustible casi desde la misma aparición del MICH. Su aplicación en sistemas que utilizan biogás como combustible de motores, así como una metodología básica de diseño para el mismo, fueron descritas en la literatura, desde el siglo pasado, por Klaus Von Mitzlaff, en su libro “Engines for Biogás” (Mitzlaff, 1988).

En Colombia, en el año 2002 se desarrolló una metodología para el diseño de mezcladores tipo Venturi, con el objetivo de utilizar gas natural en MCI. Este trabajo fue desarrollado en la Universidad de Antioquia, y utiliza el modelo de flujo incompresible, en estado estable y unidimensional; este modelo se basa principalmente en las condiciones atmosféricas del sitio, la relación aire-combustible y el tipo de gas natural (Agudelo & Mejia, 2002).

Las metodologías propuestas por Mitzlaff y Agudelo, sustentaron el interés de los investigadores colombianos en fortalecer el uso del biogás en MCI, principalmente orientados al sector agrícola y su uso como fuente de energía en las zonas no interconectadas del país. Ejemplo de esto, el trabajo desarrollado por Bermejo y Orozco 2010 titulado “diseño de un mezclador aire-combustible para un motor diésel turboalimentado”, enfocado en la adaptación de motores en desuso (Bermejo & Orozco, 2010).

Uno de los más recientes ejercicios académicos, orientados a refinar las técnicas de cálculo y optimizar el diseño del mezclador tipo Venturi, se encuentra en el trabajo de Danardono *et al.*, 2011, titulado “Optimization the design of venturi gas mixer for syngas engine using three-dimensional CFD modeling”, que emplea las ventajas de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para evaluar las principales características geométricas que influyen en el proceso de mezcla, así como estimar la pérdida de presión generada por el dispositivo, todo lo anterior influye directamente en la potencia desarrollada por el motor (Danardono, Kim, Lee, & Lee, 2011).

Abordando un enfoque pragmático y con el fin de establecer la real implementación del venturi como dispositivo mezclador se realizó una investigación de patentes otorgadas en los Estados Unidos desde 1991 hasta 2018. Los resultados obtenidos de esta búsqueda evidenciaron un marcado interés de proteger los resultados de investigaciones orientadas al uso de sistemas mezcladores de gas-aire para su uso en MCI. Cabe resaltar que la gran mayoría de las patentes se otorgaron dentro de los últimos 5 años, en el periodo de 2014 a 2017, no obstante, el uso de gases combustibles en motores es de larga data.

2.2 Dinámica de fluidos computacional

La dinámica de fluidos computacional, CFD por sus siglas en inglés, es una herramienta que facilita la comprensión y predicción de fenómenos físicos principalmente relacionados con el movimiento de fluidos y la transferencia del calor, mediante la simulación computacional de modelos matemáticos simplificados que describen el comportamiento dinámico de la naturaleza, lo cual permite proponer y evaluar diversas geometrías, escenarios o condiciones de frontera, para la solución, optimización o rediseño, de cualquier caso de estudio, sin la necesidad de construir complejos y costosos modelos físicos, con el subsecuente ahorro de tiempo y dinero.

Los códigos de computador creados para la solución de problemas CFD tienen una estructura básica la cual se puede resumir en tres componentes principales: el pre-procesamiento, el solucionador (solver) y el post-procesamiento (Versteeg & Malalasekera, 1996).

2.2.1 El pre-proceso

En esta etapa se establece la geometría de la zona de interés para el caso particular de estudio, en otras palabras, se establece el Dominio Computacional sobre el cual se requiere calcular la o las propiedades físicas de interés, se definen las propiedades del fluido y se establecen las Condiciones de Frontera adecuadas

Una de las actividades considerada como la más importante de esta etapa de Pre-procesamiento es la generación de la Malla, la cual consiste principalmente en dividir el Dominio, en un conjunto de subdominios discretos o volúmenes de control, la malla puede

contener Elementos de muchas formas y tamaños. En dominios 2D, por ejemplo, los elementos son generalmente cuadriláteros o triángulos.

En los dominios 3D, pueden ser tetraedros, prismas (cinco lados), pirámides (cinco lados), o hexaedros. La complejidad geométrica de los modelos físicos obliga a utilizar una combinación de dichas formas, afín de cubrir de manera adecuada todo el dominio de interés. También es importante considerar la calidad del mallado, definido a través de parámetros como la Relación de Aspecto, la Oblicuidad y la Ortogonalidad de los elementos individuales de los volúmenes, entre otros parámetros.

En general, una malla computacional necesita ser lo suficientemente fina para obtener un nivel alto de detalle sobre el comportamiento del flujo y obtener una buena precisión en los cálculos, pero no tanto como para que el número de volúmenes de control requiera de un tiempo y capacidad de cómputo excesivos. Lo anterior requiere de una prueba de independencia de la malla, en la cual el usuario del código CFD, progresivamente resuelva el problema, con mallas cada vez más finas, a fin de determinar cuál es el número de volúmenes de control óptimo para el problema particular.

2.2.2 El solucionador

El algoritmo encargado de resolver el problema CFD consiste en una forma discreta de las Ecuaciones Gobernantes para el caso de estudio particular. Las ecuaciones consideradas son representativas de los principios fundamentales de la física, a saber, la ecuación de continuidad, las ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento y la ecuación de conservación de la energía (Patankar, 1980).

La Discretización considera la sustitución de una variedad de aproximaciones de los términos en la ecuación gobernante, los cuales representan procesos como la convección, la difusión y el término fuente, esto convierte la forma integral de las ecuaciones gobernantes en un sistema de ecuaciones algebraicas.

La solución típica de las ecuaciones algebraicas para los casos más simples se obtiene mediante un proceso iterativo utilizando el método de Gauss-Seidel o el algoritmo para matrices tridiagonales (TDMA); para los dos casos, las ecuaciones deben ser resueltas una y otra vez hasta que el error de todas las variables sea reducido a un valor que está por debajo de un valor mínimo preestablecido. En este punto, la solución se considera convergente y los resultados serán más próximos a la realidad del fenómeno. El criterio de Convergencia debe ser el adecuado al problema, así que las experiencias del usuario junto con el grado de exactitud requerido deben dictar cómo se configura este parámetro (Versteeg & Malalasekera, 1996).

El tipo de simulación en 3D necesaria para establecer correctamente las interacciones de un dispositivo de mezclado como el propuesto, requiere implementar un tipo de algoritmo de cálculo como el método semi-implícito para ecuaciones vinculadas a la presión, SIMPLE, por sus siglas en inglés. Las tres ecuaciones de movimiento y la ecuación de continuidad se combinan para formar cuatro ecuaciones para cuatro incógnitas, la presión y las tres componentes de velocidad (Atlemono-Obeng et al., 2004)(Patankar, 1980).

La esencia del algoritmo es la siguiente:

- Se supone un campo de presión para la solución de las ecuaciones de momento.
- Se calculan las velocidades y se determinan las velocidades corregidas.
- Basándose en las velocidades corregidas, se calcula una presión corregida

- La presión corregida se considera ahora como una presión actualizada, que es utilizada para volver al primer paso, reemplazando la presión supuesta inicialmente y recalculando las velocidades.
- Después se solucionan las demás variables del problema, la iteración es completa y se repite todo el proceso, hasta satisfacer el criterio de convergencia.

2.2.3 El post-proceso

La capacidad de analizar e interpretar los datos obtenidos depende tanto de la habilidad y del conocimiento del usuario como de la forma en que el código presente dicha información. Los resultados son expresados en forma gráfica y presentan patrones de color representativos del cambio de una propiedad. Los gráficos que muestran la trayectoria de partículas sobrepuestos al Dominio son de gran ayuda para el usuario ya que facilitan la comprensión del fenómeno físico, así como la toma de decisiones.

En el caso de optimización expuesto por Danardon *et al.*, 2011, el post-proceso incorpora una etapa adicional, en la cual se realizan ajustes al modelo virtual que representa el dominio computacional, a fin de obtener las mejores condiciones de operación posible. Para el caso en cuestión, a partir de los resultados simulados, se proponen modificaciones geométricas del modelo y se recalculan parámetros como la caída de presión, de manera que se encuentren las dimensiones físicas que garantizan las mejores condiciones de operación esperadas en un prototipo.

2.3 El biogás y su uso en motores de combustión interna

El biogás se compone de aproximadamente de 60% de metano (CH_4), 30% de dióxido de carbono (CO_2) y 10% de otros gases como sulfuro de hidrógeno (H_2S), hidrógeno (H_2) y

vapor de agua (H_2O). Alrededor del 60% del total de emisiones mundiales de gas metano son producto de actividades humanas como la industria, la agricultura y el tratamiento de aguas residuales. El principal componente combustible del biogás es el metano, un gas de efecto invernadero 25 veces más nocivo que el CO_2 . Por tanto, su combustión en CO_2 tiene un efecto positivo sobre el ambiente (EPA, 2012).

Una de las fuentes del biogás, es la descomposición anaerobia de residuos orgánicos, estiércoles, residuos de alimentos y residuos de poda entre otros. Este proceso se realiza a diferentes escalas mediante biodigestores. Muchos países en desarrollo, como Etiopía, Tanzania, Vietnam, Camboya, han promovido la tecnología de biodigestores. En los países de Latinoamérica y el Caribe, hay diversas experiencias, principalmente en México, Honduras, Nicaragua, Costa Rica, Cuba, Colombia, Ecuador, Perú, Bolivia y Brasil (Garfí, Martí-Herrero, Garwood, & Ferrer, 2016).

El rendimiento teórico y las emisiones de un MICH dependerá de la composición química del combustible, la relación aire combustible, además de parámetros físicos del motor, así como de la relación de compresión y la eficiencia volumétrica. Un modelo matemático orientado a describir el rendimiento y las emisiones de un motor, comúnmente citado en la literatura es el desarrollado por Ferguson y Kirpatric 1986. Un ejemplo de la aplicación de este modelo matemático es el trabajo realizado por Centeno *et al.*, 2012, en el cual se desarrolló un modelo matemático para la predicción del rendimiento de una planta de generación eléctrica utilizando un gasificador y un motor de combustión interna. Las pruebas operacionales demostraron que el modelo matemático de Ferguson se aproxima considerablemente al rendimiento real del motor (Ferguson & Kirkpatric, 1986)(Centeno, Mahkamov, Silva-Lora, & Andrade, 2012).

Se han desarrollado estudios muy completos sobre los efectos del uso de biogás en el rendimiento y emisiones del MICH, considerando los principales aspectos como son la concentración de metano y CO₂ (Crookes, 2006) (Porpatham, Ramesh, & Nagalingam, 2008). Sin embargo, la presencia de H₂S en el biogás, genera problemas en los componentes mecánicos del motor, ya que produce un ataque químico. La implementación de técnicas sencillas como calentamiento de la corriente de biogás mediante el aprovechamiento de los gases de combustión, que resultan ser de bajo costo y fácil implementación, sustentan y viabilizan la idea de que sea posible simplificar la implementación del biogás como combustible alternativo (Maizonnasse, Plante, Oh, & Laflamme, 2013).

La información acerca del uso del biogás como combustible MICH, aborda otro problema que es la variabilidad en la concentración de metano en el biogás mediante la instalación de complejos sistemas mezcladores biogás-aire y de dispositivos para el control de la ignición gobernados por algoritmos de control (Ando, Yoshikawa, Beck, & Endo, 2005)(Yamasaki, Kanno, Suzuki, & Kaneko, 2013). Todos estos pueden llegar a ser más costosos que el mismo motor, siendo esto una clara desventaja para su implementación a pequeña escala. El uso de biogás como combustible es una idea comercialmente bien desarrollada, y ha llevado a importantes empresas a implementar sus propias adaptaciones como es el caso de Caterpillar®, empresa que comercializa grupos generadores alimentados por biogás desde los 143 kW hasta los 2500 kW. (CAT, 2016) y de General Electric GE® la cual oferta sus propios grupos generadores desde los 633 kW hasta 3000 kW (GE, 2016).

Muestra del interés en el desarrollo de prototipos comerciales, son las recientes patentes otorgadas en Estados Unidos a Yang *et al.*, 2014. Donde se describe el funcionamiento de un mezclador mecánico de gases para pequeños MCI, el cual considera el

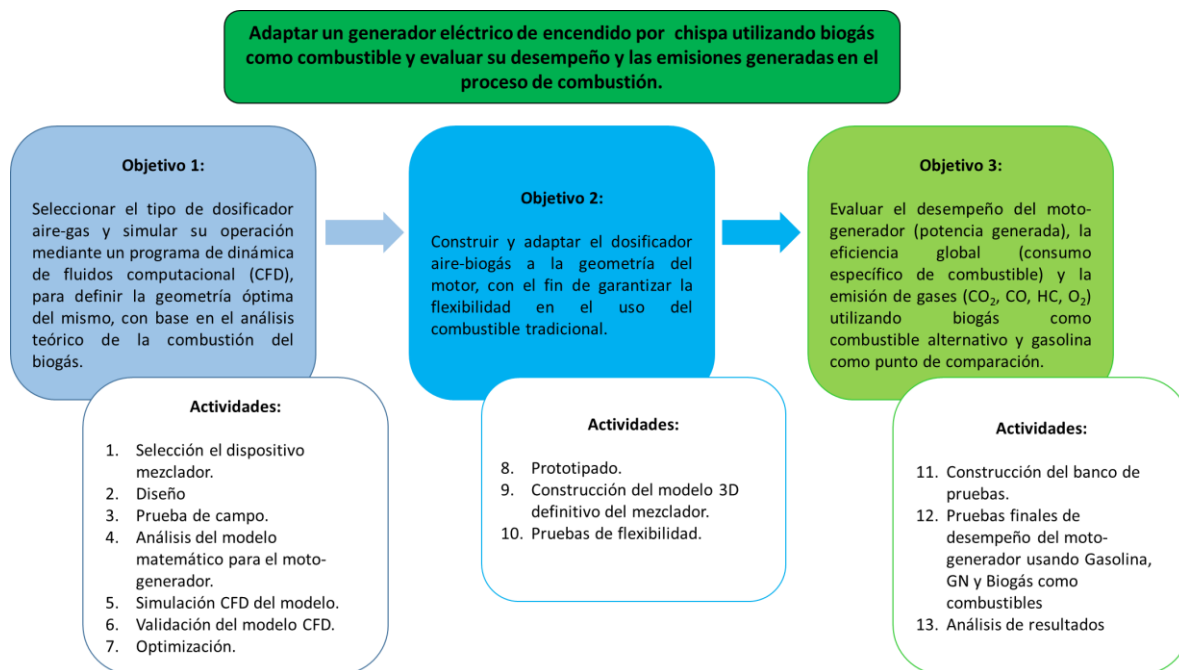
porcentaje de carga para determinar la mezcla optima de gases, así como la necesidad del mecanismo ahogador para enriquecer la mezcla al momento del encendido (US 8,833,347 B2, 2014). Un enfoque más tecnológico es el desarrollado por Prinz *et al.*, 2015; su patente encara el problema de mezclar dos corrientes de gases con un diseño que puede llegar a mezclas más precisas en su composición, pero que resulta complejo y costoso, ya que requiere de un sistema electrónico para controlar su relación de mezcla(US 9,939,129 B2, 2015).

En este trabajo se considera pertinente la adaptación de pequeños MCI, los cuales resultan muy accesibles al sector agrícola y es allí donde la adaptación a biogás tiene el potencial de reducir al mínimo, la dependencia de fuentes tradicionales de energía o combustibles, mientras se facilitan las labores del campo, proporcionando potencia mecánica para la ejecución de tareas como el bombeo de agua, el accionamiento de máquinas pica-pastos o pica-ensiladoras, bombas fumigadoras, procesos que en la cotidianidad son poco frecuentes y que por tanto se adaptan muy bien a las características operativas del motor de combustión interna, el cual tendrá una buena vida de servicio.

Se hace necesario establecer una metodología de evaluación, para la adaptación a biogás, la cual debería ser sencilla y de bajo costo, como los trabajos realizados por Surata *et al* 2014., y Reddy *et al.*, 2016, estos autores ejemplifican la viabilidad del uso del biogás como combustible alternativo en el trabajo de motores y moto- generadores, utilizando sistemas comerciales diseñados para GLP y GN, adaptados al biogás, pero que en contraste con los sistemas propuestos por Ando y Yamasaki, carecen de control en la relación aire-combustible (Surata et al., 2014) (Reddy, Aravindhnan, & Mallick, 2016).

3. Desarrollo Metodológico

Este trabajo se realizó teniendo en cuenta las siguientes etapas metodológicas resumidas en 13 actividades. A continuación, se presentan cada una de ellas con el resultado y el análisis correspondiente.



3.1 Selección el dispositivo mezclador:

Para el cumplimiento de esta actividad se realizó una revisión de la literatura preexistente sobre dispositivos mezcladores comúnmente usados para combustibles gaseosos. Se utilizaron las bases de datos Web of Science, Sciencedirect, Springer, Latindex,

Redalyc, Espacenet y USPTO (United States Patent and Trademark Office). Se realizó una búsqueda bibliográfica de diferentes artículos, tesis y patentes relacionadas con el tema.

Este enfoque permitió establecer el estado del arte y la pertinencia del tema, además de identificar el interés de la academia, así como del sector comercial en el desarrollo de estas tecnologías.

Resultados y análisis para la Selección del dispositivo mezclador:

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos con la búsqueda bibliográfica, se escogieron los documentos más relevantes y que mostraban mayor similitud con el trabajo a desarrollar en la presente investigación y con éstos se construyó a manera de resumen la tabla 1.

Los documentos referenciados en tabla 1 en su mayoría son patentes otorgadas en los Estados Unidos, lo que demuestra el interés de proteger los productos de investigaciones orientadas al uso de sistemas mezcladores de gas-aire para su uso en MCI; y artículos que evidencian el interés de la comunidad científica en el diseño y modelado CFD de este tipo de dispositivos. Cabe resaltar que la gran mayoría de las patentes se otorgaron en los últimos 6 años, en el periodo de 2014 a 2017, no obstante, siendo el uso de gas en MCI casi tan viejo como la aparición de este.

Tabla 1*Revisión bibliográfica sobre dispositivos mezcladores*

AUTOR	COMBUSTIBLE	APLICACIÓN	DESCRIPCIÓN
Yang <i>et al.</i> , 2014	GLP y G.N.	< 19 kW	Venturi geometría fija, con regulación automática de la relación aire-combustible (US 8,833,347 B2, 2014)
Kase <i>et al.</i> , 2015	G.N.	Tiller, snow thorwer, Bush-cutting, generator	Sistema de suministro de gas, con válvula de corte automático y Venturi mezclador (US 9,062,628 B2, 2015).
Fujinuma <i>et al.</i> , 2014	GLP	Motores de propósito general de tamaño pequeño	Sistema de despresurización y suministro de GLP con separación de alquitranes (US 8,726,929 B2, 2014).
Prinz <i>et al.</i> , 2015	Combustibles Gaseosos	No especificado	Venturi con área de paso variable para la corriente secundaria de gas, mediante desplazamiento longitudinal de una sección del Venturi (US 9,939,129 B2, 2015).
Gerassimov <i>et al.</i> , 1991	Gas-Diesel	No especificado	Venturi con área de paso variable para la corriente secundaria de gas, mediante giro respecto al eje longitudinal de una sección del Venturi (4,991,561, 1991).
Yates 2017	Combustibles Gaseosos	No especificado	Venturi con inserto anular y múltiples puertos de suministro de gas (US 9,541,033 B2, 2017).
Schmidt 2013	Gases de bajo poder calorífico	Motores de propósito general de tamaño pequeño	Venturi de geometría fija con múltiples puertos de suministro de gas (US 8,460,413 B2, 2013).
Frampton <i>et al.</i> , 2016	Combustibles Gaseosos	No especificado	Venturi de geometría fija con un solo puerto de suministro de gas y control de la dosificación mediante válvula solenoide (US 9,279,392 B2, 2016).
Kadirgama <i>et al.</i> , 2008	GN	Motores Vehiculares	Venturi de geometría fija con un solo puerto de suministro de gas y con 12 agujeros de paso de gas a la garganta (Kadirgama <i>et al.</i> , 2008).
Danardo <i>et al.</i> , 2011	Syngas	Generadores eléctricos estacionarios	Venturi de geometría fija con un solo puerto de suministro de gas y con 36 agujeros de paso de gas a la garganta (Danardono <i>et al.</i> , 2011).
Bora <i>et al.</i> , 2013	Biogás	Reemplazo parcial de combustible diésel en Motores	Venturi de geometría fija con dos puertos de suministro de gas inclinados a 35° respecto del eje central (Bora, Debnath, Gupta, Saha, & Sahoo, 2013)
Yusaf <i>et al.</i> , 2013	GN	Reemplazo parcial de combustible diésel estacionarios en Motores	Venturi de geometría fija con 8 agujeros de paso de gas a la garganta (Yusaf, Baker, Hamawand, & Noor, 2018).
Chandekar <i>et al.</i> , 2018	Biogás	Reemplazo parcial de combustible diésel en Motores	Venturi de geometría fija con tres puertos de suministro de gas inclinados a 35° respecto del eje central (Chandekar & Debnath, 2018)

El análisis bibliográfico también reveló que, aunque los investigadores implementan variaciones geométricas, actuadores y sistemas de control electrónico, sigue siendo empleado el principio físico del Venturi para el mezclado de las corrientes de aire-gas.

El amplio uso del Venturi como dispositivo mezclador, evidenciado en la literatura revisada al igual que en las patentes avalan la selección de éste para el presente proyecto. Además, la posibilidad de ser utilizado como dosificador para lograr la relación aire-combustible óptima, resulta una ventaja estratégica al incorporar dos condiciones operativas deseables para la correcta operación del motor. Eficaz mezclado y correcta proporción de aire-gas.

Teniendo en cuenta lo anterior, el dispositivo seleccionado y con el cual se pretenden realizar los futuros ensayos y pruebas es el Venturi.

3.2 Diseño:

Durante la revisión bibliográfica, se encontró que existen diferentes metodologías para el diseño y dimensionamiento de mezcladores tipo Venturi, basadas en la ecuación de Bernulli y el principio de continuidad. Para el desarrollo del presente trabajo, se adoptó la metodología de diseño propuesta por Von Mitzlaff (Mitzlaff, 1988), este autor presenta una metodología básica, consistente en un balance energético entre la potencia de salida del motor, el flujo de gas y su poder calorífico. Adicionalmente considera la eficiencia térmica del motor estableciendo así el consumo específico de combustible.

A continuación, se muestran las ecuaciones utilizadas para los cálculos de las dimensiones del Venturi según Mitzlaff:

Paso 1. Determinar el volumen de admisión.

Ecuación 1

$$V_1 = \frac{V_h}{2000} \times \frac{n}{60} \times n_{tot}$$

Paso 2. Determinar el área trasversal, y la velocidad media de entrada del Venturi.

$$A_i = \frac{1}{4} \times d^2 \times \pi \qquad c_i = \frac{V_i}{A_i}$$

Ecuación 2

Paso 3. Determinar la sección trasversal de la garganta

$$A_v = A_i \times \frac{c_i}{c_v} \geq A_i \times \frac{c_i}{150 \text{ m/s}}$$

Ecuación 3

Paso 4. Determinar potencia del motor, poder calorífico del biogás por volumen y el consumo específico del motor.

$$f_c = \frac{sfc * P}{QHV_{gas}}$$

Ecuación 4

Paso 5. Determinar el área entrada de biogás

$$A_g = \frac{f_c}{c_g}$$

Ecuación 5

Como resultado de estos pasos de diseño, se obtienen 2 parámetros básicos de la geometría del Venturi, el área de la garganta y el área de paso del combustible, previo establecimiento del área de paso del aire de igual magnitud al ducto de admisión del motor.

Todas las demás características son recomendadas dentro de ciertos rangos, como el ángulo de apertura de la garganta o divergencia ($< 10^\circ$), algunas otras son solo comentadas, como la zona de convergencia de la garganta, sugerida como de forma redondeada y el número de agujeros de entrada de gas, descrito en el texto como deseable >1 , para promover el mezclado de las corrientes.

Queda como trabajo del diseñador proponer otros parámetros como la longitud total del dispositivo, la geometría y disposición del puerto para el combustible, el espesor de las paredes y las geometrías necesarias para su instalación sobre el motor.

Resultados y análisis para el Diseño del mezclador:

Para el cálculo de las dimensiones del Venturi, según la metodología de Mitzlaff (1988), se obtuvo:

Paso 1. Determinación del volumen de admisión. Se consideró una eficiencia volumétrica típica= 0,85 (Ecuación 1)

n (rpm)	Vh (Cilindraje litros)	Eficiencia Volumétrica	V1 (Flujo Admisión)	
3600	0,168	0,85	0,00428	m ³ /s

Paso 2. Determinación del área transversal, y la velocidad media de entrada del Venturi. Esto depende de la geometría de la admisión del motor, para el caso el diámetro es de 19mm. (Ecuación 2)

Diámetro(manifold) m	Área entrada (Ai) m2
	0,00028
0,019	Velocidad Promedio a la entrada (Ci) m/s
	15,1095

Paso 3. Determinación de la sección transversal de la garganta, teniendo en cuenta que la velocidad no debe exceder 150 m/s, se selecciona 35 m/s.
(Ecuación 3)

Velocidad del Venturi (Cv) m/s	Área del Venturi (Av) m ²
35	0,0001224

Paso 4. Determinación de la potencia del motor, poder calorífico del biogás por volumen (QHV_{gas}) y consumo específico del motor. Considerando el motor generador utilizado en las pruebas, presenta una potencia de 5.5 hp equivalentes a 4.1kW. El poder calorífico del biogás por volumen se tomó considerando los valores más conservadores reportados por la bibliografía (18500kJ/m^3) (Unidad de Planeación Minero Energética UPME, 2017). Para el consumo específico de combustible, se consideraron valores típicos para motores con ciclo Otto con una eficiencia 0.25, equivalentes a 4kWh fuel/kWh mecánica. (Ecuación 4)

$$\frac{\text{Consumo de combustible (fc)}}{\text{m}^3/\text{s}} = 0,000886$$

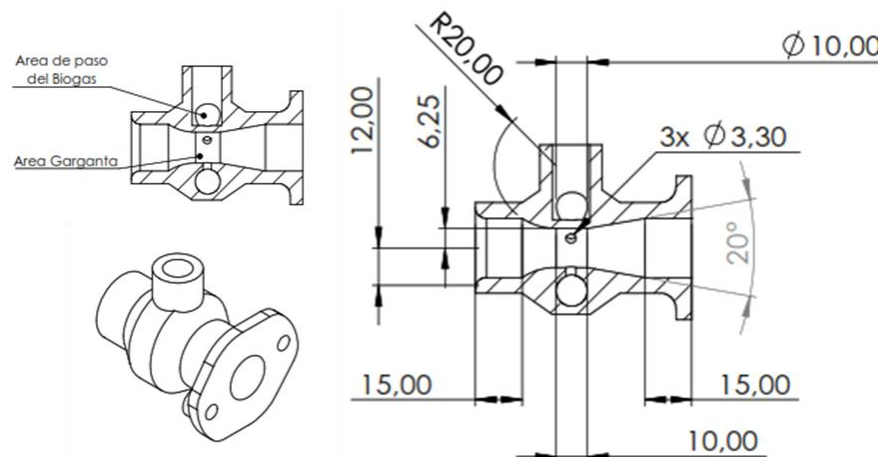
Paso 5. Determinar el área entrada de Biogás

$$\frac{\text{Ag m}^2}{0,00002533}$$

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, en la figura 2 se muestra el diseño que se propuso para la geometría y dimensiones del Venturi, conservando un área de la garganta de $122,4 \text{ mm}^2$ y un área de paso de biogás de $25,33 \text{ mm}^2$.

Figura 2

Corte transversal, vista isométrica y dimensiones (mm) del prototipo de mezclador propuesto en este trabajo



Nota: Geometría del Venturi propuesta por el autor.

3.3 Pruebas Preliminares de campo.

Con el objetivo de anticiparse a los pormenores de las *pruebas operativas usando biogás*, se decidió adelantar la impresión 3D del prototipo de Venturi diseñado con base en las etapas metodológicas anteriores, los detalles sobre la impresión 3D y sus ajustes generales se presentan en la sección 3.8 Prototipado.

El ensayo operativo preliminar se realizó usando el moto-generator marca Bauker modelo GG2800 con una potencia máxima de 2400w a 110Vac y un módulo de carga con una potencia nominal de 2600w.

Se pretende evidenciar si el modelo de Venturi diseñado es funcional, logrando alimentar el motor con una mezcla aire-combustible capaz de lograr el encendido, así como permitir la operación con carga, lo cual permite establecer una línea base de datos para la futura optimización. Adicionalmente esta etapa busca establecer los recursos y adecuaciones físicas del sitio de prueba y del suministro del biogás.

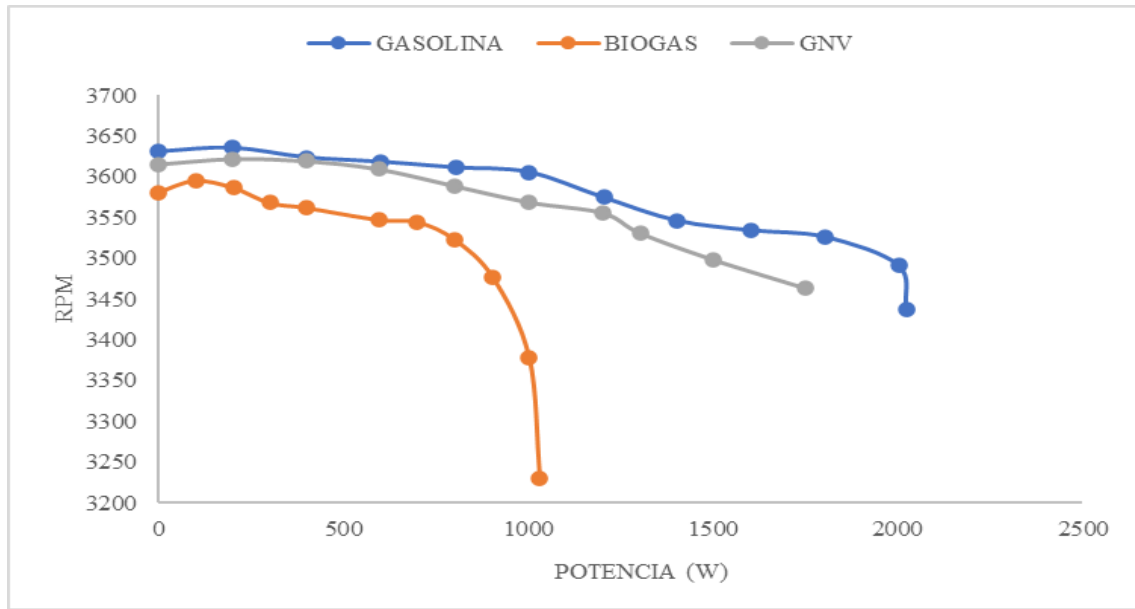
Resultados y análisis para las Pruebas Preliminares de campo.

Se realizó un ensayo operativo sobre el moto-generator, en el cual se determinó que es posible sostener la operación desde la condición de “Cero” carga hasta una potencia generada de 1000 watts aproximadamente

La figura 3 muestra el comportamiento de las revoluciones del motor respecto a la potencia generada para cada tipo de combustible utilizados en las pruebas experimentales.

Figura 3

Potencia generada vrs rpm para los combustibles Gasolina, GN y Biogás – Pruebas de campo.



Se puede observar que, a medida que se exige potencia al motor, hay una disminución en las rpm, lo cual es indeseable, ya que esto afecta directamente la frecuencia eléctrica de salida.

En la figura 3 se puede evidenciar que durante la operación usando gasolina el moto-generador presenta un desempeño más estable en comparación con la operación usando combustibles gaseosos. La máxima potencia alcanzada fue usando gasolina como combustible logrando un 83,3% de la potencia nominal de moto-generador declarada por el fabricante, lo que nos indica de entrada una pérdida de rendimiento del equipo.

En cuanto a la operación con combustibles gaseosos, la máxima potencia alcanzada es de 1750 W para el GN y 1000 W para el biogás respectivamente, logrando alcanzar un 72,9 % y 41,7% de la potencia nominal del equipo.

3.4 Análisis del modelo matemático para el moto-generator.

El modelado matemático de la operación de un motor de combustión interna se basa en la implementación del ciclo Otto para describir los procesos termodinámicos a los cuales se ve sometido el gas al interior del motor y el trabajo indicado resultante. El análisis de la primera ley de la termodinámica también nos permite determinar el calor de entrada al ciclo, como la diferencia entre la energía contenida en la mezcla aire-combustible y la energía en los gases de escape. La potencia al freno (la potencia de salida del motor) será resultado de la diferencia entre la potencia indicada y la potencia de fricción estimada para el motor real.

Se empleó la formulación descrita por Ferguson y Kirkpatrick (1986) en su texto para este propósito, haciendo uso de las ecuaciones descritas a continuación.

En primer lugar, dado que el trabajo que puede ejercer el motor de combustión interna está determinado por la presión en la cámara de combustión, el modelo matemático nos presenta una expresión en la cual se determina dicha presión a lo largo del ciclo del motor, medido en términos del ángulo de posición del cigüeñal:

$$\frac{dp}{d\theta} = -\gamma \frac{p}{v} \frac{dv}{d\theta} + \frac{\gamma - 1}{v} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)$$

Ecuación 6

El cambio de volumen experimentado por la cámara de combustión en función del ángulo del cigüeñal se determina mediante la siguiente expresión:

$$\frac{dv}{d\theta} = \frac{Vd}{2} \sin\theta \left[R + 1 - \cos\theta - (R^2 - \sin^2\theta)^{\frac{1}{2}} \right]$$

Ecuación 7

Con el fin de modelar de manera muy aproximada a la realidad el aporte de calor de la combustión, el modelo implementa la siguiente expresión donde se evalúa la fracción de energía liberada en función del ángulo del cigüeñal, la cual depende del ángulo de inicio de la combustión (θ_s) y su duración (θ_d), así como de los parámetros de Wiebe (a y n) los cuales se evalúan a partir de parámetros de diseño y operación.

$$x_b(\theta) = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^n \right]$$

Ecuación 8

El código numérico “*Simple heat release applet*” (Kirkpatrick, 2007) utiliza las ecuaciones diferenciales ya mencionadas, y de esta manera calcula la potencia indicada del ciclo termodinámico teniendo en cuenta el comportamiento de la combustión con respecto al ángulo del cigüeñal. Es un modelo flexible aplicable a motores de encendido por chispa que considera como parámetros de entrada: el calor de la combustión, tipo de combustible y los parámetros geométricos del motor.

El termino $dQ/d\theta$ relaciona el aporte de calor al ciclo termodinámico en función del ángulo del cigüeñal, lo cual de manera práctica puede determinarse mediante un balance entre la energía aportada por el combustible y la pérdida en los gases de escape.

$$Q_{comb} = Q_{in} - Q_{out}$$

Ecuación 9

La energía de entrada en función del flujo de combustible y su poder calorífico se obtiene mediante la siguiente expresión.

$$Q_{in} = m_f * QHV_f$$

Ecuación 10

Donde la masa de entrada de combustible se calcula como sigue:

$$m_f = \phi * \lambda * \rho * v$$

Ecuación 11

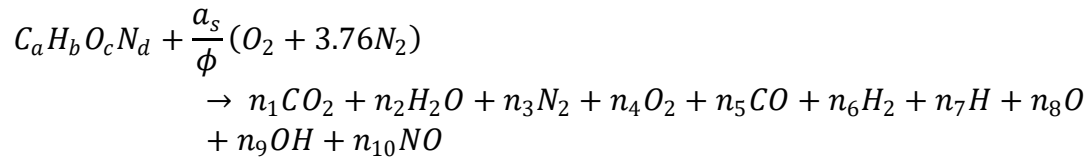
El calor trasportado por los gases de escape se evalúa considerando su entalpia y la masa de los gases de escape se calcula con la ecuación de gas ideal, considerando las condiciones de presión y temperatura:

$$Q_{out} = m_g * h_s \qquad m_g = \frac{PV}{RT}$$

Ecuación 12

Dado que las propiedades termodinámicas de estos gases son función de su composición química, se empleó el modelo matemático de “*Equilibrio Químico usando constantes de equilibrio*” descrito por Ferguson & Kirkpatric, (1986) en el cual consideran

las diez especies más representativas producto de la combustión de un hidrocarburo, lo que brinda un mayor grado de certeza comparado con una combustión estequiométrica donde los únicos productos son el CO_2 y el agua.



Ecuación 13

La solución numérica para obtener las fracciones molares de los productos de la combustión utiliza las constantes de equilibrio descritas por Olikara y Borman (1975) que han ajustado una curva de equilibrio a partir de las tablas de JANAF desarrolladas por la NASA en un rango de (600 a 6000)K. a partir de seis reacciones de equilibrio en fase gaseosa por la descomposición de agua, oxígeno, dióxido de carbono e hidrógeno y la formación de óxidos de nitrógeno, se obtiene la siguiente ecuación (Olikara & Borman, 1975):

$$A \log_{10} K_i(T) = A_i \ln \left(\frac{T}{1000} \right) + \frac{B_i}{T} + C_i + D_i T + E_i T^2$$

Ecuación 14

El código denominado “*Equilibrium combustion solver*” (Kirkpatrick, 2007) suministrado por Ferguson en su libro, emplea las ecuaciones antes mencionadas para calcular las propiedades termodinámicas y fracciones molares de los gases de escape, siendo de particular interés la entalpía en los gases de escape (h_s)

Para considerar la potencia perdida por fricción, se empleó el modelo matemático propuesto por Martínez – Villar (2019), este modelo calcula las perdidas por bombeo, fricción y pérdidas en los sistemas auxiliares que componen un motor de combustión interna (Martinez & Villar, 2019)

La potencia efectiva es la diferencia entre la potencia indicada y la potencia de frenado.

$$W_e = W_i - W_b$$

Ecuación 15

La potencia de frenado se calcula con la siguiente ecuación:

$$W_b = \frac{bmep * V_d * N}{n}$$

Ecuación 16

El uso de las expresiones matemáticas anteriormente descritas permite calcular la potencia máxima que puede generar un motor de combustión interna. Lo cual nos sirve como punto de comparación y evaluación de los datos obtenidos experimentalmente con los diferentes combustibles evaluados en este trabajo.

Resultados y análisis para el Análisis del modelo matemático para el moto-generador.

Estimación de la Potencia efectiva

Con base en el modelo matemático “*Equilibrium combustion solver*” (Kirkpatrick, 2007) se obtuvo la entalpia de los gases de escape ($h_{Sgasolina}$). Los parámetros de entrada utilizados en el software se describen en la Tabla 2.

Tabla 2

Parámetros de entrada para el software Equilibrium Combustion Solver para el cálculo de la entalpía de los gases de escape

Parámetro	Valor
<i>Presión(kPa)</i>	91,1
<i>Temperatura(K)</i>	523
<i>Relación combustible-aire (λ)</i>	1,1
<i>Fracción residual</i>	0,1
<i>Tipo de combustible</i>	Gasolina

$$h_{S_{gasolina}} = 2510 \left(\frac{kJ}{kg} \right)$$

$$m_g = \frac{91,1 * 1,9611 * 10^{-4}}{0,287 * 523} = 1,2245 * 10^{-4} (kg)$$

$$Q_{out} = 0,298 (kJ)$$

$$m_f = 1,1 \left(\frac{1}{15,27} \right) 1,0546 * 1,9611 * 10^{-4} = 1,4818 * 10^{-5} (kg)$$

$$Q_{in} = 1,4898 * 10^{-5} * 40660 = 0,670 (kJ)$$

$$Q_{combu} = 0,670 - 0,298 = 0,376 (kJ)$$

Obteniendo la energía en la combustión se procede a calcular la potencia indicada con el modelo matemático “*Simple Heat Release Applet*” (Kirkpatrick, 2007) usando los parámetros de entrada mostrados en la tabla 3.

Tabla 3

Parámetros de entrada para el software Simple Heat Release Applet para el cálculo de la potencia indicada

Parámetro	Valor
<i>Carrera(mm)</i>	54
<i>Diámetro(mm)</i>	68
<i>Longitud de la biela(mm)</i>	98
<i>Relación de compresión</i>	8,5
<i>Velocidad (rpm)</i>	3600
<i>Inicio de la combustión (°)</i>	-20
<i>Duración de la combustión (°)</i>	40
<i>Parámetros de Weibe (a;n)</i>	5;3
<i>Temperatura (K)</i>	300
<i>Presión (bar)</i>	1
<i>Peso molecular del gas (g)</i>	29
<i>Calor de combustión (j)</i>	0,376
<i>γ del aire</i>	1,4

El resultado obtenido para la potencia indicada fue:

$$W_i = 5,58 \text{ (kW)}$$

Seguidamente, con el modelo matemático de Martínez -Villar (2019) de pérdidas por fricción se calcula la presión media indicada usando los parámetros de entrada mostrados en la tabla

4.

Tabla 4

Parámetros de entrada para el software de Martínez Villar (2019) para el cálculo de pérdidas por fricción.

Parámetro	Valor
<i>Diámetro (mm)</i>	68
<i>Carrera (mm)</i>	54
<i>Velocidad del motor (rpm)</i>	3600
<i>Número de cilindros</i>	1
<i>Presión de entrada al colector (kPa)</i>	101
<i>Diámetro del cojinete principal (mm)</i>	30
<i>Longitud del cojinete principal (mm)</i>	17,5
<i>Número de válvulas de entrada por cilindro</i>	1
<i>Número de válvulas de salida por cilindro</i>	1
<i>Diámetro de válvula de entrada (mm)</i>	26,9
<i>Viscosidad dinámica (pa.s)</i>	87,3
<i>Presión atmosférica (kPa)</i>	101

$$bmep = 314,92 \text{ (kPa)}$$

$$W_b = \frac{314,92 * 1,9611 \times 10^{-4} * 3600}{2 * 60} = 1,8550 \text{ (kW)}$$

Finalmente, se calculó la potencia efectiva en el motor de combustión interna, obteniendo como resultado:

$$W_{ef} = 5,58 - 1,85 = 4,234 \text{ (kW)}$$

Este mismo procedimiento se realizó para el GN y el biogás a diferentes velocidades de rotación del cigüeñal. Los resultados se muestran en la tabla 5

Tabla 5

Resultados de potencia efectiva en relación con la velocidad de giro del motor usando Gasolina, GN y Biogás.

RPM	W _{ef} gasolina(w)	W _{ef} GN (w)	W _{ef} biogás (w)
3200	3892,2	3443,1	2238,01
3225	3913,5	3461,0	2249,65
3250	3934,8	3478,8	2261,22
3275	3956,1	3496,6	2272,79
3300	3977,4	3514,4	2284,36
3325	3998,7	3532,2	2295,93
3350	4020,1	3550,1	2307,56
3375	4041,4	3567,9	2319,13
3400	4062,7	3585,7	2330,70
3425	4084,0	3603,5	2342,27
3450	4105,3	3621,4	2353,91
3475	4126,6	3639,2	2365,48
3500	4148,0	3657,0	2377,05
3525	4169,3	3674,8	2388,62
3550	4190,6	3692,6	2400,19
3575	4211,9	3710,5	2411,82
3600	4233,2	3728,3	2423,39
3625	4254,6	3746,1	2434,96
3650	4275,8	3763,9	2446,53

Para calcular la potencia efectiva con el GN, considerado para este trabajo como 100% de Metano, es necesario ingresar los valores adecuados para el poder calorífico, la relación aire-combustible y la temperatura de los gases de escape.

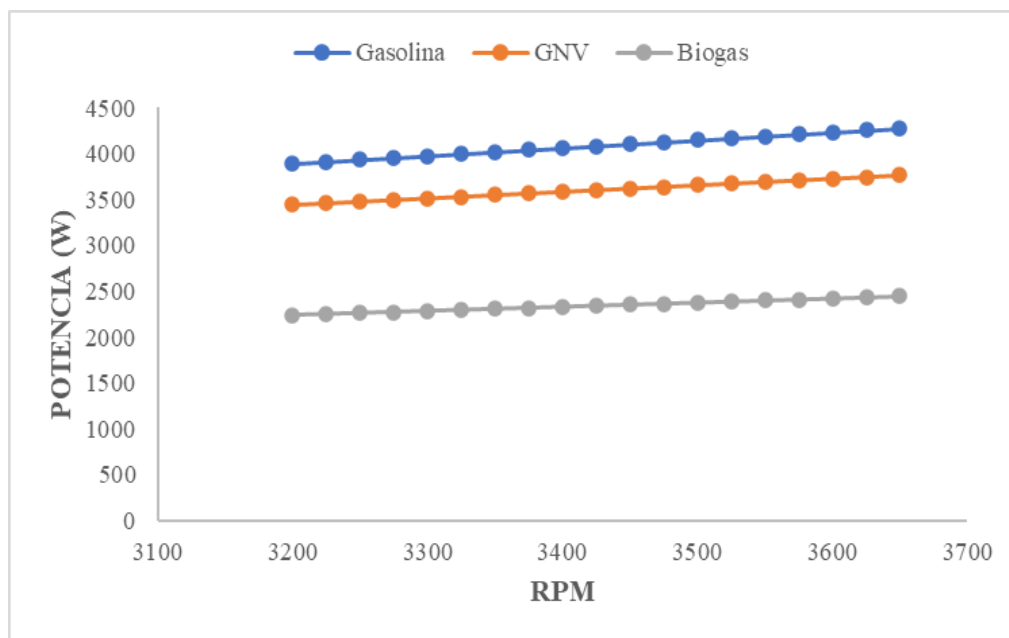
Para calcular la potencia efectiva con el Biogás se tuvo en cuenta la composición de este, la cual fue determinada mediante un análisis cromatográfico, donde se obtuvo un valor de 64,6% de metano (CH₄) y 35,4% de Dióxido de Carbono (CO₂). También se descartó la influencia de otros posibles componentes traza como el H₂S y el vapor de agua que no aportan

energía en la combustión, por lo tanto, se asumió que el biogás está en capacidad de aportar el 65% de energía disponible en el GN.

Los resultados para la potencia efectiva en relación con la velocidad se muestran en la figura 4. Con base en los datos obtenidos se puede evidenciar, que se obtiene mayor potencia en el eje con gasolina pese a su poder calorífico 43,254 MJ/kg; más bajo que el GN 52,79 MJ/kg (Arrieta, Chejne, López, Forero, & Herrera, 2016), esto se debe a la densidad de la gasolina es mayor en comparación a los gases y a que la eficiencia volumétrica del motor es más alta cuando se utiliza este combustible.

Figura 4

Potencia efectiva en relación con la velocidad de giro del motor usando Gasolina, GN y Biogás.



Con el objetivo de comparar los datos teóricos obtenidos anteriormente, con los datos experimentales obtenidos en las pruebas de campo preliminares, fue necesario realizar la conversión de unidades de la frecuencia y la potencia eléctricas generadas (las cuales fueron medidas durante los ensayos) a velocidad de giro del generador (rpm) y potencia mecánica en el eje respectivamente.

Al revisar la potencia declarada por el fabricante del moto-generador se tiene que la máxima potencia teórica que se puede alcanzar con este equipo es de 2400 W eléctricos, esto con una potencia declarada del motor de 5.5 Hp (4100 W), lo cual representa una eficiencia global del 58.5%, este valor se utiliza para determinar la potencia mecánica en el eje del MCI. Los datos obtenidos se muestran en la tabla 6.

Con los datos obtenidos utilizando los modelos matemáticos y los datos obtenidos de las pruebas experimentales de campo ya corregidos se hace la comparación de la potencia obtenida experimentalmente con los combustibles evaluados respecto a la potencia obtenida en la simulación. Los resultados se muestran a continuación en la figura 5.

Tabla 6

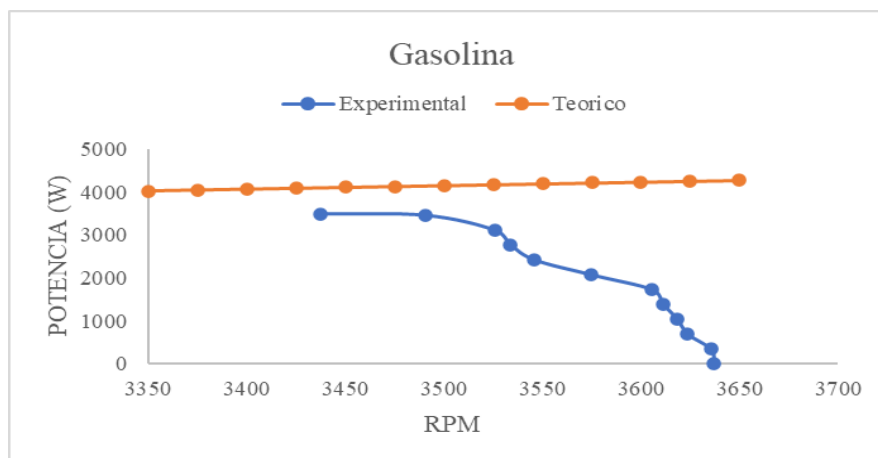
Resultados experimentales para las variables frecuencia y potencia eléctrica determinadas en las pruebas preliminares de campo y los cálculos para la velocidad y la potencia mecánica en el eje.

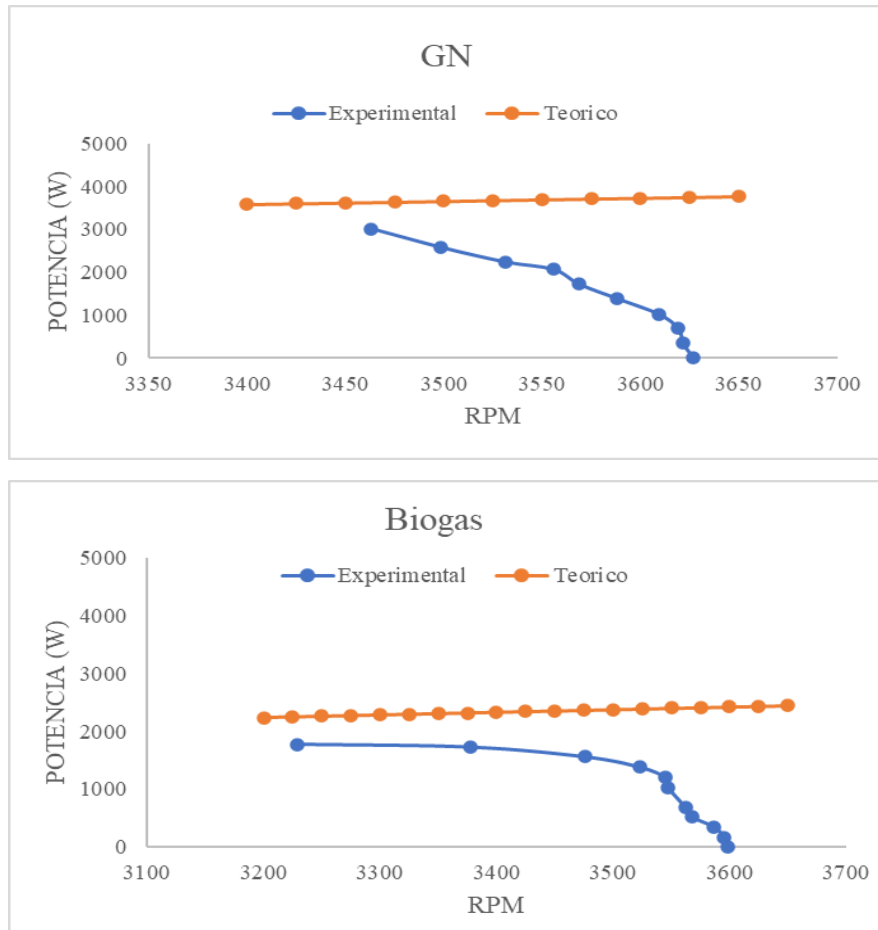
Combustible	Frecuencia (Hz)	RPM	Potencia Eléctrica Generada (W)	Potencia Mecánica en el Eje (W)
Gasolina	60,61	3636,83	0,00	0,00
	60,59	3635,51	201,18	346,86
	60,40	3623,71	400,84	691,11
	60,31	3618,38	602,64	1039,03
	60,19	3611,29	803,72	1385,73

	60,09	3605,64	1002,66	1728,72
	59,58	3574,57	1204,39	2076,53
	59,10	3545,98	1403,07	2419,09
	58,90	3533,88	1604,80	2766,89
	58,76	3525,82	1804,63	3111,44
	58,18	3490,91	2003,51	3454,33
	57,29	3437,21	2024,80	3491,03
GN	60,45	3626,86	0,00	0,00
	60,36	3621,48	200,58	345,83
	60,32	3619,06	399,73	689,19
	60,15	3609,16	595,94	1027,49
	59,81	3588,44	802,50	1383,61
	59,48	3568,67	1001,52	1726,76
	59,26	3555,60	1201,62	2071,76
	58,85	3531,07	1302,56	2245,79
	58,31	3498,60	1499,00	2584,48
	57,72	3463,20	1751,10	3019,14
Biogás	59,98	3598,74	0,00	0,00
	59,92	3595,12	100,37	173,05
	59,78	3586,75	203,08	350,14
	59,47	3567,98	301,96	520,62
	59,37	3561,98	399,47	688,74
	59,12	3547,12	596,09	1027,75
	59,07	3544,43	700,20	1207,24
	58,71	3522,86	800,66	1380,46
	57,93	3476,04	904,47	1559,43
	56,30	3378,12	1001,80	1727,24
	53,82	3229,34	1030,75	1777,15

Figura 5

Comparación de las potencias obtenidas para los combustibles Gasolina (a), GN (b) y Biogás (c) con relación a la velocidad del motor





Dado que potencia teórica se obtuvo considerando un flujo de energía a motor constante (Q_{in}) y velocidad variable dentro de un rango de interés, el modelo matemático resulta útil para comparar la operación en el punto de máxima carga del motogenerador.

Con base en la gráfica mostrada anteriormente se observa una tendencia generalizada en los resultados teóricos obtenidos para los tres combustibles en donde se puede inferir que la potencia permanece casi constante en el rango de 3200 a 3650 rpm, lo que indica que existe independencia entre la velocidad de giro del motor y la potencia en el eje.

En contraste, en las pruebas experimentales se observa una relación inversa entre estas dos variables, donde a mayor potencia generada se obtiene una menor velocidad de giro. Lo cual representa la respuesta típica de los generadores síncronos que operan solos o

aislados, en los cuales el aumento de carga, para el caso son netamente resistivas, produce una disminución de la velocidad del conjunto motor-generator y por tanto en la frecuencia de la energía eléctrica generada, dicha pérdida de velocidad es una combinación de 2 factores principalmente, la respuesta electromagnética del generador y el comportamiento de dispositivo regulador de velocidad (el gobernador). (Chapman, 2012)

Los datos obtenidos con gasolina, que es el combustible para el que está diseñado el equipo, evidencian que sólo se alcanzan 2024 W eléctricos, indicando una pérdida de potencia de salida del 15,7%, lo cual está asociado al cambio en las condiciones ambientales de operación del moto-generator, particularmente la presión atmosférica, la temperatura y la humedad relativa. Además, esta variación también se puede deber a las variaciones en la composición fisicoquímica del combustible utilizado para los ensayos.

Finalmente, al comparar las diferencias entre los resultados teóricos y experimentales, encontramos un error en el punto de máxima carga de 14.5%, 16.6% y de 20.9% con gasolina, GN y biogás respectivamente.

3.5 Simulación CFD del modelo.

El modelo de simulación tridimensional del Venturi se construyó utilizando el software comercial SOLIDWORKS® basado en las dimensiones halladas con la metodología de Mitzlaff (1988). El análisis CFD del comportamiento del Venturi se realizó usando el software comercial ANSYS Inc, FLUENT 14.2, esto se hizo para predecir el comportamiento de características que influyen el desempeño del motor como son: la

relación aire combustible, la caída de presión generada en la admisión y la calidad del mezclado de las corrientes.

Las ecuaciones de conservación de masa y momento resueltas por el software se relacionan en las ecuaciones (17) y (18). La variación de temperatura no es un parámetro importante para el estudio. Por tanto, no se utiliza la ecuación de energía.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0$$

Ecuación 17

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = \left[-\frac{\partial P}{\partial x_i} \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\lambda + \mu) \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right] + \rho b_i$$

Ecuación 18

Donde, densidad ρ , tiempo t , presión P , viscosidad dinámica μ , segundo coeficiente de viscosidad λ y fuerza del cuerpo b .

La construcción y características de la malla, dada la alta complejidad geométrica del modelo del Venturi, en el cual se incluyen los pasajes necesarios para la conducción del biogás desde el puerto de entrada hasta los orificios en la garganta del Venturi, se hizo necesario la implementación del método de mallado automático. Se controló el tamaño de los elementos con el fin de que las características como la Relación de Aspecto, la Oblicuidad y la Ortogonalidad de los elementos de la malla fueran muy cercanos a sus valores óptimos. Adicionalmente, la independencia de la malla fue analizada.

Considerando la condición de operación típica del motogenerador, que debe operar a velocidad constante y cargas variables dentro de un estrecho margen se optó por realizar la simulación en “estado estable”, considerando esta condición muy próxima a la situación de operación real. La operación en “estado transitorio” no se analizó en ninguna simulación durante el desarrollo de este trabajo, en consideración a que no era representativa del fenómeno analizado y no eran variables fácilmente determinables.

Múltiples trabajos académicos realizados sobre el fenómeno de mezcla y trasportes de corrientes emplean el modelo de turbulencia k-ε, reportando buenos resultados (Danardon et al., 2011)(Chandekar & Debnath, 2018) (Bora et al., 2013)(Yusaf et al., 2018)(Habchi, Lemenand, Valle, & Peerhossaini, 2010)(Subramanian, 2008)(Utomo, Jin, Rahman, Jeong, & Chung, 2008). El estándar k- modelo seleccionado se presenta a continuación.

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - \rho \varepsilon$$

Ecuación 19

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

Ecuación 20

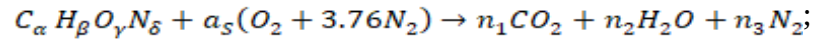
Donde: **k** es la energía cinética turbulenta, **ε** es la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta, **u_i** es el componente de la velocidad, **μ_t** viscosidad turbulenta

En las condiciones de diseño se estableció que la velocidad promedio del flujo al interior del Venturi fuera de 35 m/s, lo cual representa el $\approx 10,5\%$ de la velocidad del sonido y por tanto está muy por debajo de los límites de Compresibilidad, y no se requiere de modelos más complejos.

La medición de la presión estática en el múltiple de admisión del motor durante las pruebas preliminares se llevó a cabo usando un manómetro digital KETOTEK, modelo GM510 cuyo elemento primario es un elemento piezoeléctrico, osciló entre los 964 y los 1036 Pa. Esto permitió establecer la condición de frontera para el puerto de salida del mezclador en -1000Pa. El biogás se suministró desde reservorios fabricados de una membrana delgada y muy flexible de polietileno y el sistema limita su presión máxima al rango de 120 a 150 mm columna de agua, además considerando las posibles pérdidas de presión durante el corto tramo de tubería que conduce el Biogás hasta el dispositivo mezclador se aproximó la presión de suministro a la presión atmosférica al igual que la presión de la corriente de aire.

El proceso de mezclado considera que no hay reacciones químicas en el Venturi y que las corrientes se encuentran a la misma temperatura ambiente, por tanto, no se consideraron fenómenos de transferencia de calor ni la generación de nuevas especies químicas. Adicionalmente, la fase de análisis de resultados requiere establecer las condiciones de la mezcla aire-combustible estequiométrica.

Considerando el modelo general de la combustión de un hidrocarburo con aire atmosférico, se tiene:



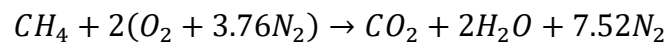
Ecuación 21

De donde se desprende que la relación estequiométrica aire-combustible está dada por la expresión:

$$A_s = \frac{28.85(4.76a_s)}{(12.01\alpha + 1.008\beta + 16.00\gamma + 14.01\delta)}$$

Ecuación 22

Siendo el metano (CH₄) el componente que aporta energía la ecuación se reduce a:



Así que la relación estequiométrica Aire-Combustible para el metano será:

$$A_s = 17.12$$

Los análisis de la combustión se basan en la comparación entre la relación aire-combustible estequiométrica versus la relación aire combustible real, esta relación se define como la relación aire-combustible estequiométrica. Mediante esta relación se establece si la mezcla real es rica en combustible, $\lambda > 1$, la mezcla se considera “estequiométrica” $\lambda = 1$ o si la mezcla real es pobre en combustible $\lambda < 1$.

$$\lambda = \frac{A_{real}}{A_s}$$

Ecuación 23

Resultados y análisis para la Simulación CFD del modelo.

Obtenidas las dimensiones básicas del Venturi, se procedió a construir un modelo CAD. El modelo construido se muestra en la figura 6, donde se incluyeron algunas otras características geométricas como la contracción y la divergencia. En la tabla 7 se resumen dichas características.

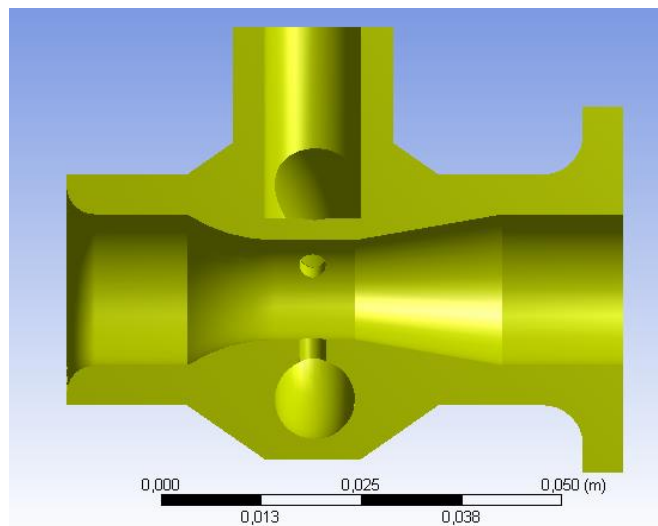
Tabla 7

Características geométricas de diseño del modelo Venturi propuesto

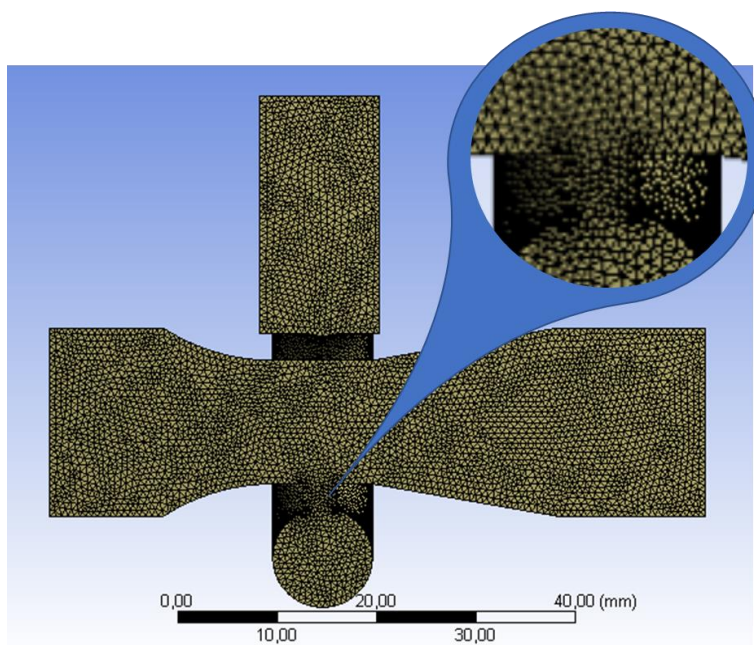
Parámetro Geométrico	Magnitud
<i>Diámetro garganta</i>	12,5 mm
<i>Diámetro de la admisión</i>	19 mm
<i>Redondeo de convergencia</i>	Radio 20mm
<i>Longitud de la zona convergente</i>	10 mm
<i>Angulo de divergencia</i>	20°
<i>Longitud de la zona divergente</i>	15 mm
<i>Angulo de la entrada de biogás</i>	90°
<i>Diámetro de la entrada biogás</i>	3,3 mm x 3 agujeros

Figura 6

Modelo CAD para el prototipo propuesto realizado con base en los resultados obtenidos con la metodología Mitzlaff

**Figura 7**

Mallado realizado al modelo CAD para el prototipo propuesto realizado con base en los resultados obtenidos con la metodología Mitzlaff.



Dada la naturaleza simétrica del diseño CAD, se generó un corte en su plano de simetría, lo cual disminuye significativamente el dominio computacional y por tanto facilita la solución. Luego se procedió a identificar las zonas y secciones como la entrada de aire, de biogás, la salida de la mezcla, las paredes del modelo y el plano de simetría.

Para la generación del mallado se empleó la herramienta nativa de Ansys Workbench®, se seleccionó el método de mallado Automático que produce elementos tetraédricos y piramidales que se adaptan fácilmente a la complejidad geométrica y se controló el número de elementos mediante la función “Size”. El mallado realizado al modelo CAD para el prototipo propuesto se puede observar en la figura 7. Las condiciones de frontera para la entrada de aire y biogás que se consideraron se muestran en la tabla 8.

Tabla 8

Condiciones de frontera para la simulación del Venturi propuesto.

Parámetro	Valor
<i>Presión(kPa)</i>	91,1
<i>Temperatura(K)</i>	300
<i>entrada de aire y biogás</i>	Tipo Inlet Vent,
<i>Fracción másica para CH₄ y CO₂</i>	0,4031: 0,5969
<i>Salida de mezcla (Pressure Outlet)</i>	-1000 Pa

El modelo de turbulencia K- ϵ requiere de especificar el método a partir del cual se deben calcular los efectos turbulentos en el flujo. Para esto se seleccionó el método de Intensidad y Diámetro hidráulico, para el cual se estableció un 5% Intensidad de la Turbulencia y el Diámetro hidráulico igual al diámetro geométrico de cada puerto de entrada de aire, de biogás y el de salida.

El algoritmo de solución SIMPLE fue seleccionado y como método de discretización espacial se escogió el método Upwind de primer orden para todas las variables.

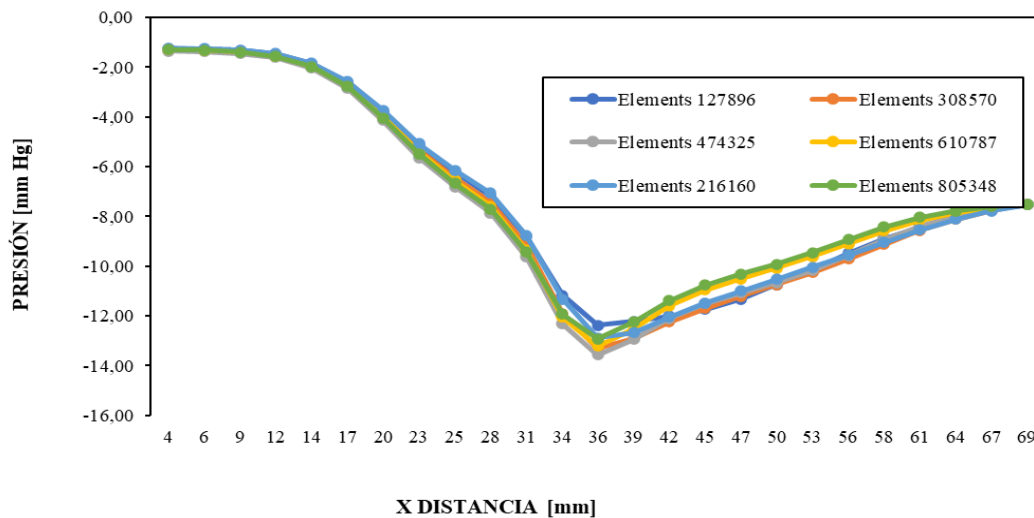
Los Residuales fueron dejados por defecto, lo cual representó un criterio de convergencia de 1×10^{-3} para todas las variables.

Los resultados de los flujos máscicos de aire y biogás se obtuvieron directamente del solucionador Fluent®, y los resultados de la presión y la energía cinética turbulenta a lo largo del eje central del Venturi, se obtuvieron de la herramienta CFD-Post, la cual permite descargar los archivos CSV de las variables mencionadas con respecto a las coordenadas geométricas de interés.

3.5.1 Estudio de la Independencia de Malla.

Se ejecutó un estudio de independencia de malla, siguiendo las condiciones de frontera y los ajustes mencionados anteriormente. Los resultados se muestran en la figura 8.

En la gráfica se puede observar que solo las mallas en el rango de 120.000 a 300.000 elementos presentan ligeras diferencias con las demás mallas evaluadas que oscilan entre los 400.000 y 800.000. Por tanto, es de esperar que, para el presente modelo, se obtengan resultados consistentes empleando mallas que superen los 400.000 elementos, similar a lo observado por Danardo *et al.*, 2011 (Danardono et al., 2011) en su trabajo.

Figura 8*Resultados de la prueba de independencia de malla.*

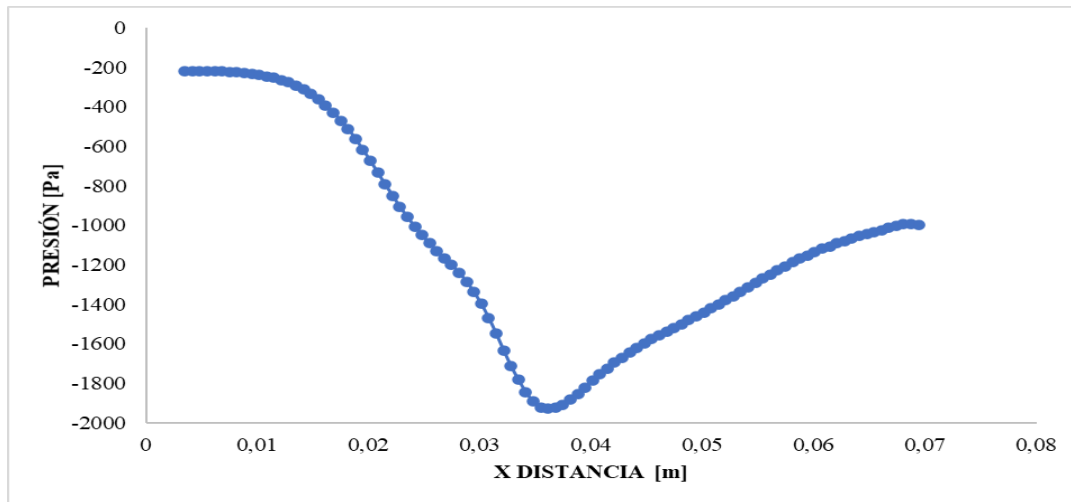
3.5.2 Simulación de la Presión a lo largo del eje central.

En la figura 9 se puede observar cómo el flujo de aire y biogás inducido por la baja presión a la salida genera una fuerte disminución de la presión justo después de la zona de la garganta, lo cual es consistente con el “efecto Venturi”. Si bien esta disminución en la presión es la encargada de generar el flujo de gas hacia el motor, también genera un efecto adverso afectando la capacidad del motor para llenar por completo el volumen del cilindro, disminuyendo así la eficiencia volumétrica.

Esta característica por sí sola no es completamente determinante en el rendimiento del motor, es así como se hace necesario la evaluación de las demás características como la correcta relación aire-combustible y los factores que influyen el mezclado de las corrientes como la energía cinética turbulenta como lo explica Chandekar *et al.*, 2018 (Chandekar & Debnath, 2018) en su trabajo.

Figura 9

Presión a lo largo del eje central



3.5.3 Determinación de la relación aire-combustible.

La relación aire-combustible se determinó a partir de los flujos máscicos calculados por Fluent® luego de completar la solución alcanzando un valor de 0,00316983 kg/s a través de la entrada de aire y 0,000041939 kg/s en la entrada de biogás. Considerando la fracción másica del metano en la corriente de biogás la relación aire-combustible obtenida fue de 18,75 lo cual representa un Lambda de 1,085 siendo esta una mezcla ligeramente pobre pero dentro del rango considerado como combustible y por lo tanto funcional para el motor.

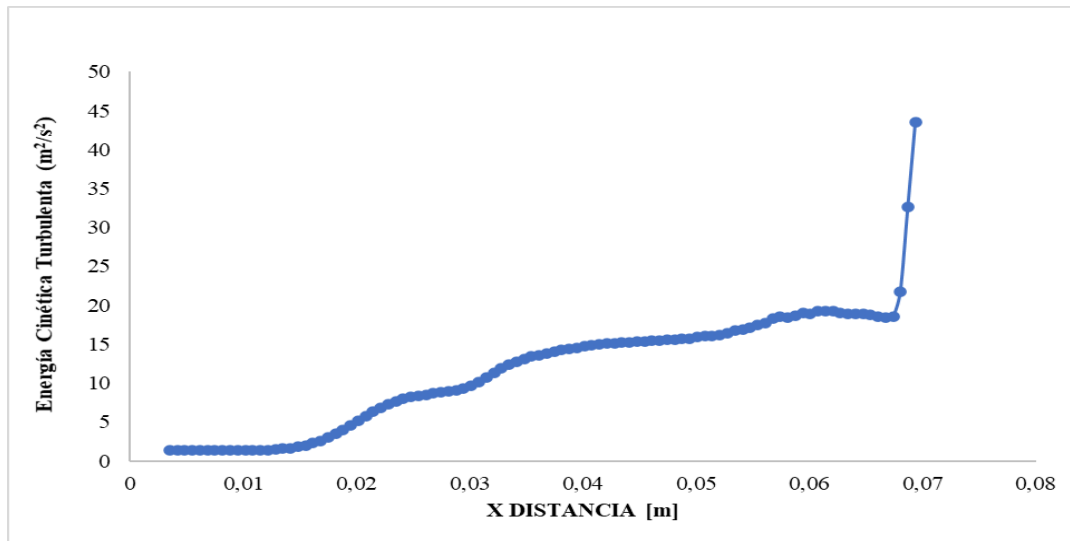
3.5.4 Determinación de la Energía cinética turbulenta.

En la figura 10 se puede observar como la energía cinética turbulenta aumenta a lo largo del eje del Venturi, alcanzando su máximo a la salida de este. Este parámetro influencia la mezcla de las corrientes de aire y gas, y por tanto debería maximizarse, sin embargo, la

turbulencia también está asociada a la pérdida de presión, ya que esta energía turbulenta no se recupera y se disipa en el fluido.

Figura 10

Energía cinética turbulenta a lo largo del eje central



La incertidumbre causada por la interacción de los parámetros de entrada, área de paso de gas, área de garganta y número de agujeros, en las variables de respuesta: presión en el eje de simetría, relación aire combustible y energía cinética turbulenta, llevaron a formular un mecanismo de optimización y validación de los resultados, los cuales se presentan en el siguiente apartado.

3.6 Validación teórica el modelo CFD

La correcta operación del Venturi como dispositivo de mezclado requiere lograr un adecuado balance entre sus características de correcta dosificación aire-combustible, alta tasa de mezclado de sus corrientes y una baja caída de presión. La naturaleza “numérica e iterativa” de la técnica CFD conlleva un grado de incertidumbre sobre los resultados.

De manera ideal, la validación de estos resultados numéricos se realiza mediante la medición directa de las variables físicas sobre prototipos puestos a prueba en condiciones de laboratorio, estableciendo así un grado de error frente a los resultados computacionales. Lamentablemente lo anterior requiere de contar con equipos de medición altamente sensibles y especializados, difícilmente disponibles en nuestro contexto. Adicionalmente la medición en si misma genera otros retos importantes, puesto que toda intervención física sobre el prototipo afecta en mayor o menor grado el desempeño de este, es así como la propia medición puede afectar la misma variable que se pretende determinar y con esto es posible incidir negativamente en los resultados.

La forma de minimizar dicha incertidumbre es la validación de resultados mediante la comparación de los modelos seleccionados y los ajustes realizados al software con resultados previamente publicados en la literatura científica, para así establecer el grado de acierto entre nuestros propios resultados y la “realidad” del fenómeno que estamos estudiando.

Las variables más influyentes en la dosificación aire-combustible para este tipo de Venturi son la caída de presión debido a la diferencia de al cambio de área en la sección transversal del Venturi, la relación aire-biogás el cual está directamente relacionado con la

salida de potencia y la energía de turbulencia en donde indica el grado de homogeneidad o mezclado.

La validación se realizó comparando los resultados obtenidos usando la metodología de mallado, el uso de modelos como el mezclado de especies sin reacción química, y el modelo de turbulencia k- ϵ . La diferencia entre la validación y los resultados reportados por los autores nos permitieron calcular el error relativo. Se emplearon las condiciones de frontera y geometrías reportadas por los autores de los trabajos de investigación que se muestran en la tabla 9.

Tabla 9

Caso de estudio utilizados para el proceso de validación de los datos obtenidos en este trabajo.

	Autores	Trabajo
Prueba de Validación 1	Danardo <i>et al.</i> , 2011.	<i>Optimization the design f venturi gas mixer for syngas engine using three-dimensional CFD modeling</i> (Danardono et al., 2011).
Prueba de Validación 2	Chandekar and Debnath 2018	<i>Computational investigation of air-biogas mixing device for different biogas substitutions and engine load variations</i> (Chandekar & Debnath, 2018)
Prueba de Validación 3	Kardirgama <i>et al.</i> , 2008	<i>Design and simulate mixing of compressed natural gas with air in a mixing device</i> (Kadirgama et al., 2008).

Resultados y Análisis para la Validación del modelo CFD.

3.6.1 Prueba de validación 1

Esta prueba se realizó contra un Venturi de geometría fija, con 36 agujeros de paso de gas a la garganta, distribuidos en una triple línea para dosificar el gas de síntesis desde una cámara de sección anular. Como se puede observar en las figuras 11 y 12 y la malla construida para este modelo se muestra en la figura 13.

Figura 11

Modelo CAD realizado con base en los datos

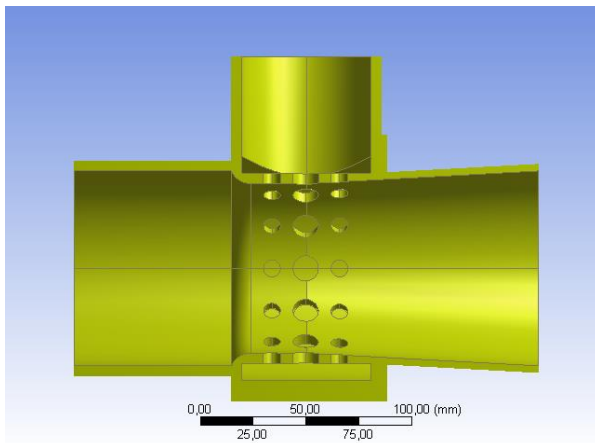


Figura 12

Modelo venturi propuesto por Danardo et al., 2011.

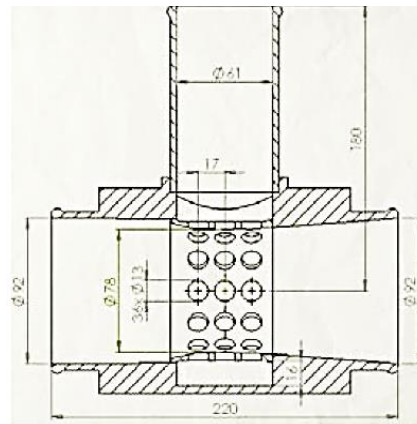
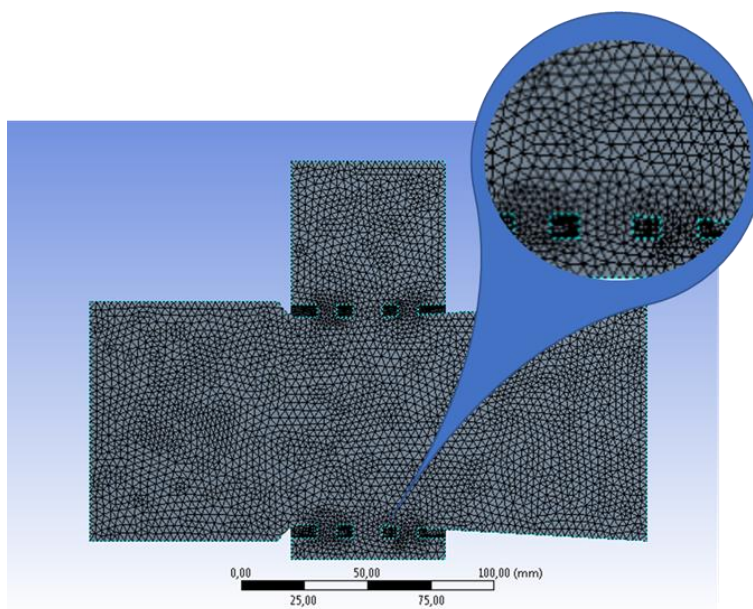


Figura 13

Mallado realizado al modelo CAD diseñado con base en los datos publicados por Danardo et al., 2011.



Los principales detalles de la geometría se resumen en la tabla 10.

Tabla 10

Características geométricas de diseño del modelo Venturi diseñado por Danardo et al., 2011.

Parámetro Geométrico	Magnitud
Diámetro garganta	78 mm
Diámetro de la admisión	92 mm
Angulo de convergencia	No disponible
Longitud de la zona convergente	No disponible
Angulo de divergencia	3,64°
Longitud de la zona divergente	110mm
Angulo de las entradas de biogás	90°
Diámetro de la entrada biogás	13 mm x 36 agujeros

Las condiciones de frontera para esta validación se muestran en la tabla 11. En cuanto a la presión de frontera para la salida, fue variable con el objetivo de generar diferentes flujos de aire en los ensayos.

Tabla 11

Condiciones de frontera para la simulación del Venturi con base en los datos publicados por Danardo et al., 2011.

<i>Parámetro</i>	<i>Valor</i>
<i>Presión(kPa)</i>	101,325 kPa
<i>Temperatura(K)</i>	300
<i>Entrada de aire y syngás</i>	Tipo Presión
<i>Fracción másica para H₂, CO y N₂</i>	0,0233: 0,3256: 0,6512
<i>Salida de mezcla</i>	Tipo Presión (rango variable)

Los autores describen que los análisis computacionales fueron realizados usando el software por-STAR/surf, con el cual generaron una malla híbrida la cual presenta un núcleo hexaédrico con celdas tetraédricas y piramidales que producen una malla de alta calidad. En el trabajo también se reporta que luego de realizar el análisis de independencia de malla obtuvo resultados consistentes cuando las mallas estuvieron entre los 400000 y 700000 elementos. La malla realizada al modelo CAD diseñado con base en los datos publicados por Danardo et al., 2011 se puede observar en la figura 13. Esta contiene 420528 elementos.

La validación de los resultados se realizó contra la geometría optimizada descrita por el autor y sobre la cual se reportan resultados tanto experimentales como computacionales de la caída de presión, la relación lambda generada del dispositivo, la energía cinética turbulenta y la disipación de energía cinética turbulenta.

Los resultados obtenidos durante la validación para la caída de presión se pueden observar en la figura 14 y los reportados por el autor se observan en la figura 15. Los valores calculados para la caída de presión fueron de 15, 27, 42, 61 y 83Pa, para los flujos de 60, 80, 100, 120 y 140 m³/h respectivamente, lo cual representa un error para cada lectura de 17.8%, 8.4%, 8.5%, 10.4% y 4.4% con respecto a lo reportado por el autor. Lo que se podría atribuir a discrepancias en el modelado.

Figura 14

Caída de presión Vrs flujo de aire obtenida para la prueba de validación 1.

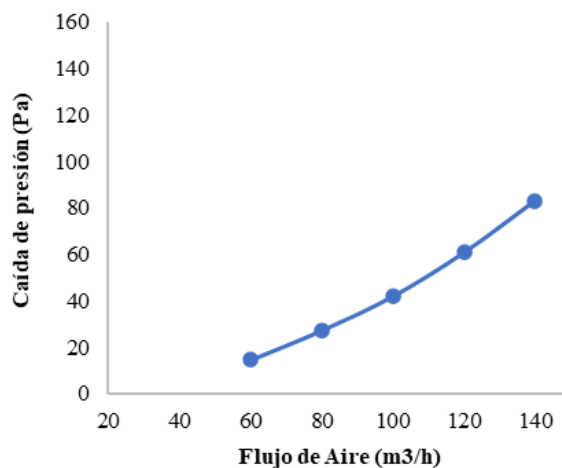
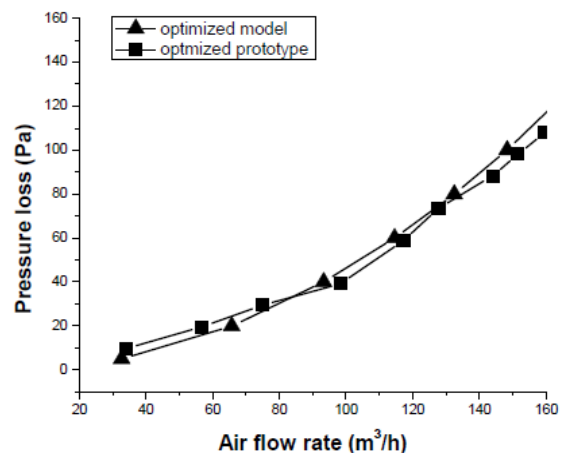


Figura 15

Resultados reportados por Danardo et al., 2011, para la Caída de presión Vrs flujo de aire.



Los resultados obtenidos durante la validación para la relación Lambda (λ) se pueden observar en la figura 16 y los reportados por el autor se observan en la figura 17. Resulta evidente la respuesta casi constante a diferentes tasas de flujo de aire, siendo esta una característica muy deseable en cualquier dispositivo mezclador, ya que propicia un comportamiento estable tanto en el rendimiento como en las emisiones del motor.

Danardo reporta una relación Lambda de 1.23 en cualquier condición de flujo de aire impuesta para el motor y el valor calculado durante el trabajo de validación es de 1.36, representando esto un error de 7.3%.

Figura 16

Relación Lambda vrs flujo de aire obtenida para la prueba de validación 1.

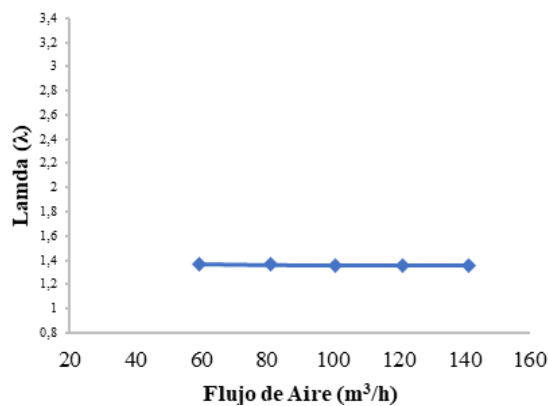
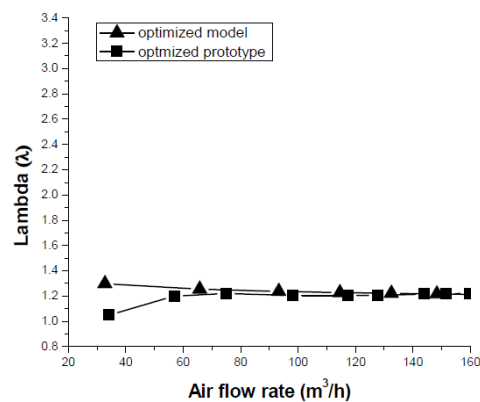


Figura 17

Resultados reportados por Danarto et al., 2011, para la relación Lambda vrs flujo de aire

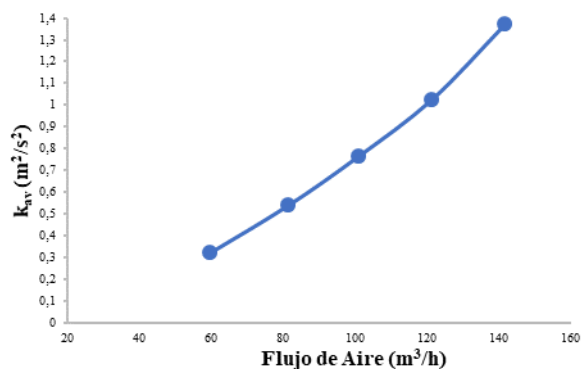


Para el caso de la energía cinética turbulenta, los resultados se muestran en la figura 18 los resultados obtenidos durante la validación y en la figura 19 los reportados por el autor. En el caso de la disipación de energía cinética turbulenta se muestran en las figuras 20 y 21 en el mismo orden.

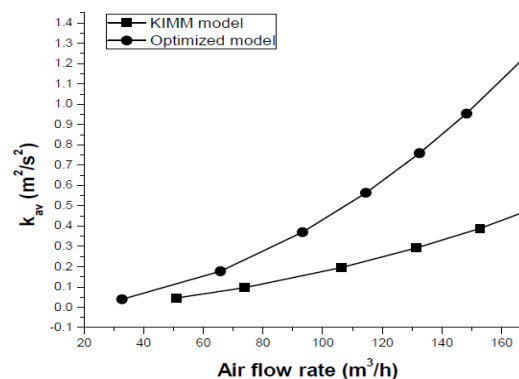
Si bien se obtuvo una tendencia similar en el comportamiento de los valores de respuesta, el cálculo del error muestra un valor mínimo del 52%, lo cual implicaría muy baja confianza en la respuesta obtenida, de manera similar, la respuesta de la disipación de energía cinética turbulenta presenta un error que oscila entre el 10% - 47%.

Figura 18

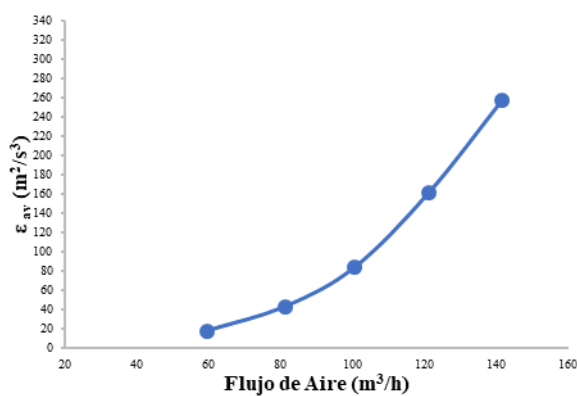
Energía cinética turbulenta Vrs flujo de aire obtenida para la prueba de validación 1.

**Figura 19**

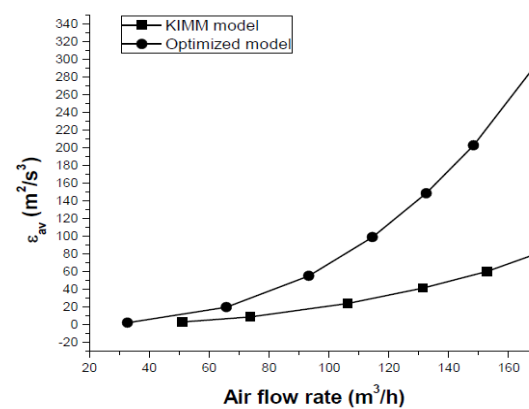
Resultados reportados por Danarto et al., 2011, para la energía cinética turbulenta vrs flujo de aire.

**Figura 20**

Disipación de la energía cinética turbulenta vrs flujo de aire obtenida para la prueba de validación 1

**Figura 21**

Resultados reportados por Danarto et al., 2011, para la disipación de la energía cinética turbulenta vrs flujo de aire



Es relevante señalar que la información disponible para la construcción del modelo CAD carece de detalles que pueden llegar a ser significativos como la zona de convergencia y el grosor de la pared en la zona de la garganta, características que fueron supuestas para el desarrollo del presente trabajo.

3.6.2 Prueba de validación 2

Este trabajo aborda la simulación de un dispositivo capaz de suministrar biogás a un motor Diesel con una sustitución parcial del combustible considerando diversas situaciones de carga. El modelo propuesto por Chandekar *et al.*, 2018 así como el modelo CAD contruidos para la validación con los datos publicados se pueden observar en las figuras 22 y 23 y la malla construida para este modelo se muestra en la figura 24.

Figura 22

Modelo CAD realizado con base en los datos publicados por Chandekar et al., 2018

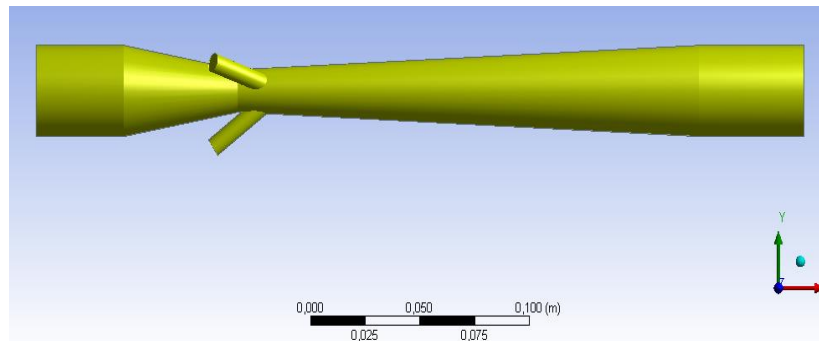
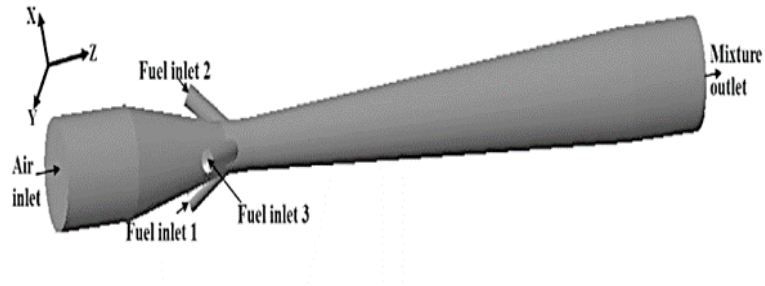
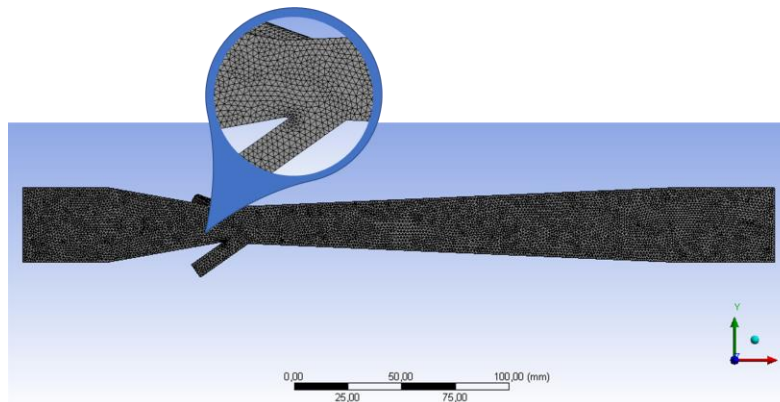


Figura 23

Modelo Venturi propuesto por Chandekar et al., 2018

**Figura 24**

Mallado realizado al modelo CAD diseñado con base en los datos publicados por Chandekar et al., 2018



Los principales detalles de la geometría se resumen en la siguiente tabla 12.

Tabla 12*Características geométricas de diseño del modelo Venturi*

Parámetro Geométrico	Magnitud
<i>Diámetro garganta</i>	16mm
<i>Diámetro de la admisión</i>	34.3mm
<i>Angulo de convergencia</i>	20°
<i>Longitud de la zona convergente</i>	52mm
<i>Angulo de divergencia</i>	5°
<i>Longitud de la zona divergente</i>	210mm
<i>Angulo de las entradas de biogás</i>	35°
<i>Diámetro de la entrada biogás (3)</i>	7.2mm

En este trabajo se emplea un método de mallado denominado “Refinamiento de Malla Adaptativo” (AMR) por sus siglas en inglés y una característica de Escalado de malla automática propias del software CONVERGE 2.3, todo lo anterior pensado para disminuir el tiempo de procesamiento y aumentar la precisión de la simulación al ajustar de manera dinámica la malla después de cada iteración. Se reporta que el número de elementos oscila entre los 4500 al inicio y 450000 al final de la simulación. La malla realizada al modelo CAD diseñado con base en los datos publicados por Chandekar *et al.*, 2018 se puede observar en la figura 24. Esta contiene 556936 elementos.

Como es usual en este tipo de análisis, se consideró que no hay reacciones químicas entre las especies transportadas. Se establecieron las siguientes fracciones másicas para el biogás $\text{CH}_4=0.25$ y $\text{CO}_2=0.75$. La composición del aire se tomó como: $\text{N}_2=0.77$ y $\text{O}_2=0.23$.

Las condiciones de frontera descritas en este trabajo se describen en la tabla 13. Adicionalmente, se evaluaron diferentes niveles de sustitución del combustible Diesel los cuales requerían una variación en la cantidad de gas que ingresa al motor con una velocidad de flujo de aire fija de 5.82 m/s. Teniendo en cuenta que no se observaron diferencias

significativas entre los porcentajes de sustitución evaluados, para la validación se tuvo en cuenta un porcentaje de sustitución del 60%, el cual corresponde a una velocidad de flujo de biogás de 12.35 m/s.

Tabla 13

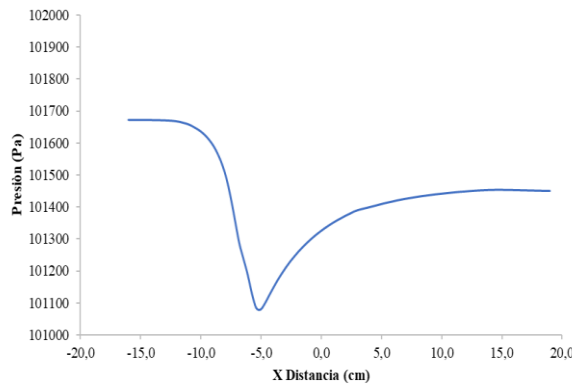
Condiciones de frontera para la simulación del Venturi con base en los datos publicados por Chandekar et al., 2018.

Parámetro	Valor
<i>Presión(kPa)</i>	101,325 kPa
<i>Temperatura(K)</i>	300
<i>Entrada de aire y biogás</i>	Tipo Presión
<i>Fracción másica para aire N₂ y O₂</i>	0.77: 0,23
<i>Fracción másica para biogás Metano y CO₂</i>	0.25: 0,75
<i>Salida de mezcla</i>	Tipo Velocidad (12,35 m/s)

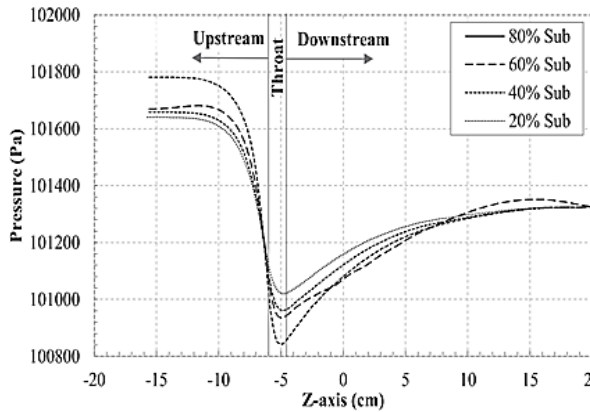
Los resultados obtenidos durante la validación para la presión a lo largo del eje se pueden observar en la figura 25 y los reportados por el autor se observan en la figura 26. Al comparar el valor de la caída de presión obtenido en la validación para la sustitución del 60% (652Pa) con el reportado por el autor (730Pa), se obtiene un porcentaje de error del 10,7 %, lo que indica un buen grado de aproximación entre los métodos de solución.

Figura 25

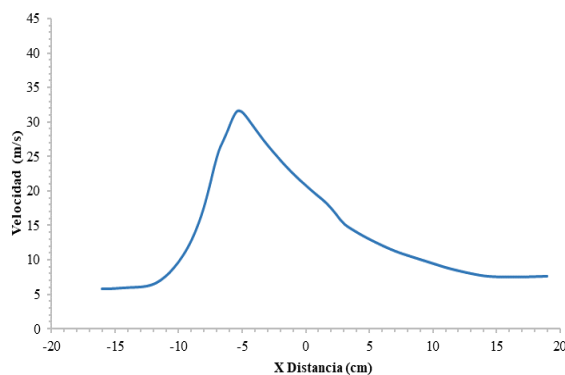
Presión a lo largo del eje obtenida para la prueba de validación 2

**Figura 26**

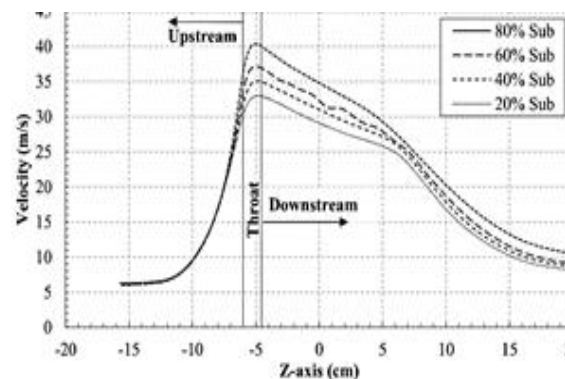
Resultados reportados por Chandekar et al., 2018, para la presión a lo largo del eje.

**Figura 27**

Velocidad a lo largo del eje obtenida para la prueba de validación 2.

**Figura 28**

Resultados reportados por Chandekar et al., 2018, para la velocidad a lo largo del eje

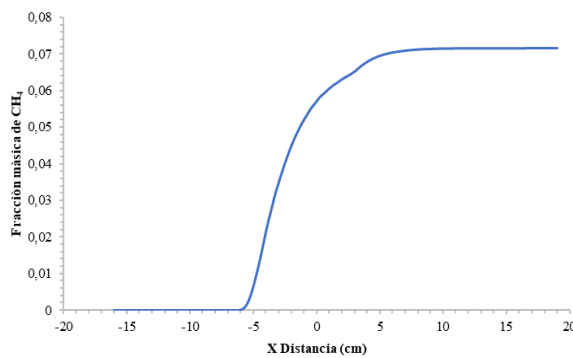


De acuerdo con el principio de Bernulli cuando un fluido pasa a través de una restricción su velocidad debe aumentar y su presión debe disminuir. La velocidad más alta se encuentra en la región de la garganta como se puede observar en las figuras 27 y 28 en

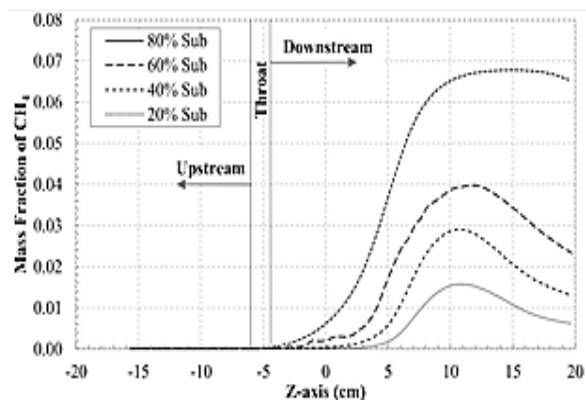
donde se presentan los resultados obtenidos durante la validación y los reportados por el autor respectivamente. El autor reporta 37 m/s como velocidad máxima en la sustitución de 60% el cual comparado con un valor de 32 m/s obtenidos en la validación, representa un error del 13,5%.

Figura 29

Fracción másica de CH₄ a lo largo del eje central obtenida para la prueba de validación 2

**Figura 30**

Resultados reportados por Chandekar et al., 2018, para la fracción másica de CH₄ a lo largo del eje.



En el caso la fracción másica de metano se puede observar que en la primera porción de las figuras 29 y 30 en donde se presentan los resultados obtenidos durante la validación y los reportados por el autor respectivamente. Se observa que no hay presencia de CH₄, la cual si se evidencia después del paso por la garganta del Venturi y esto concuerda con el comportamiento esperado en todo dispositivo dosificador y mezclador en una operación real. Al comparar la respuesta obtenida en la validación (0,072) con lo reportado por el autor (0,068) se obtiene un error del 5,9%; lo que representa un buen grado de similitud entre los métodos de solución evaluados.

3.6.3 Prueba de validación 3

En este trabajo se presenta un proceso de diseño de un mezclador tipo Venturi para ser utilizado en MCI, además de un proceso de optimización en el cual se estudia la influencia del ángulo de convergencia y divergencia de la garganta, el propio diámetro de la garganta, así como el número de agujeros a través de los cuales ingresa el gas a la garganta del Venturi. El modelo propuesto por Kardigama *et al.*, 2008. así como el modelo CAD construidos para la validación con los datos publicados se pueden observar en las figuras 31 y 32 y la malla construida para este modelo se muestra en la figura 33.

Figura 31

Modelo CAD realizado con base en los datos publicados por Kardigama et al., 2008.

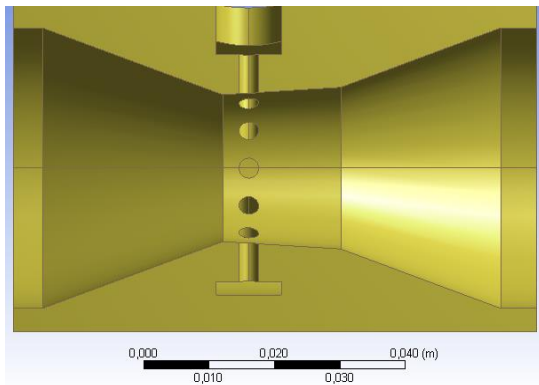


Figura 32

Modelo Venturi propuesto por Kardigama et al., 2008.

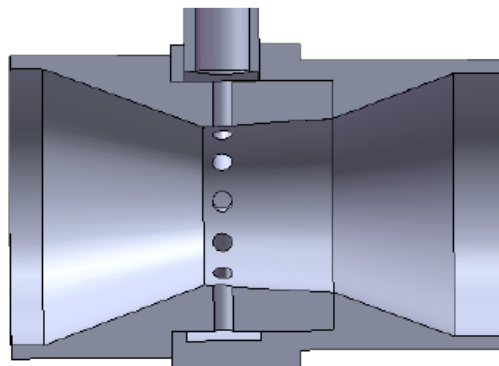
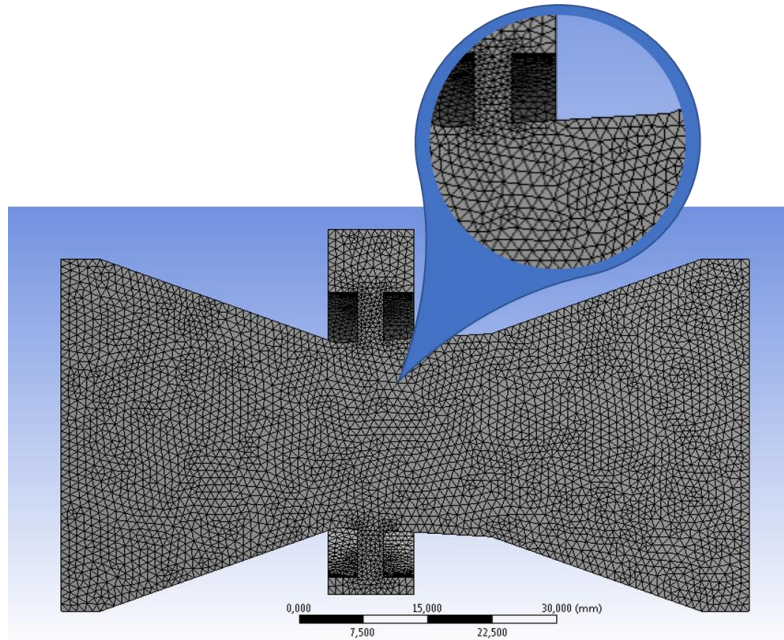


Figura 33

Mallado realizado al modelo CAD diseñado con base en los datos publicados por Kardigama et al., 2008.



Los principales detalles de la geometría se resumen en la tabla 14.

Tabla 14

Características geométricas de diseño del modelo Venturi.

Parámetro Geométrico	Magnitud
<i>Diámetro entrada y salida Venturi</i>	42mm
<i>Diámetro de la garganta</i>	22mm
<i>Ángulo de entrada y salida</i>	20°
<i>Diámetro agujeros de gas</i>	3mm
<i>Número de agujeros</i>	12

Las condiciones de frontera tanto para la entrada de aire como de biogás fueron de 101.325 Pa y una temperatura de 293,2K. Las concentraciones másicas se ajustaron así: para la entrada de aire se consideró Aire= 1 CH₄=0, para la entrada de gas: Aire= 0 CH₄=1.

En cuanto a las condiciones de frontera para esta validación se presentan en la tabla 15. La salida, del mezclador, el autor calculó el flujo volumétrico requerido por el motor, considerando el régimen de velocidades de 1000 a 6000rpm. Se usó el promedio de velocidades como la condición para la simulación de la presión a lo largo del eje de simetría; y la velocidad máxima como la condición para determinar la relación aire-combustible.

Tabla 15

Condiciones de frontera para la simulación del Venturi con base en los datos publicados por Kardigama et al., 2008.

Parámetro	Valor
<i>Presión(kPa)</i>	101,325 kPa
<i>Temperatura(K)</i>	300
<i>Entrada de aire y GN</i>	Tipo Presión
<i>Fracción másica aire y GN</i>	1
<i>Salida de mezcla</i>	Tipo Velocidad (7,1453 y 12,2397 m/s)

Los autores describen que los análisis computacionales fueron realizados usando el software COSMOS FlowWorks.

Con base en esta geometría se modeló el Venturi. Es importante señalar que en el trabajo no se reportó ningún dato relevante de las características del mallado como el número de elementos o información sobre la calidad de la malla empleada; por lo tanto, se procedió a mallarlo siguiendo la metodología descrita en el numeral 3.5 donde se describe la Simulación CFD del modelo propio. La malla realizada al modelo CAD diseñado con base en los datos publicados por Kardigama *et al.*, 2008 se puede observar en la figura 33. Esta contiene 442243 elementos

En este trabajo los autores consideran que el aspecto más relevante de diseño es lograr la relación de aire-combustible más cercana a la estequiométrica de 17,23, su geometría básica genera una relación de 15,09 y dado que la reproducción del trabajo nos arrojó un flujo másico de aire de 0.0091112755 kg/s y de 0,0006057470 kg/s para el metano, lo cual significa una relación aire combustible de 15,04; es decir un 6,65% de error entre nuestro modelo y el valor reportado.

La comparación entre la presión reportada a lo largo del eje de simetría central del Venturi y la presente validación se puede apreciar en las figuras 34 y 35 en donde se presentan los resultados obtenidos durante la validación y los reportados por el autor respectivamente.

Figura 34

Presión a lo largo del eje obtenida para la prueba de validación 3.

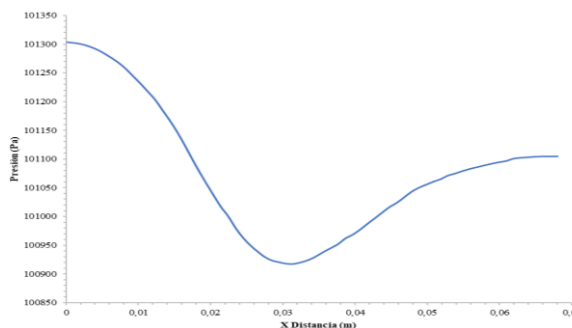
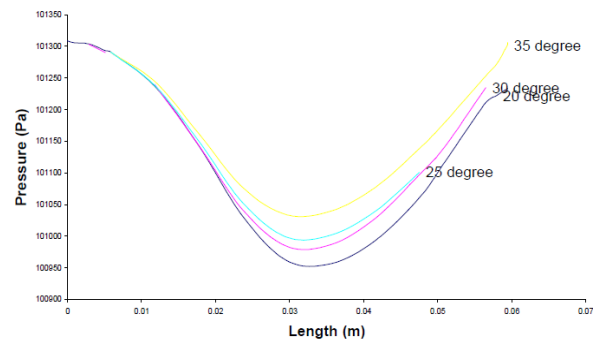


Figura 35

Resultados reportados por Kardigama et al., 2008., para la presión a lo largo del eje.



Se puede observar como la presión disminuye desde la condición de frontera hasta los 100950 Pa en el reporte de Kardigama, y hasta 100917 Pa en la validación, lo cual implica un error de 0,033%. Sin embargo, en la porción final de la gráfica existe una diferencia significativa en la respuesta de los dos modelos, ya que el autor reporta una presión

final de 101225 Pa y en la validación se obtiene una presión final de 101105 Pa, lo que representa un error del 0,12%.

Finalmente, teniendo en cuenta los resultados obtenidos en las 3 pruebas de validación se puede inferir que el método de solución propuesto es confiable para resolver problemas típicos de mezclado de gases, lo cual indica que el mallado, el número de elementos y el método de solución seleccionado para este trabajo generan resultados reproducibles y consistentes con lo reportado en la literatura, considerando el limitado acceso a detalles geométricos de los modelos, a las características de la calidad de malla y el uso de diferentes herramientas computacionales.

3.7 Optimización.

Se realizó mediante un diseño de experimentos de superficie de respuesta de tipo Box-Behnken, usando el software MINITAB ® en el cual se consideraron 3 variables (área de garganta, área de paso del biogás y número de agujeros) y dos niveles para cada variable como se describen en la Tabla 16.

A partir de la combinación de las variables propuestas por el software se realizaron las simulaciones CFD de los modelos y se determinaron las variables: relación aire/combustible, caída de presión y energía cinética turbulenta.

Los datos obtenidos se ingresaron al software MINITAB ® para analizarlos con el fin de obtener un modelo de mezclador definitivo que finalmente se pudiera llevar a la impresora 3D para la impresión del prototipo con el cual se ejecutarían las pruebas finales de operación.

Tabla 16

Diseño de experimentos para la optimización de variables usando el software MINITAB.

Número de experimento	Área de Garganta (mm ²)	Área de Biogás (mm ²)	Número de Agujeros	Elementos de la malla
1	122,40	22,80	2	469537
2	134,64	25,33	4	482058
3	122,40	27,86	2	468397
4	122,40	27,86	4	484212
5	110,16	23,09	3	475696
6	122,40	25,33	3	476223
7	134,64	25,33	2	470538
8	134,64	23,09	3	475696
9	122,40	25,33	3	476687
10	122,40	25,33	4	479742
11	110,16	27,86	3	473465
12	134,64	27,86	3	477527
13	122,40	23,09	4	487422
14	110,16	25,33	2	466934
15	110,16	25,33	4	484342

Resultados y análisis para la Optimización.

Con base en los resultados obtenidos en el numeral 3.4 es evidente que la potencia generada con biogás usando el Venturi versus los resultados del modelo matemático presenta el mayor grado de desviación, lo cual representa una mayor oportunidad de mejora. La optimización se realizó mediante un diseño de experimentos de superficie de respuesta de tipo Box-Behnken, usando el software MINITAB ® en el cual se consideraron 3 variables (área de garganta, área de paso del biogás y número de agujeros) y dos niveles para cada variable.

Considerando los buenos resultados operacionales obtenidos con los parámetros de diseño básicos, 122,40 se decidió fijar los niveles en +/- 10% para el área de la garganta y el área de paso del biogás, es decir 134,64 mm² y 110,16 mm² para la garganta y en 27,86 mm²

y 22,80 mm² para el paso del biogás. Los niveles para el numero de agujeros se determinaron en +/- 1, es decir, 4 y 2 agujeros.

Los datos obtenidos para las variables relación aire/combustible, caída de presión y energía cinética turbulenta, se tomaron de las simulaciones CFD de los modelos usando el software Ansys Fluent ® y la herramienta CFD-post. Estos datos se muestran en la tabla 17.

Tabla 17

Resultados obtenidos para las variables relación aire/combustible, caída de presión y energía cinética turbulenta para los ensayos de optimización.

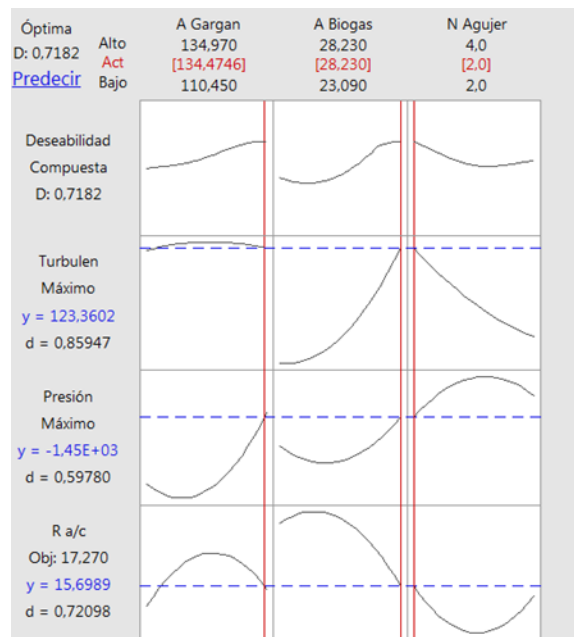
Número de experimento	Área de Garganta (mm ²)	Área de Biogás (mm ²)	Número de Agujeros	Presión (Pa)	Relación aire/comb	E. Cinética Turbulenta
1	122,71	23,09	2	-2130	21,46	72,21
2	134,97	25,66	4	-1716	20,49	45,10
3	122,71	28,23	2	-1871	16,87	140,90
4	122,71	28,23	4	-1812	16,44	30,52
5	110,45	23,09	3	-2058	18,74	41,54
6	122,71	25,66	3	-1929	18,75	43,51
7	134,97	25,66	2	-1876	20,84	41,36
8	134,97	23,09	3	-996	14,01	68,65
9	122,71	25,66	3	-1929	18,71	43,51
10	122,71	25,66	3	-1929	18,75	43,51
11	110,45	28,23	3	-2012	14,86	35,90
12	134,97	28,23	3	-993	11,64	95,12
13	122,71	23,09	4	-1884	21,33	46,12
14	110,45	25,66	2	-1844	16,70	80,32
15	110,45	25,66	4	-1964	16,45	16,07

Estos datos se ingresaron al software MINITAB ® para analizarlos con el fin de obtener un modelo de mezclador definitivo que finalmente se pudiera llevar al modelado 3D

y con el cual se ejecutarían las pruebas finales de operación. Los resultados de esta optimización se muestran en la figura 36.

Figura 36

Resultados de la optimización de variables para la selección del modelo de mezclador definitivo



El modelo Venturi propuesto por el software MINITAB ® como óptimo teniendo en cuenta el conjunto de datos analizados fue un dispositivo con un área de garganta de 134,4746 mm²; un área de paso del biogás de Biogás de 28,230 mm² y número de agujeros igual a 2.

Teniendo en cuenta estos resultados, se construyó un nuevo modelo CAD con estas condiciones y se simuló nuevamente en Ansys®. Los resultados de este proceso se muestran en la tabla 18.

Tabla 18

Resultados de la simulación obtenidos para el modelo optimizado.

	Presión (Pa)	Relación aire/comb	Energía cinética Turbulenta
Modelo Optimizado	-1510,9	17,6430	91,4315
Modelo Original	-1929,2	18,7500	43,5086

Teniendo en cuenta los resultados anteriores, se puede inferir que el modelo optimizado generará un mejor desempeño del dispositivo mezclador y por tanto del moto-generator, ya que el modelo optimizado presenta una menor caída de presión, lo cual influye positivamente en la eficiencia volumétrica del motor.

En cuanto a la Energía cinética Turbulenta, el modelo optimizado presenta un aumento del 110% en relación con el modelo base, lo que indica un mejor mezclado de las corrientes favoreciendo así el proceso de combustión lo que se puede ver reflejado en una mayor potencia de salida y menores emisiones.

Al analizar la relación aire combustible, se puede observar un valor más cercano al estequiométrico y por tanto más potencia de salida. Es de resaltar que la relación de aire combustible estequiométrica para este proceso es 17,27.

3.8 Prototipado

La construcción del prototipo Venturi se realizó considerando la geometría necesaria para su instalación en el motor, así como la dimensión del ducto de suministro de biogás. Se

optó por emplear la impresión en 3D por la rapidez y bajo costo de fabricación, así como por la habilidad de incorporar rápidamente modificaciones al prototipo.

La impresión se realizó en un equipo Makerbot Replicator de quinta generación con plástico PLA de 1,75mm. La calidad se definió como Estándar, lo cual determina una altura de capa de 0,20 mm, un porcentaje de relleno de la pieza del 50% y la generación de 2 capas sobre las paredes, la temperatura del extrusor se ajustó 215°C. Estos parámetros pueden modificarse de tal manera que es posible obtener piezas con acabados superficiales más o menos finos y estructuralmente más o menos resistentes.

El modelo CAD del Venturi se ingresa a la impresora en formato *STL*, es muy importante considerar la ubicación del modelo en la zona de impresión con respecto al eje de aplicación de la fuerza gravitacional.

El software de la máquina cuenta con un algoritmo que detecta zonas huecas o en voladizo del modelo, y construye automáticamente “soportes” para evitar el colapso o deformaciones del prototipo durante su construcción por efecto de la gravedad y como consecuencia de la alta maleabilidad del material extruido.

La correcta ubicación del modelo en la zona de impresión evita obstrucción de los pasajes internos por la generación automática de soportes de construcción.

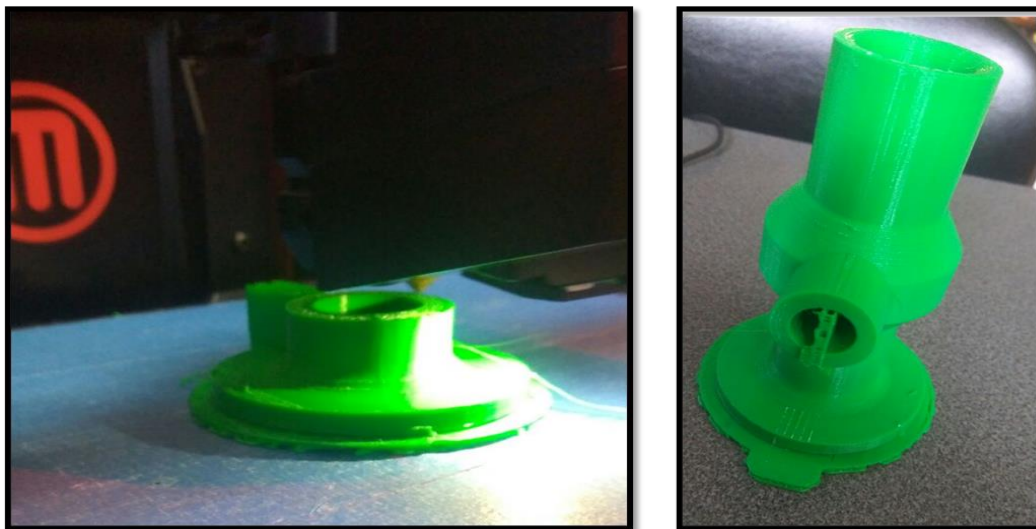
Resultados y análisis para el Prototipado

El proceso de impresión 3D se realizó en un equipo Makerbot Replicator de quinta generación con plástico PLA.

El primer prototipo de mezclador construido se muestra en la figura 37. Este dispositivo fue impreso en una sola pieza ubicado de forma que el eje central quedara perpendicular a la zona de impresión. Teniendo en cuenta que el equipo construye automáticamente soportes internos en las zonas vacías para evitar el colapso de las mismas o deformaciones de la pieza durante el proceso de construcción debido a la alta maleabilidad del material extruido; este modelo presentó como desventaja la obstrucción de los orificios de paso de biogás hacia la garganta del Venturi; razón por la cual se tuvo que descartar y requiriendo entonces la construcción de un segundo prototipo con una nueva forma de construcción.

Figura 37

Impresión 3D del prototipo 1.



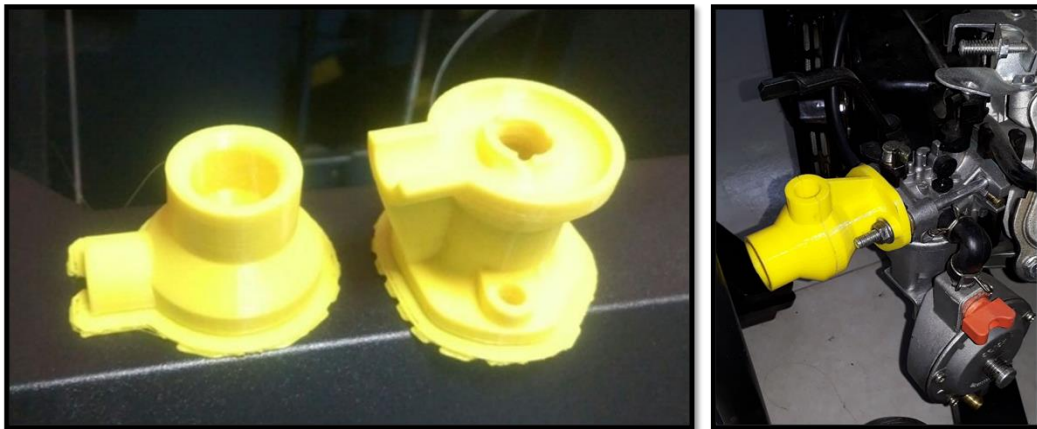
El segundo prototipo de mezclador construido se muestra en la figura 38. Este dispositivo fue impreso en dos secciones realizando un corte a través de la sección transversal

de la garganta las cuales fueron ubicadas de forma que el eje central quedara perpendicular a la zona de impresión.

Al comparar la figura 37 y 38 se pueden observar diferencias significativas entre los dos modelos, ya que en este segundo prototipo se implementaron dos modificaciones a la geometría de la pieza. La primera modificación realizada fue a la longitud de la entrada de aire debido a que por su tamaño fue imposible instalar el dispositivo en la admisión del motor. La segunda modificación realizada al prototipo fue la construcción de la base de anclaje a la admisión del motor con orificios que permitían el paso de los tornillos propios del filtro de aire.

Figura 38

Impresión 3D del prototipo 2.



Este modelo presentó como desventaja la dificultad en la unión de las dos secciones que conformaban el dispositivo, porque con los adhesivos comercialmente encontrados no se logró un adecuado sellado de la pieza que evitara las fugas de biogás al ambiente y que

garantizara el paso de gas hacia la garganta exclusivamente a través de los agujeros diseñados con este propósito. Por esta razón se tuvo que descartar esta metodología de construcción, requiriendo entonces la impresión de un tercer prototipo.

El tercer prototipo se construyó teniendo en cuenta los aprendizajes de los dos procesos anteriores y por tanto se retomó la impresión en una sola pieza. Sin embargo, para evitar los problemas de obstrucción fue necesario modificar la altura de capa y la velocidad de impresión para que el plástico extruido tuviera tiempo de enfriarse y de esta manera se solidificara rápidamente y por tanto que el software no tuviera la necesidad de construir soportes internos para evitar el colapso del material. Adicionalmente, en el programa se seleccionó la opción de anular la construcción automática de soportes, para garantizar que ninguna porción de material ocasionara restricción en las cavidades internas del dispositivo.

Con esta metodología finalmente se obtuvo una pieza funcional con la cual se realizarían los ensayos operativos del moto-generator. El dispositivo resultante se muestra en la figura 39.

3.9 Construcción del dispositivo mezclador definitivo

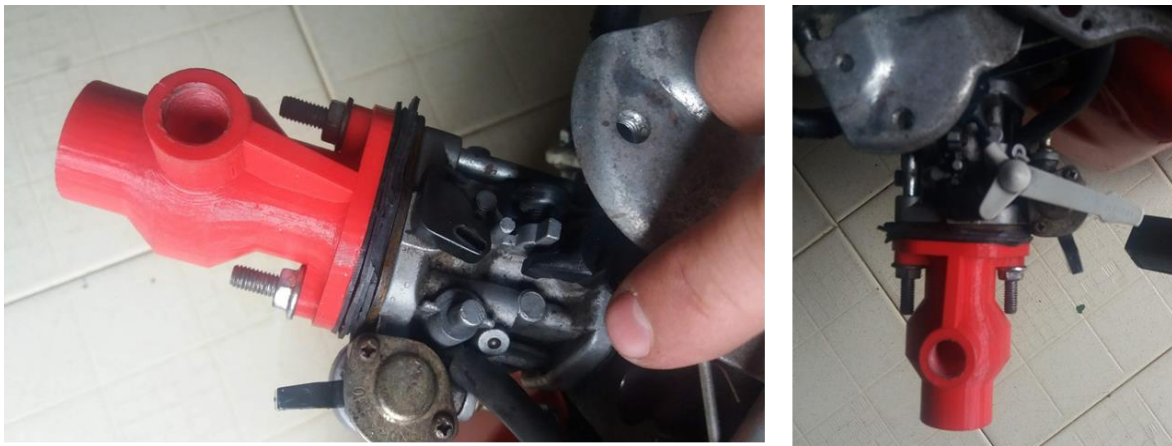
Después de realizar las pruebas de optimización se escogió el modelo definitivo y este también fue construido mediante impresión 3D. En él se incluyó una característica geométrica adicional para instalar un filtro de aire y garantizar la operatividad del moto-generator en campo.

Resultados y análisis para la Construcción del dispositivo mezclador definitivo

El prototipo definitivo del mezclador fue impreso usando la misma metodología empleada para la construcción del Prototipo #3 descrita anteriormente, pero implementando las modificaciones obtenidas en el proceso de optimización como fueron un área de garganta de 134,4746 mm²; un área de paso del biogás de Biogás de 28,230 mm² y número de agujeros igual a 2. El prototipo definitivo del mezclador puede observar en la figura 39.

Figura 39

Prototipo definitivo optimizado.



3.10 Pruebas de flexibilidad

Este ensayo de campo pretendió evaluar el grado de influencia sobre el rendimiento que tiene la adaptación, al comparar la operación con carga del generador, mientras porta todo el dispositivo que alimenta del biogás de manera inoperante y alimentado para su funcionamiento con gasolina. Se consideró el escenario en el cual, durante la operación con

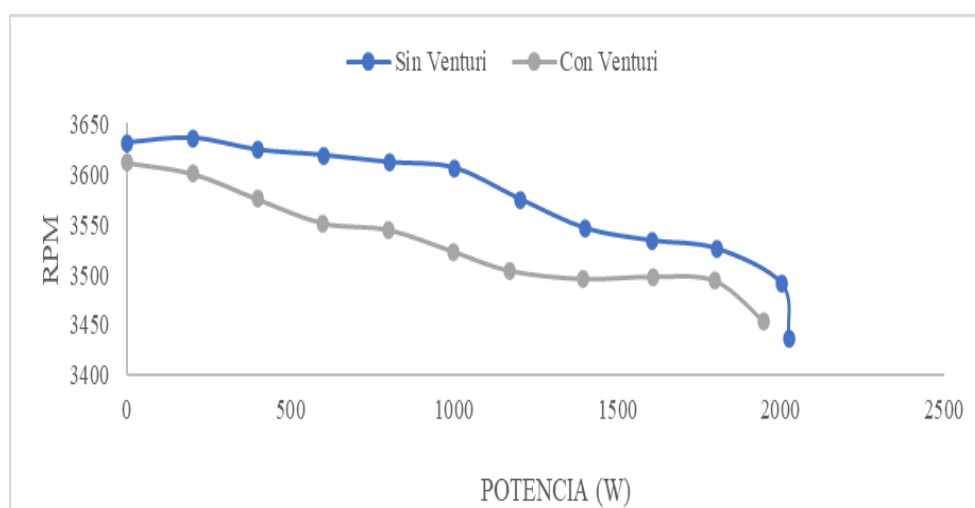
biogás, se requiera la operación con gasolina. Sería deseable que no fuera necesaria la remoción de ninguno de los componentes de la adaptación a biogás para permitir la operación a gasolina. El rendimiento se comparó con los datos obtenidos de la operación con el generador en condición estándar, es decir sin modificaciones. La correcta operación del moto-generador, así como el grado de similitud entre las emisiones de las pruebas significaran que se puede declarar la flexibilidad en el uso de uno u otro combustible, lo que facilitará la aceptación de la tecnología por parte de los posibles usuarios finales.

Resultados y análisis para las Pruebas de flexibilidad

Los resultados para las pruebas de flexibilidad se presentan en la figura 40. Se puede observar que el rendimiento general del moto-generador se ve afectado negativamente por la presencia del Venturi en la admisión mientras opera con gasolina.

Figura 40

Pruebas de flexibilidad con y sin el dispositivo mezclador.



Cada dato de potencia eléctrica generada presenta una evidente la pérdida de velocidad durante la operación con el Venturi.

La potencia máxima (1945w) generada presenta una disminución del 4%, con respecto a la máxima potencia (2024w) lo cual en un ámbito práctico puede considerarse despreciable. Lo que garantiza que el equipo puede funcionar con gasolina usando o no el dispositivo mezclador instalado para garantizar la comodidad del usuario final y que este no necesite estar quitando y colocando la pieza cada vez que vaya a usar el equipo con uno u otro combustible.

No se evaluó el efecto sobre las emisiones del motor debido a que en este momento del trabajo aún no se contaba con el analizador de gases.

3.11 Construcción del banco de pruebas

Para el desarrollo de los ensayos se utilizó un banco de pruebas compuesto por:

1. Moto-Generador
2. Sistema de suministro de combustibles gaseosos.
3. Sistema de suministro de gasolina.
4. Medidor de volumétrico para gases Biogás y GN
5. Analizador de gases de escape
6. Sistema de carga externa
7. Sistema de adquisición de datos
8. Carburador de conversión de combustible a GN

3.11.2 Sistema de suministro de combustible

Consiste en un tanque atmosférico elevado sobre el carburador, lo cual genera una cabeza positiva, variable entre los 10 a 15cm de columna, con lo cual se logra el suministro de combustible. Para mantener dichas condiciones durante la medición, la gasolina se suministró desde un depósito auxiliar aforado con capacidad de 1 litro, cuidando mantener un nivel del fluido similar al depósito original del motogenerador, evitando así modificar las condiciones de presión en la entrada del carburador y las posibles influencias sobre el rendimiento.

El GN se proveyó desde un depósito con capacidad de 8 m³, mediante un reductor de presión modelo RME090 de 3 etapas para sistemas GNV aspirados marca Lovato®, el cual lleva la presión de gas desde 20Mpa (presión de almacenamiento) hasta la presión de alimentación al motor ($2,0 \pm 0,5\text{kPa}$). La conducción final al carburador tri-fuel se realizó con tramo de 1.5m de manguera flexible de 3/8”.

El biogás se suministró desde reservorios de Polietileno con un volumen aproximado de 5m³, los cuales presentan paredes delgadas y muy flexibles tipo membrana, la presión del sistema general de biogás se establece mediante el uso de válvulas limitadoras de presión a valores <15 cm. columna de Agua. La conducción se realiza mediante tubería de ½” shc 40, en un tramo de 2m de longitud y solo 2 accesorios de tubería (Tee y unión roscada) y la conexión entre la tubería rígida y el mezclador se realiza con un tramo de 25cm manguera flexible, con un diámetro interno de 3/8” con sus respectivos racores roscados, buscando minimizar las pérdidas de presión y restricciones al flujo del biogás.

3.11.3 Medidor de consumo de gasolina

El consumo másico de gasolina se determinó mediante un sensor gravimétrico, adosado al depósito auxiliar previamente mencionado, el sistema de adquisición de datos (ver sección 3.11.7) registró de manera continua el peso del depósito durante toda la prueba. El consumo de combustible se determinó tomando un periodo de tiempo determinado en el registro de datos y calculado la diferencia en las lecturas de masa en dicho periodo de tiempo.

3.11.4 Medidor de volumétrico para gases Biogás y GN

El consumo volumétrico de los 3 gases se cuantificó *in situ* utilizando un medidor de flujo de diafragma marca Matrix® modelo G2.5, el cual puede operar con una capacidad de flujo máxima de 2.5 m³/h y a una presión máxima de 50kPa. Los datos obtenidos fueron normalizados a presión atmosférica y temperatura ambiente.

3.11.5 Analizador de gases de escape

Para la medición de los gases de escape se utilizó un analizador marca BrainBee® tipo AGS-690, el cual registra la composición de los gases por unidad de volumen. Este equipo cumple con la norma NTC 4983 y es comúnmente utilizado en los centros de diagnóstico automotor para el análisis de gases de escape en vehículos automotores. Más información sobre los datos técnicos del analizador de gases se presentan en el Anexo A.

3.11.6 Sistema de carga externa

Este dispositivo fue construido sobre un bastidor metálico y está compuesto por cargas resistivas (28 bombillas de 100w) cada una con su respectivo interruptor, 4 de estas mismas cargas fueron dotadas de un *dimer* que permite un ajuste fino de la potencia disipada, con lo cual es posible someter a prueba el motogenerador desde una condición de “Cero Carga” hasta su máxima potencia declarada e incluso llevar el generador a una condición de sobrecarga.

3.11.7 Sistema de adquisición y registro de datos

El sistema de adquisición de datos se basó en la implementación de una tarjeta Raspberry pi 3 modelo b, la cual mediante un código escrito en lenguaje Python, permitió la lectura de la información suministrada por un Vatímetro Eastrom SDM230 Modbus, utilizado como elemento primario de adquisición para los parámetros eléctricos del generador.

Dicho código también permite la lectura y registro de datos de para las variables temperatura y peso mencionadas anteriormente, así como obtener un archivo CSV con todas las variables físicas determinadas en cada una de las pruebas usando cada tipo de combustible.

Las condiciones atmosféricas como humedad, temperatura y presión fueron medidas con un sensor GY-BME280 I2C SPI 1.8-5V, el cual se instaló en la entrada de aire del carburador. La temperatura de los gases de escape fue medida con una termocupla tipo K.

3.11.8 Carburador de conversión de combustible a GN

Se utilizó un carburador comercial modelo dual LPG/NG 168 F (5.5-6.5 HP) diseñado para permitir la operación del moto-generator con Gasolina, GLP o GN.

Adicionalmente a las características propias de un carburador típico de gasolina, el equipo implementado incluye una válvula selectora para GLP o GN y cuenta con un regulador de demanda accionado por vacío conectado al ducto de admisión de aire para ajustar el suministro de gas en función de la carga del motogenerador. En este trabajo se seleccionó solamente la operación con GN.

Resultados y análisis para la Construcción del banco de pruebas

Inicialmente la recolección de datos se basó en un PLC OPTO 22, con el cual se registraban los datos de corriente eléctrica generada mediante un transformador de corriente análogo.

Esta primera versión del banco de pruebas se muestra en la figura 42. Una de las desventajas que presentó este sistema era que las mediciones no fueron muy precisas debido a que la potencia eléctrica había que calcularlo a partir de la corriente registrada y asumiendo un valor de voltaje constante, cosa que no refleja la realidad de la operación. Adicionalmente, la velocidad era registrada con un sensor foto-eléctrico el cual también presentaba una lectura muy errática, lo cual también afectaba la calidad de los resultados obtenidos.

Figura 42

Primera versión del banco de pruebas.



Por lo tanto, este sistema fue descartado y se reemplazó por un Vatímetro digital conectado al módulo de carga eléctrica y un foto-tacómetro digital, con el cual se midió la velocidad del motor. Esta segunda versión del banco de pruebas se muestra en la figura 43.

Figura 43

Segunda versión del banco de pruebas

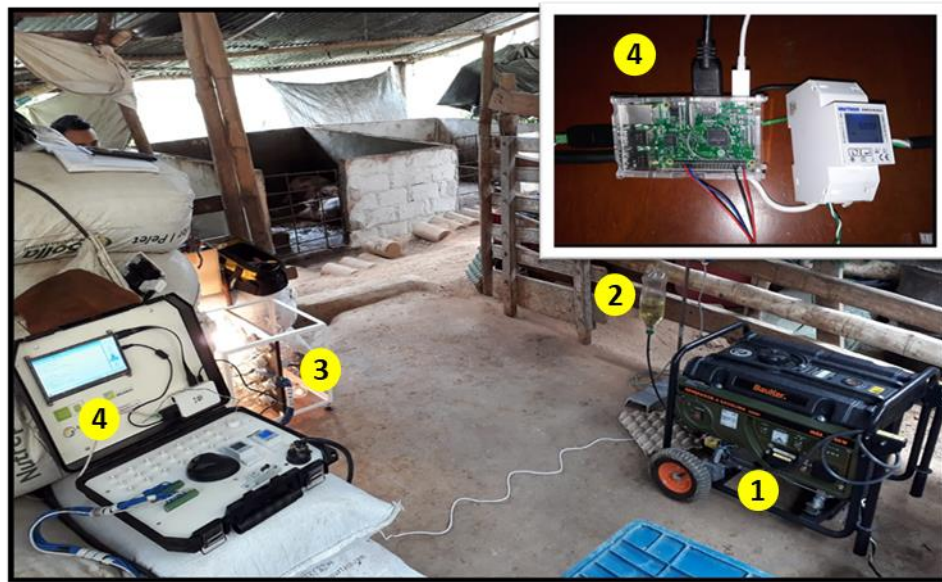


La desventaja que presentó este sistema era que requería de lectura y registro de datos de manera manual, lo que limitaba la cantidad de datos que se podían registrar en una prueba y dificultaba la correlación de los datos.

Finalmente se adoptó un Vatímetro Eastrom SDM220-Modbus como elemento de adquisición de datos eléctricos conectado a una Raspberry Pi 3 haciendo el registro de datos de voltaje, corriente, potencia activa y reactiva, frecuencia y consumo de gasolina mediante un sensor gravimétrico. La versión final del banco de pruebas se muestra en la figura 44.

Figura 44

Versión final del banco de pruebas



En la figura 44, también se aprecia una vista general el montaje durante las pruebas en campo, donde se aprecia el generador (1), el dispositivo de suministro de gasolina suspendido del sensor de peso (2), el módulo de carga eléctrica (3) y el montaje definitivo

del sistema de adquisición de datos con una interfase grafica que permite ver los datos registrados en tiempo real y la manipulación fina de la carga eléctrica (4).

3.12 Pruebas finales de desempeño del moto-generator usando Gasolina, GN y Biogás como combustibles.

Inicialmente las pruebas se llevaron a cabo en el Laboratorio SICE, del parque tecnológico Guatiguará, Piedecuesta, Santander, ubicado Latitud: 6.994121, Longitud: -73.066635 a una Altitud 952 m.s.n.m. durante las pruebas se registró una temperatura promedio de 26°C.

Las variables que se determinaron en cada ensayo fueron: potencia generada, consumo de combustible, gases de escape (Monóxido de Carbono (CO), Dióxido de Carbono (CO₂), Hidrocarburos no Quemados (HC), temperatura ambiente, temperatura de los gases de escape y presión atmosférica.

Para comparar los resultados obtenidos en las pruebas a diferentes condiciones de carga y usando diferentes combustibles, los valores obtenidos fueron normalizados como Consumo Especifico de Energía (CEE) [MJ/kW*h] (Pilusa, Mollagee, & Muzenda, 2012), como se observa en las siguientes ecuaciones.

$$CEE_{Liq} = \frac{\dot{m}(\text{kg/h}) * QHV_{gasolina} (\text{MJ/kg})}{PE(\text{KW})} \quad CEE_{gas} = \frac{\dot{U} (\text{m}^3/\text{h}) * QHV_{gas} (\text{MJ/m}^3)}{PE(\text{KW})}$$

Donde:

$\dot{m}$: Flujo másico de gasolina

QHV_{gasolina} : Poder calorífico de la gasolina

$\dot{U}$: Flujo volumétrico de biogás

$QHV_{\text{gás}}$: Poder calorífico del gás

PE: Potencia generada

Se consideró un poder calorífico de 35,65 MJ/m³ para el GN y de 45,32 MJ/m³ para la Gasolina (Arrieta et al., 2016).

Todos los ensayos se iniciaron en la máxima potencia alcanzada por cada combustible y luego se fue disminuyendo la carga del sistema en valores de aproximadamente de 200w. Las variables determinadas fueron: consumo de combustible, emisiones de gases, revoluciones, voltaje, potencia

3.12.1 Pruebas de referencia usando Gasolina

Considerando las condiciones de prueba reportadas por el fabricante del motor, norma SAE J609a, donde la presión atmosférica es de 29,92in Hg (769mm) y una temperatura ambiente de 60F (15,6°C), se realizó la prueba con gasolina a fin de determinar el consumo, el rendimiento y las emisiones reales en el sitio de trabajo y desarrollar la línea base de comparación para los combustibles gaseosos propuestos en este trabajo. En la figura 45 se muestra la disposición de los elementos del banco de pruebas usados en estos ensayos.

Figura 45

Propiedades de la gasolina

Propiedad	Unidad	Valor
Formula Química ^a	Fórmula	C ₇ H ₁₇
Volumen Específico ^a	v (m ³ /kg).	1,449 x 10 ⁻³
Masa Molecular ^a	M _f (kg/kmol)	101,214
Entalpía de Formación ^a	h ^o _f (kJ/mol)	-267,12
Entalpía de Vaporización ^a	h _{fg} (kJ/mol)	38,51
Radio estequiométrico ^a	a _s	11,25
Poder calorífico ^b	Q _{HV} (MJ/kg)	43,254

^b Tomado de “Consultoría técnica para el fortalecimiento y mejora de la base de datos de factores de emisión de los combustibles colombianos- FECOC” (Arrieta et al., 2016).

Tabla 20*Propiedades del gas natural*

<i>Propiedad</i>	<i>Unidad</i>	<i>Valor</i>
Composición Típica ^a	Fórmula	C ₇ H ₁₇
Metano	CH ₄	81.86
Etano	C ₂ H ₆	11.61
Propano	C ₃ H ₈	1.92
I-Butano	C ₄ H ₁₀	0.23
N-Butano	C ₄ H ₁₀	0.22
Nitrógeno	N ₂	0.90
Dióxido de carbono	CO ₂	3.18
Peso Molecular de la mezcla ^a	(kg/kmol)	18,2
Densidad de los vapores ^a	(m ³ /kg).	0,61
Densidad del líquido ^a	(m ³ /kg).	0,554
Relación de Expansión ^a		1 litro de líquido se convierte en 600 litros de gas
Solubilidad a 20 °C		Ligeramente soluble (0,1 a 1%)
Poder calorífico ^b	Q _{HV} (MJ/kg)	52

Nota: ^a Tomado de “Generalidades sobre el gas natural” www.grupovanti.com(VANTI Gas Natural, 2019).

^b Tomado de “Consultoría técnica para el fortalecimiento y mejora de la base de datos de factores de emisión de los combustibles colombianos- FECOC” (Arrieta et al., 2016).

3.12.3 Pruebas operativas usando biogás

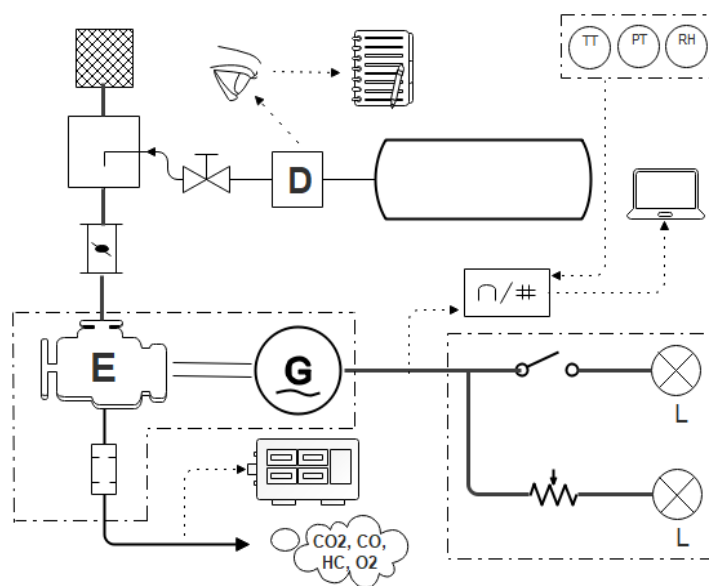
Las pruebas usando biogás se realizaron en campo utilizando el módulo experimental, replicando las pruebas realizadas con gasolina y GN. En la figura 47 se muestra la disposición de los elementos del banco de pruebas usados en estos ensayos.

Teniendo en cuenta el trabajo previo adelantado por el grupo de investigación en digestión anaerobia, perteneciente a la Escuela de Ingeniería Química de la UIS, se tiene contacto con usuarios de biodigestores, quienes facilitan sus instalaciones para la realización de las pruebas.

El biogás utilizado en este estudio se obtuvo en una granja ubicada a una latitud de $N7^{\circ}11'39.90''$ $O73^{\circ}04'34.62''$, con una altitud de 967 m sobre el nivel del mar y una precipitación promedio de 670 mm/m². La presión atmosférica del lugar es de 90,350 kPa. La finca está ubicada a 12 km del área urbana de Bucaramanga tomando una vía terciaria.

Figura 47.

Montaje del banco de pruebas para ensayos usando Biogás



La granja tiene instalado un digestor de bajo costo para el tratamiento anaerobio de las excretas de ganado bovino, con el cual además generan biogás. El biogás producido se almacena en un depósito de polivinilo tubular, de 5,1 m³ de volumen (Martí-Herrero, 2008). A este depósito fue conectado el grupo electrógeno.

La calidad del biogás utilizado fue determinada mediante un análisis cromatográfico, donde se obtuvo un valor de 64,6% de metano (CH₄) y 35,4% de Dióxido de Carbono (CO₂),

lo que demuestra que es un biogás de buena calidad. El poder calorífico promedio del Biogás durante las pruebas fue de aproximadamente 22 MJ/m^3 .

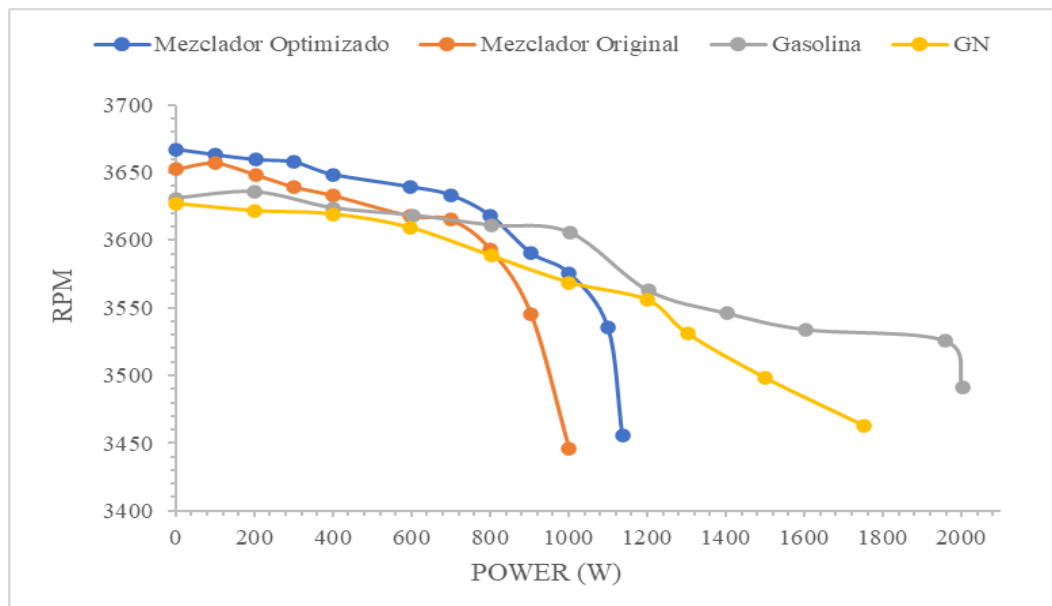
Resultados y Análisis para las Pruebas finales de desempeño del moto-generador usando Gasolina, GN y Biogás como combustibles.

3.12.4 Pruebas de potencia

Los resultados obtenidos para las pruebas finales de desempeño del moto-generador usando como combustibles Gasolina, GN y Biogás se muestran en la figura 48. En estas pruebas también se evaluó el prototipo de mezclador optimizado anteriormente.

Como se puede observar en la gráfica, en general todos los combustibles tienen el mismo comportamiento en el cual a mayor potencia eléctrica genera se presenta una pérdida de revoluciones, que como se explicó anteriormente esto se debe al comportamiento dinámico del gobernador.

Para realizar la comparación en el desempeño del motor con cada uno de los combustibles, se tomó como valor de referencia máximo para la potencia de salida el valor obtenido usando gasolina, ya que cómo se explicó anteriormente las condiciones ambientales del lugar donde se realizaron las pruebas, influyen negativamente en este valor, alcanzando solamente el 84, 3% del valor de potencia declarado por el fabricante

Figura 48*Pruebas finales de desempeño del motor para Potencia vrs Velocidad*

Es así como la potencia de obtenida con gasolina se asumió como el nuevo valor de referencia para evaluar los resultados obtenidos con GN y Biogás. Teniendo en cuenta lo anterior, la potencia generada con GN (1751W) representa un 86,5% del valor con gasolina. En cuanto al Biogás usando el dispositivo mezclador diseñado originalmente el valor alcanzado (1030 W) corresponde al 50,9% y con el mezclador optimizado (1137 W) corresponde al 56,2%.

Una explicación a la baja potencia obtenida del biogás puede deberse a la cantidad de metano en el mismo (65,6%), ya que éste es el compuesto que aporta energía a la combustión. Otro factor que afecta el proceso de combustión usando biogás es el ángulo de encendido de la chispa (Orozco, Carmona, Botero, & Hernández, 2004), el cual no fue modificado durante las pruebas y por tanto se usó la configuración que el motor traía por defecto.

Al comparar la variación entre los dos diseños de mezclador propuestos en este trabajo, el dispositivo mezclador optimizado, generó un 10,4% más de potencia con respecto al mezclador diseñado originalmente, indicando una mejora alcanzada con el proceso de optimización.

3.12.5 Pruebas de emisiones

Con relación a los análisis de emisiones para los combustibles evaluados, éstos se muestran en la tabla 21. La emisión de los gases GEI como CO, CO₂ y O₂, así como los hidrocarburos sin quemar (HC), fueron algunos de los parámetros utilizados para analizar los gases de escape producto de la combustión utilizando gasolina, GN y biogás; otros como los óxidos de nitrógeno, CFCs y Ozono no fueron tenidos en cuenta.

En cuanto a los productos de la combustión, éstos dependen directamente del combustible utilizado. En las figuras 49, 50 y 51 se muestra el comportamiento de la concentración de CO [%V], CO₂ [%V] y HC [ppm] respectivamente, con respecto a la potencia generada de cada combustible evaluado.

Las emisiones generadas usando gasolina como combustible se presentan en la figura 49. Al revisar los datos se puede decir que los HC en promedio se mantuvieron constantes en un valor de 323,6 ppm; al igual que los valores de concentración de CO 8,64 %v/v, CO₂ 8,56 %v/v y O₂ de 0,59 %v/v. Estos valores nos indican que la mezcla aire/combustible presentó exceso de combustible en todo el rango de potencias.

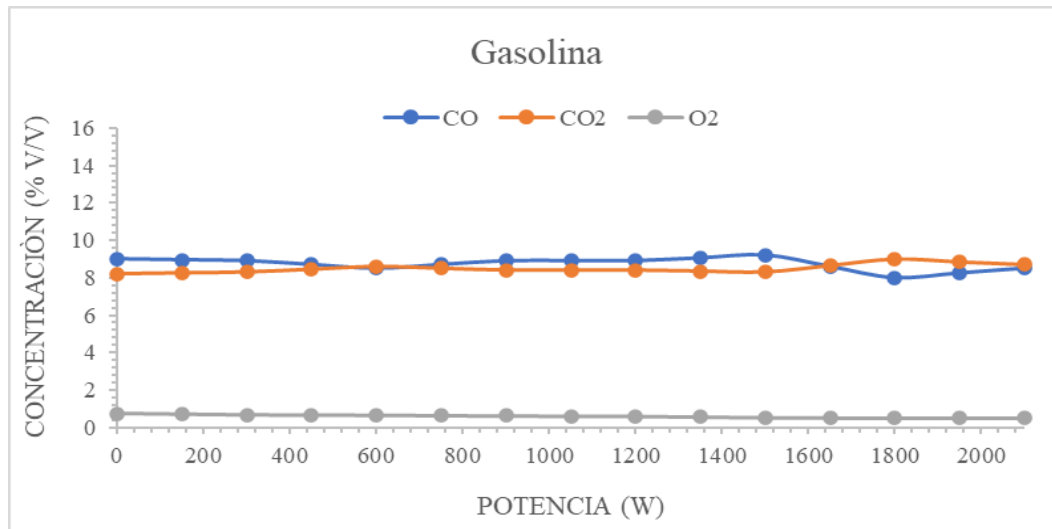
Tabla 21

Resultados de emisiones de, potencia generada, consumo y CO, CO₂ y O₂ para los combustibles evaluados

Combustible	RPM	Potencia Eléctrica Generada (W)	Consumo Gasolina (g/s) Gases (L/s)	Emisiones			
				CO (%v/v)	CO ₂ (%v/v)	O ₂ (%v/v)	HC (ppm)
Gasolina	3636,83	0,00	0,13	0	9	8,2	0,75
	3635,51	201,18	0,15	8,95	8,25	0,715	312,2
	3623,71	400,84	0,16	8,7	8,45	0,669	321,7
	3618,38	602,64	0,19	8,5	8,6	0,658	332,4
	3611,29	803,72	0,19	8,7	8,5	0,639	332,4
	3605,64	1002,66	0,22	8,9	8,4	0,61	334,1
	3574,57	1204,39	0,23	8,9	8,4	0,6	335,8
	3545,98	1403,07	0,28	9,05	8,35	0,567	327,5
	3533,88	1604,80	0,31	8,6	8,65	0,522	317,3
	3525,82	1804,63	0,33	8	9	0,51	315,4
	3490,91	2003,51	0,34	8,25	8,85	0,508	315,4
	3437,21	2024,80	0,37	8,5	8,7	0,506	315,4
GN	3626,86	0,00	0,28	5,39	4,87	5,11	1897,67
	3621,48	200,58	0,28	5,95	5,73	3,37	1127,57
	3619,06	399,73	0,28	6,29	6,27	2,01	793
	3609,16	595,94	0,28	6,5	7	0,66	280
	3588,44	802,50	0,29	6,26	7,28	0,42	174
	3568,67	1001,52	0,29	5,73	7,7	0,38	160
	3555,60	1201,62	0,29	4,83	8,3	0,36	150
	3531,07	1302,56	0,29	3,42	9,23	0,34	141
	3498,60	1499,00	0,30	1,54	10,33	0,36	189,67
	3463,20	1751,10	0,30	0,14	11,03	0,53	244,67
Biogás	3667,03	0,00	0,37	0,1	13,85	3,8	94,2
	3663,00	100,37	0,40	0,12	13,985	3,725	94,2
	3659,36	203,08	0,41	0,14	14,12	3,65	94,2
	3657,50	301,96	0,43	0,165	14,26	3,575	94,2
	3648,48	399,47	0,46	0,19	14,4	3,5	94,2
	3639,34	596,09	0,50	0,215	14,55	3,4	94,9
	3633,22	700,20	0,51	0,24	14,7	3,3	95,6
	3618,07	800,66	0,53	0,28	14,75	3,2	101,9
	3590,31	904,47	0,53	0,32	14,8	3,1	108,2
	3575,31	1001,80	0,56	0,35	14,9	2,9	117,3
	3535,56	1100,00	0,57	0,38	15	2,7	126,4
	3455,68	1137,00	0,60	0,40	15,2	2,5	128,2

Figura 49

Resultados de emisiones con relación a la potencia y la velocidad para el moto-generator operando con Gasolina



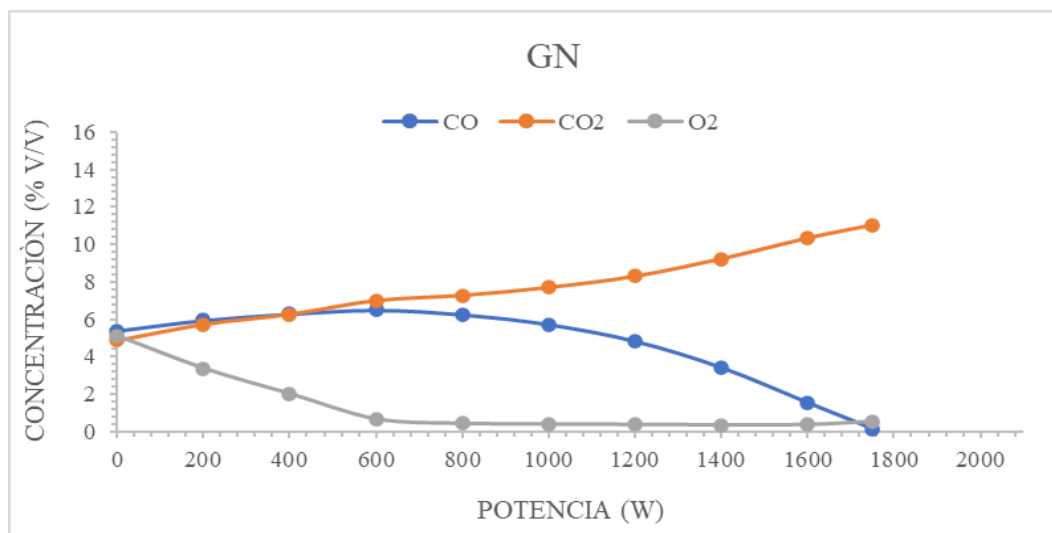
Al comparar estos valores de emisiones con la normatividad para la regulación de éstos, no se encontró en el país un documento que específicamente evalúe las emisiones de este tipo de motores para una aplicación en pequeños generadores eléctricos. Por tanto, lo más cercano teniendo en cuenta la configuración del motor (tamaño, rango de potencias, sistema de alimentación de combustible entre otros) fueron los lineamientos descritos en el artículo 7 de la Resolución 910 de 2008 mediante la cual “Por la cual se reglamentan los niveles permisibles de emisión de contaminantes que deberán cumplir las fuentes móviles terrestres, se reglamenta el artículo 91 del Decreto 948 de 1995 y se adoptan otras disposiciones”. En este artículo de la resolución se describen Límites máximos de emisión permisibles para motocicletas, motociclos y mototriciclos accionadas con gasolina (cuatro tiempos) en condición de marcha mínima o ralentí, los cuales son $\text{CO} = 4,5\%$, $\text{HC} = 2000$ ppm y un valor de $\text{O}_2 = 6\%$ sin importar el modelo ni el año.

Teniendo en cuenta lo anterior, los resultados obtenidos usando gasolina como combustible, se puede evidenciar que en cuanto a los HC, y el O_2 se cumple con la norma, estando por debajo de los valores máximos permitidos. Sin embargo, en cuanto al CO, este se encuentra un 92% por encima del valor permitido de emisión para este gas, ocasionando un impacto ambiental negativo.

Por otra parte, las emisiones generadas usando GN como combustible se presentan en la figura 50. Al revisar los datos se puede decir que los HC oscilan en un rango entre 141 y 1897 ppm. En cuanto a los valores de concentración de CO oscilan en un rango entre 0,14 y 6,29 %v/v, para el CO_2 oscilan en un rango entre 4,87 y 11,03 %v/v y para el O_2 oscilan en un rango entre 0,34 y 5,11 %v/v. Podemos apreciar como la mezcla aire/combustible presentó un comportamiento muy variable en el rango de potencias.

Figura 50

Resultados de emisiones con relación a la potencia y la velocidad para el moto-generador operando con GN



Se observó como la mezcla presenta características de exceso de combustible a baja carga; mostrando una relación inversamente proporcional entre en CO y el CO₂ en donde se evidencia una tendencia progresiva en la reducción del CO así como el aumento en el CO₂ a medida que se aplicaba cada vez más carga al generador.

Teniendo en cuenta, que al igual que en el caso anterior, no se encontró normatividad para emisiones para este tipo de motores para una aplicación en pequeños generadores eléctricos usando combustibles alternativos como GN, para efectos prácticos en este trabajo se utilizó lo descrito en el artículo 6 de la Resolución 910 de 2008, en dónde se describen Límites máximos de emisión permisibles para vehículos convertidos a gas natural vehicular o GLP en velocidad de crucero y en condición de marcha mínima, ralentí o prueba estática, los cuales oscilan en una rango de 1-5% para CO, de 200-800 ppm para HC y un valor de O₂ entre el 6 -11 % teniendo en cuenta el modelo y el año del vehículo.

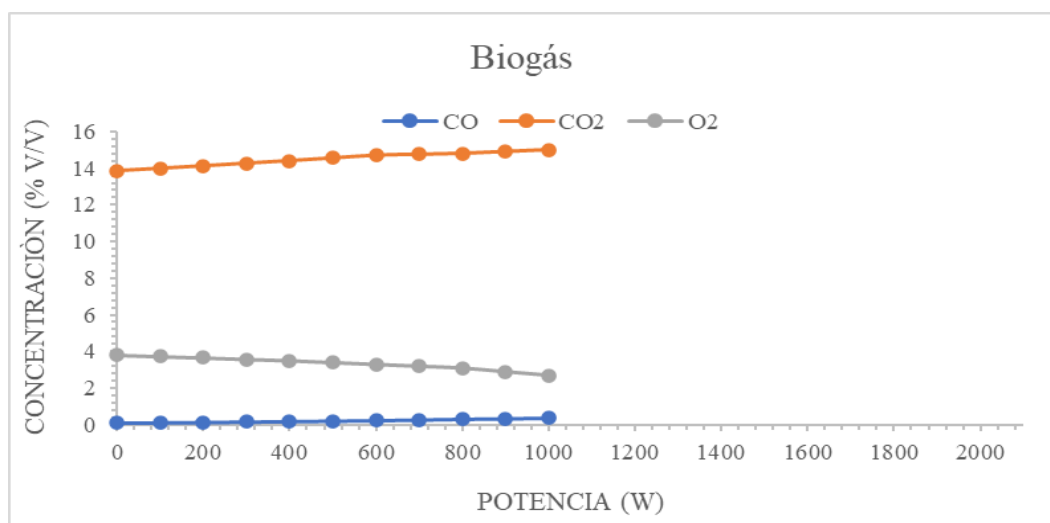
Los resultados obtenidos usando GN se puede evidenciar que en cuanto a los HC cuando el equipo trabaja a bajas cargas se superan los límites permitidos por la norma en un 137%. Sin embargo, cuando el quipo opera a altas cargas, este valor se encuentra por debajo del límite inferior establecidos en la resolución. En relación con CO, este se comporta de manera similar a los HC. Las emisiones de O₂, para este combustible en ningún caso superan los valores permitidos por la norma.

Adicionalmente, es importante resaltar que para el caso de la operación de este tipo de motores usando GN como combustible, se recomienda una operación a plena carga para que las emisiones no sobrepasen los valores permitidos y por tanto no ocasionen un impacto ambiental negativo.

Finalmente, Las emisiones generadas usando biogás como combustible se presentan en la figura 51. Al revisar los datos se puede decir que los HC en promedio se mantuvieron en un valor de 103,6 ppm; al igual que los valores de concentración de CO 0,24 %v/v, CO₂ 14,5 %v/v y O₂ de 3,3 %v/v. Estos valores nos indican que la mezcla aire/combustible presentó exceso de aire en todo el rango de potencias, a diferencia de los resultados obtenidos para gasolina.

Figura 51

Resultados de emisiones con relación a la potencia y la velocidad para el moto-generator operando con Biogás



Se observó que al usar Biogás el motor opera en un mejor régimen de emisiones en comparación con la gasolina y el GN, ya que se realiza una mejor combustión de este en todo el rango de potencias. La estequiometría de la combustión de un hidrocarburo nos indica que los productos de la combustión deberían ser únicamente CO₂ y agua. Los bajos niveles de

CO₂ y de HC sin quemar nos confirman esta mejora en el desempeño del motor cuando se usa biogás en comparación con los otros combustibles.

La menor, concentración de las emisiones de HC en todo el rango de operación del motor, en comparación con los demás combustibles evaluados, puede deberse posiblemente a la baja complejidad molecular con respecto a los demás combustibles y la baja posibilidad de formar nuevos compuestos Cx-Hy.

En cuanto a la comparación de las emisiones generadas usando biogás como combustible con la normativa de regulación, sucedió igual que en el caso anterior, no se encontró normatividad para emisiones para este tipo de motores para una aplicación en pequeños generadores eléctricos usando combustibles alternativos como biogás, para efectos prácticos en este trabajo se utilizaron los mismos valores de referencia para GN descritos en el artículo 6 de la Resolución.

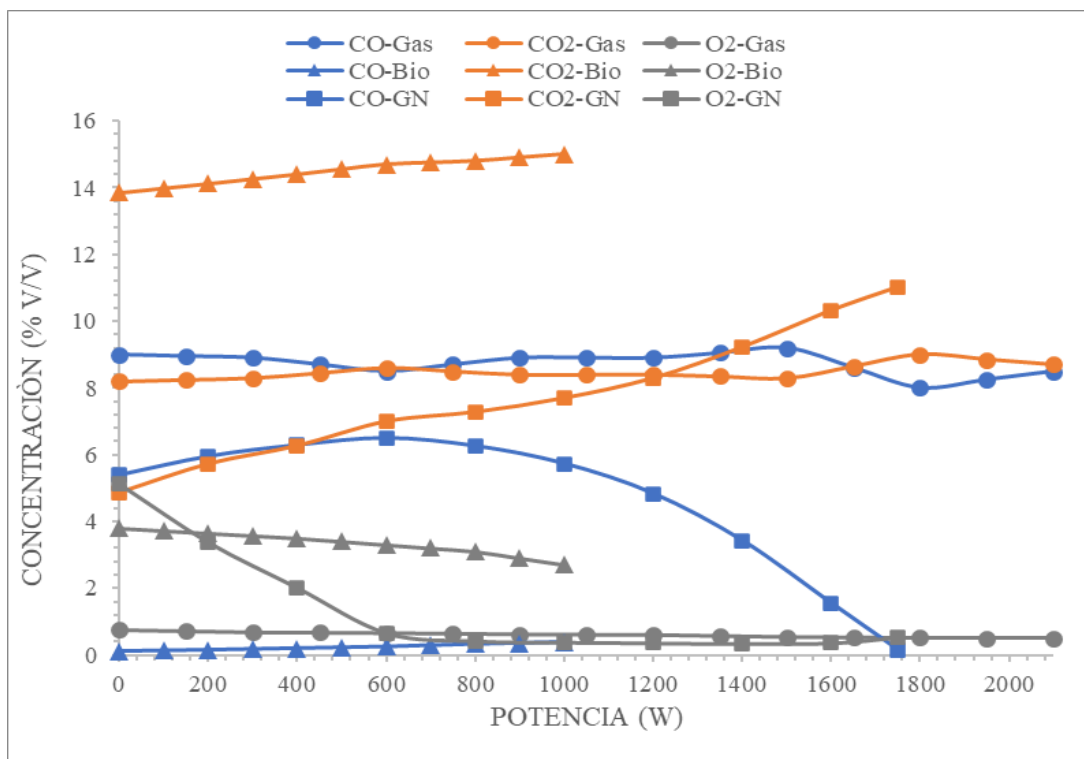
Al revisar los resultados obtenidos usando Biogás se puede evidenciar que en cuanto a los HC, el CO y el O₂ se cumple con la norma, estando por debajo de los valores máximos permitidos en todo el rango de operación. Por tanto, se considera una combustión más limpia y por tanto sin efectos negativos sobre el medio ambiente y además con el remplazo de los combustibles tradicionales por esta alternativa se contribuye a reducir el efecto invernadero (EPA, 2012).

En la figura 52 se muestra a manera de resumen las emisiones de CO₂, CO y O₂, donde se pueden observar diferencias en el comportamiento de las mismas obtenidas para cada tipo de combustible utilizado en función de la carga a la cual fue sometido el generador. En el caso de la gasolina, las emisiones fueron considerablemente adversas ya que se obtuvieron valores de HC de 323,6 ppm; de CO 8,64 %v/v, CO₂ 8,56 %v/v y O₂ de 0,59 %v/v. Estos valores nos indican que se operó con una mezcla rica en todo el rango de

potencias. En el caso del GN que los HC oscilaron en un rango entre 141 - 1897 ppm, la concentración de CO en un rango entre 0,14 - 6,29 %v/v, para el CO₂ en un rango entre 4,87 -11,03 %v/v y para el O₂ en un rango entre 0,34 - 5,11 %v/v. Se observó como la mezcla presentó características de exceso de combustible a baja carga y una tendencia progresiva en la reducción del CO así como el aumento en el CO₂ a medida que se aplicaba más carga al generador. Finalmente, para el biogás. los HC se mantuvieron en promedio en un valor de 103,6 ppm; al igual que los valores de concentración de CO 0,24 %v/v, CO₂ 14,5 %v/v y O₂ de 3,3 %v/v. Estos valores nos indican que se operó con exceso de aire en todo el rango de potencias, a diferencia de los resultados obtenidos para gasolina.

Figura 52

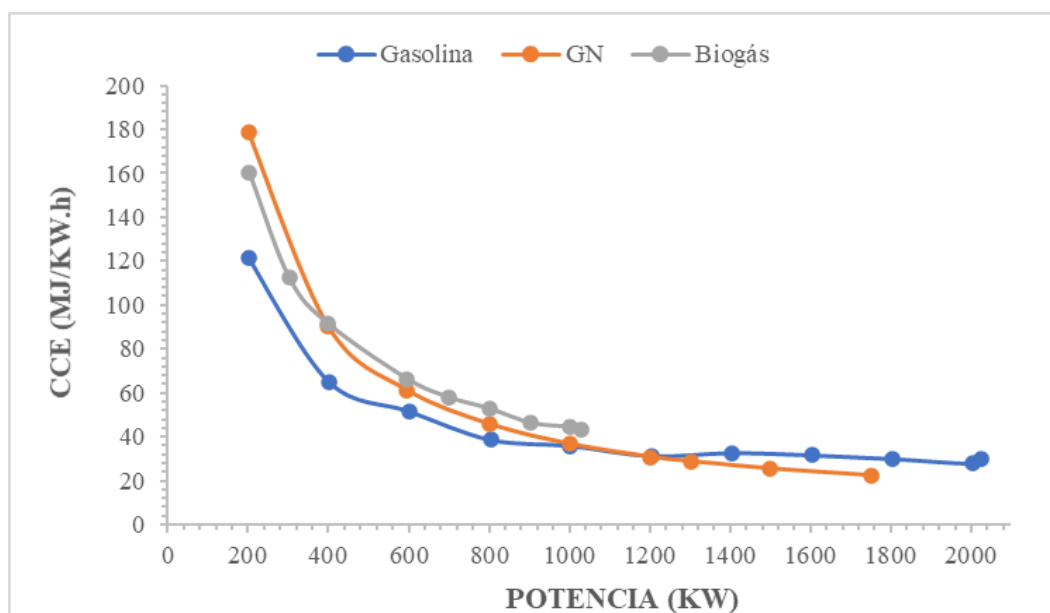
Resumen de emisiones para los combustibles evaluados



Por otra parte, en la figura 53 se presenta el consumo específico de energía con respecto a la potencia generada. Se puede inferir que el grupo electrógeno aprovecha mejor la energía del combustible cuando se encuentra operando cerca a la potencia nominal. Se puede observar una tendencia general en los datos obtenidos para todos los combustibles; a bajas cargas se presenta una mala eficiencia en la conversión y a medida que aumenta la potencia generada, esta eficiencia mejora y se produce más energía útil en el moto-generator por unidad de energía consumida de combustible. Esto es propio del comportamiento esperado para este tipo de motores.

Figura 53

Consumo específico de energía con respecto a la potencia generada para los combustibles evaluados.



Lo anterior, nos confirma que el tipo de moto-generadores como el usado en este trabajo deben operar en rangos altos de carga, superiores al 50%, con el objetivo de que operen con mayor eficiencia; ya que a bajas cargas son poco eficientes y altamente contaminantes. Esto se puede correlacionar con los datos de emisiones anteriormente presentados.

Adicionalmente, al comparar el combustible tradicional (gasolina) con el alternativo (biogás) se observó que el consumo específico de energía se incrementó a medida que se reducía la carga del equipo. Esto implica una considerable pérdida de eficiencia en condiciones de carga baja, lo cual puede obedecer al poder calorífico del gas y la velocidad de la llama (Arango Gómez, Sierra Vargas, & Pérez Súa, 2014)(Sahoo, Sahoo, & Saha, 2009). Por lo cual se recomienda operar los equipos siempre cerca de su carga nominal.

Finalmente, este ensayo nos permitió concluir que, aunque el biogás tiende a producir menos energía que en comparación con el combustible líquido fósil, tiene una cantidad de energía contenida por unidad de volumen que permite accionar el motor-generator y producir la energía eléctrica de emergencia que en dado caso un usuario pudiera llegar a necesitar en una zona rural de nuestro país. Una explicación a esta disminución en la potencia eléctrica de salida cuando el moto-generator se opera usando biogás es la disminución en la eficiencia volumétrica en la cámara de combustión usando este combustible gaseoso (Souza, Silva, & Bastos, 2010).

4. Conclusiones

La implementación de variantes del Venturi para el suministro diversos tipos de gas a MCIs ha llevado al desarrollo de metodologías de diseño como la descrita por Mitzlaff, la

cual fue utilizada en este trabajo y permitió establecer las características geométricas básicas y dimensiones como el área de la garganta de $122,4 \text{ mm}^2$ y el área de paso de biogás de $25,33 \text{ mm}^2$ que permitieron la construcción y fabricación de un dispositivo mezclador funcional.

Los modelos termodinámicos descritos por Ferguson y Kirkpatrick son una referencia acertada para evaluar el desempeño del motor de combustión interna usando diversos combustibles obteniendo valores de error relativo de 14,5% con gasolina; de 16,6% con GN y un error mínimo de 20,9% con Biogás. La diferencia entre estos valores de error permitió al presente trabajo establecer la posibilidad de mejorar la potencia obtenida con el dispositivo mezclador de biogás obtenido usando la metodología propuesta por Mitzlaff.

La evaluación mediante la técnica CFD de la caída de presión, la relación aire-combustible y la energía cinética turbulenta del Venturi permitieron maximizar el rendimiento del moto-generador mediante el proceso de optimización Box-Benken, en donde se obtuvieron las condiciones geométricas para el modelo definitivo de mezclador: un área de garganta de $134,4746 \text{ mm}^2$; un área de paso del biogás de Biogás de $28,230 \text{ mm}^2$ y número de agujeros igual a 2.

La evaluación del rendimiento demostró que el tipo de generadores utilizado para el presente trabajo, presenta una considerable pérdida de rendimiento respecto de las condiciones de fábrica, y sí bien es posible su operación con combustibles alternativos como el GN y el biogás, esto resultará en mayores pérdidas de rendimiento dado los poderes caloríficos de dichos combustibles, sin embargo, esto contrasta con las emisiones, las cuales son considerablemente adversas con el uso de la gasolina ya que se obtuvieron valores de HC de 323,6 ppm; de CO 8,64 %v/v, CO₂ 8,56 %v/v. Estos valores nos indican que se operó con una mezcla rica en todo el rango de potencias. En el caso del GN se observó como la

mezcla presentó características de exceso de combustible a baja carga y una tendencia progresiva en la reducción del CO así como el aumento en el CO₂ a medida que se aplicaba más carga al generador. Finalmente, para el biogás, los HC se mantuvieron en promedio en un valor de 103,6 ppm; al igual que los valores de concentración de CO 0,24 %v/v y CO₂ 14,5 %v/v. Estos valores nos indican que se operó con una mejor relación Aire-Combustible en todo el rango de potencias, a diferencia de los resultados obtenidos para gasolina.

5. Recomendaciones y trabajos futuros

El tipo de motogenerador empleado en este trabajo presenta un sistema de encendido fijo, que no permite alterar el ángulo de encendido, optimizado para la velocidad requerida por el generador eléctrico y para su operación con gasolina, considerando las diferentes velocidades de llama en los combustibles alternativos usados, se considera relevante adelantar futuras investigaciones a fin de encontrar el punto de encendido óptimo para los combustibles alternativos.

La disminución en la frecuencia de salida en el generador es tolerable en valores de 2%-4%, dada la incertidumbre encontrada en los datos experimentales de la potencia generada, sería de particular importancia el registro simultáneo de la velocidad de rotación del motor y de la frecuencia eléctrica, a fin de determinar el grado de influencia del sistema de suministro combustible y del sistema de control de velocidad del motor, orientado a minimizar su efecto negativo sobre la frecuencia del generador.

El desarrollo de futuros proyectos sería ampliamente beneficiado con adquisición por parte de la UIS de la instrumentación necesaria para realizar la validación experimental, esto minimizaría la incertidumbre de los resultados y el esfuerzo en la realización de pruebas de campo, así como potenciaría las capacidades de investigación en el área de la mecánica de fluidos.

Considerando la falta de estándares nacionales orientados a el tipo de máquinas térmicas tratadas en este trabajo, se considera pertinente proponer el desarrollo de una Norma Colombiana para el evaluar el desempeño y las emisiones de este tipo de generadores eléctricos incluyendo los alimentados con el combustible Diesel con el fin de mitigar el impacto ambiental.

Dada la amplia variedad de aplicaciones agrícolas que emplean motores de similares características técnicas sería interesante evaluar el rendimiento de otras aplicaciones diferentes a la generación de energía eléctrica como el bombeo agua ó el accionamiento de maquinaria estacionaria como trituradores o pica-pastos.

Referencias Bibliográficas

- Agudelo, J., & Mejia, R. (2002). Development of a model for sizing air. Natural gas mixers for engines. *Revista Facultad de Ingenieria Universidad de Antioquia*, 54–67.
- Ando, Y., Yoshikawa, K., Beck, M., & Endo, H. (2005). Research and development of a low-BTU gas-driven engine for waste gasification and power generation. *Energy*, 30(11-12 SPEC. ISS.), 2206–2218. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.08.024>
- Arango Gómez, J. E., Sierra Vargas, F. E., & Pérez Súa, S. (2014). Comportamiento de un motor diesel de 1.105 hp operado mediante el sistema dual-fuel con diesel - gas natural en campos petroleros. *Informador Técnico*, 78(1), 25. <https://doi.org/10.23850/22565035.66>
- Arrieta, A., Chejne, J., López, L., Forero, C., & Herrera, B. (2016). Consultoría Técnica Para El Fortalecimiento Y Mejora De La Base De Datos De Factores De Emisión De Los Combustibles Colombianos- Fecoc. *INVESTIGACIÓN E INNOVACIÓN EN COMBUSTIÓN AVANZADA DE USO INDUSTRIAL*, 13(2), 77–92. Retrieved from http://www.upme.gov.co/Calculadora_Emisiones/aplicacion/INFORME_FINAL_FEC_OC_2015.pdf
- Asociación Interamericana para la Defensa del Ambiente, A. (2019). *Prohibiciones y moratorias al fracking : legislación comparada*. (A. P. Castellón, C. Velarde Ponce de León, C. L. Acosta, & D. Thiemann, Eds.) (Primera ed). AIDA.ORG. Retrieved from www.aida-americas.org
- Atlemo-Obeng, V. A., Kresta, S. M., & Paul, E. L. (2004). *Handbook of Industrial Mixing*.

Organic Process Research & Development (Vol. 8). New Jersey: Wiley Interscience.

<https://doi.org/10.1021/op049955i>

Bermejo, F., & Orozco, W. (2010). Diseño de un mezclador aire – biogás para un motor diesel turboalimentado. *Prospect.*, 8(2), 37–43.

Bora, B., Debnath, B., Gupta, N., Saha, U., & Sahoo, N. (2013). *Investigation on the flow behaviour of a venturi type gas mixer designed for dual fuel diesel engines.*

International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering (Vol. 3).

Retrieved from www.ijetae.com

CAT. (2016). Cat | Electric Power Generation | Caterpillar. Retrieved November 14, 2016, from http://www.cat.com/en_US/products/new/power-systems/electric-power-generation.html

Centeno, F., Mahkamov, K., Silva-Lora, E. E., & Andrade, R. V. (2012). Theoretical and experimental investigations of a downdraft biomass gasifier-spark ignition engine power system. *Renewable Energy*, 37(1), 97–108.

<https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.06.008>

Chandekar, A., & Debnath, B. (2018). Computational investigation of air-biogas mixing device for different biogas substitutions and engine load variations. *Renewable Energy*, 127, 811–824. <https://doi.org/10.1016/J.RENENE.2018.05.003>

Chapman, S. J. (2012). *Máquinas Eléctricas*. (INTERAMERICANA EDITORES S.A. DE C.V., Ed.) (Quinta Edi). México D.F.: McGraw-Hill.

Costello, A., Abbas, M., Allen, A., Ball, S., Bell, S., Bellamy, R., ... Patterson, C. (2009).

Managing the health effects of climate change: Lancet and University College London

- Institute for Global Health Commission. *Lancet (London, England)*, 373(9676), 1693–1733. [https://doi.org/10.1016/S0140-6736\(09\)60935-1](https://doi.org/10.1016/S0140-6736(09)60935-1)
- Crookes, R. J. (2006). Comparative bio-fuel performance in internal combustion engines. *Biomass and Bioenergy*, 30(5), 461–468. <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2005.11.022>
- Danardono, D., Kim, K. S., Lee, S. Y., & Lee, J. H. (2011). Optimization the design of venturi gas mixer for syngas engine using three-dimensional CFD modeling. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 25(9), 2285–2296. <https://doi.org/10.1007/s12206-011-0612-8>
- EPA. (2012). Overview of Greenhouse Gases. <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Ferguson, C., & Kirkpatric, A. (1986). *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*, 3ed. New York: John Wiley and Sons. Retrieved from http://books.google.co.uk/books/about/Internal_combustion_engines.html?id=CtRSAAAAMAAJ&pgis=1%5Cnhttp://www.wileyindia.com/internal-combustion-engines-applied-thermosciences-2nd-ed.html
- Frampton, I., & Danforth, R. (2016). *US 9,279,392 B2*.
- García, G., Chacón, J., Chaves, A., & López, A. (2018). Estudio analítico y experimental del desempeño de motores diesel alimentados con Bio-Oil hidrotratado. *Revista UIS Ingenierías*. <https://doi.org/10.18273/revuin.v17n2-2018011>
- Garfí, M., Martí-Herrero, J., Garwood, A., & Ferrer, I. (2016). Household anaerobic digesters for biogas production in Latin America: A review. *Renewable and*

Sustainable Energy Reviews, 60, 599–614.

<https://doi.org/10.1016/J.RSER.2016.01.071>

GE. (2016). Biogas | GE Power Generation. Retrieved November 14, 2016, from

<https://powergen.gepower.com/applications/biogas.html>

Gerassimov, M., Dimitrov, S., & Petkov, Z. (1991). 4,991,561.

Habchi, C., Lemenand, T., Valle, D. Della, & Peerhossaini, H. (2010). Turbulent mixing and residence time distribution in novel multifunctional heat exchangers-reactors.

Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, 49(10), 1066–1075.

<https://doi.org/10.1016/j.cep.2010.08.007>

Hackenberg, N. (2008). “Biocombustibles de Segunda Generación,.” *Rev Virtual*

REDESMA, 2(2), 49–61.

Intergubernamental, G., & Clim, C. (2007). *Cambio climático 2007*.

Kadirgama, K., Noor, M., Rahim, A., Devarajan, R., Rejab, M., & Zuki, N. (2008). Design and Simulate Mixing of Compressed Natural Gas with Air in a mixing device.

MUCET 2008, (1), 99–104.

Kirkpatrick, A. (2007). Internal Combustion Engine Thermodynamics Outline. Retrieved from <https://www.engr.colostate.edu/~allan/thermo/page1/page1f.html>

Maizonnasse, M., Plante, J., Oh, D., & Laflamme, C. (2013). Investigation of the degradation of a low-cost untreated biogas engine using preheated biogas with phase separation for electric power generation. *Renewable Energy*, 55, 501–513.

<https://doi.org/10.1016/j.renene.2013.01.006>

Martí-Herrero, J. (2008). *Biodigestores familiares: Guía de diseño y manual de instalación*.

GTZ-Energía. Bolivia. GTZ-Energía.

<https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

Martinez, E., & Villar, J. (2019). *Modelamiento y simulación de los ciclos termodinámicos y las emisiones en motores de combustión interna*. Retrieved from

<http://tangara.uis.edu.co/biblioweb/tesis/2019/175103.pdf>

Masanori Fujinuma, W., Hiroaki Kojima, W., & Tsukasa Ebisudani, W. (2014). *US 8,726,929 B2*.

MINITAB. (2019). Diseño de experimentos. Retrieved from

<https://support.minitab.com/es-mx/minitab/18/getting-started/designing-an-experiment/>

Mitzlaff, K. Von. (1988). *Engines for biogas : theory, modification, economic operation*. F. Vieweg.

Olikara, C., & Borman, G. (1975). A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines.

<https://doi.org/10.4271/750468>

Organización de las Naciones Unidas ONU. (1998). Protocolo de kyoto de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático, 61702.

Organización de las Naciones Unidas ONU. (2015). Acuerdo de París de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático, 21930.

Orozco, J. E., Carmona, F., Botero, R., & Hernández, C. (2004). Manual Utilización de

biogás para uso en motores de cuatro tiempos diesel o gasolina. *UNIVERSIDAD EARTH*.

Patankar, V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere Pub. Corp.

Pilusa, T., Mollagee, M., & Muzenda, E. (2012). Reduction of vehicle exhaust emissions from diesel engines using the whale concept filter. *Aerosol and Air Quality Research*, 12, 994–1006, 2012. Retrieved from <https://ujcontent.uj.ac.za/vital/access/services/Download/uj:4674/CONTENT1>

Pinheiro, A. (2008). *Influence des composés oxygénés issus de la biomasse lignocellulosique et de leurs produits d'hydrodéoxygénation sur les cinétiques des réactions d'hydrotraitement de gazoles*. Université Lyon.

Porpatham, E., Ramesh, A., & Nagalingam, B. (2008). Investigation on the effect of concentration of methane in biogas when used as a fuel for a spark ignition engine. *Fuel*, 87(8–9), 1651–1659. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2007.08.014>

Prinz, J., Odermatt, M., & Erust, A. (2015). *US 9,939,129 B2*.

Reddy, K., Aravindhan, S., & Mallick, T. (2016). Investigation of performance and emission characteristics of a biogas fuelled electric generator integrated with solar concentrated photovoltaic system. *Renewable Energy*, 92, 233–243. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.02.008>

Sahoo, B. B., Sahoo, N., & Saha, U. K. (2009). Effect of engine parameters and type of gaseous fuel on the performance of dual-fuel gas diesel engines—A critical review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(6–7), 1151–1184. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2008.08.003>

Schmidt, D. (2013). *US 8,460,413 B2*.

Souza, R. G., Silva, F. M., & Bastos, A. C. (2010). Performance of a motogenerator adapted for biogas. *Ciencia e Agrotecnologia*, 34(1), 190–195.
<https://doi.org/10.1590/s1413-70542010000100024>

Suárez, A. L. (2017). Demanda de gas natural vehicular pierde terreno. Retrieved from <https://www.portafolio.co/economia/demanda-de-gas-natural-vehicular-desciende-en-colombia-504750>

Subramanian, S. (2008). An Analysis on the Proportional Mixing of Liquids using Venturi Jet Mixer Design and analysis of HAWT blade from PVC pipe segment View project
A Theoretical Analysis of the Updraft Gasifier for Biomass Feed View project,
(January 2008). Retrieved from <https://www.researchgate.net/publication/313888505>

Surata, I., Nindhia, T., Atmika, I., Negara, D., Putra, I., & Permana, E. (2014). Simple conversion method from gasoline to biogas fueled small engine to powered electric generator. *Energy Procedia*, 52, 626–632.
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.07.118>

Takuo Kase, W., & Takeshi Fukawa, W. (2015). *US 9,062,628 B2*.

Unidad de Planeación Minero Energética UPME. (2017). La cadena del gas licuado del petróleo en colombia.

UNIGAS Colombia. (2019). ¿Qué es el GLP? Retrieved from <http://www.unigas.com.co/nosotros/que-es-glp>

Upp, E. L., & LaNasa, P. J. (2002). *Fluid Flow Measurement: A Practical Guide to*

Accurate Flow Measurement. Gulf Professional Pub.

- Utomo, T., Jin, Z., Rahman, M., Jeong, H., & Chung, H. (2008). Investigation on hydrodynamics and mass transfer characteristics of a gas-liquid ejector using three-dimensional CFD modeling. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22(9), 1821–1829. <https://doi.org/10.1007/s12206-008-0614-3>
- VANTI Gas Natural. (2019). Generalidades sobre el gas natural. Retrieved from <https://www.grupovanti.com/co/hogar/el+gas+natural/1297102453941/que+es.html>
- Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (1996). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method Approach*. New York. <https://doi.org/10.2514/1.22547>
- Yamasaki, Y., Kanno, M., Suzuki, Y., & Kaneko, S. (2013). Development of an engine control system using city gas and biogas fuel mixture. *Applied Energy*, 101, 465–474. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.06.013>
- Yang, H., & Wo, H. (2014). *US 8,833,347 B2*.
- Yates, K. (2017). *US 9,541,033 B2*.
- Yusaf, T., Baker, P., Hamawand, I., & Noor, M. (2018). Effect of compressed natural gas mixing on the engine performance and emissions. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME)*, 8(December), 1416–1429.

Apéndices

ANEXO A CARACTERÍSTICAS Y ESPECIFICACIONES DE LOS COMPONENTES DEL BANCO DE PRUEBAS

- **Analizador de gases brainbee AGS 690**

Es un analizador compacto, diseñado para el análisis de gas de escape básico, sin embargo, este equipo tiene una amplia dotación de accesorios, que le permite adquirir nuevas funciones.

Básicamente su funcionamiento se basa en el grado de absorción de los rayos infrarrojos de los gases obtenidos en la muestra. gracias a su tecnología de alta precisión, el analizador AGS 690 permite evaluar la absorción según las diferentes bandas de frecuencia de los componentes CO, CO₂, HC y obtener los valores de concentración correspondientes. Se debe aclarar que las mediciones de las concentraciones de oxígeno y NO_x son detectadas mediante sensores electroquímicos y que las mediciones de NO_x son opcionales para el modelo [24].

Campos de medición de analizador AGS 690

CAMPOS DE MEDICIÓN

CO	0 + 9.99	%VOL	RES. 0.01
CO ₂	0 + 19.9	%VOL	RES. 0.1
HC HEXANE	0 + 9999	PPM/VOL	RES. 1
O ₂	0 + 25	%VOL	RES. 0.01
NO _x	0 + 5000	PPM/VOL	RES. 1
LAMBDA	0.5 + 5		RES. 0.001
REVOLUCIONES (INDUCCIÓN/CARGITA)	300 + 9990	RPM	RES. 10
TEMPERATURA ACEITE	20 + 150	°C	RES. 1

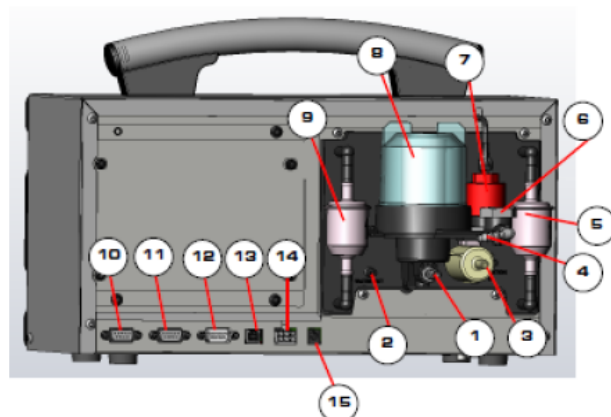
HOMOLOGACIONES

HOMOLOGADO MID (MEASURING INSTRUMENT DIRECTIVE) 2004/22/CE NMI 0122 8+0

MARCADO CE SUPPLEMENTARY METROLOGY MARKING

APROBACIONES ADICIONALES EN LOS SIGUIENTES PAÍSES: ITALIA

Fuente: BRAIN BEE GROUP. Línea control de emisiones [en línea]. <http://www.impormovil.es/wp-content/uploads/2016/07/EMISSION-CONTROL-LINE_ES.pdf> [citado el 28 de enero de 2019]



- | | |
|--------------------------------|---|
| 1. Entrada de gas | 10. Entrada sensor de temperatura motor |
| 2. Salida de agua | 11. Entrada sensor régimen de motor |
| 3. Filtro de carbones activos | 12. Toma para conexión serial RS-232 |
| 4. Salida de gas | 13. Puerto USB |
| 5. Filtro de gas | 14. Puerto de comunicación OMNIBUS |
| 6. Alojamiento para sensor NOx | 15. Alimentación 12 vcc |
| 7. Sensor O2 | |
| 8. Filtro coalescente | |
| 9. Filtro circuito de agua | |
- Fuente: Manual de instrucciones analizador AGS 690

• **Accesorios suministrados**

- Sonda de muestreo
- Tubo de sonda de muestreo filtro de sonda de muestreo
- Sensor de oxígeno
- Pinza de inducción o capacitiva

• **Ficha técnica generadora Bauker**

En la siguiente tabla se especifica las características del generador bauker

Modelo	GG2800 220V / 50Hz
Tipo de alternador	Alternador de escobillas con AVR
Frecuencia (HZ)	50
Voltaje de salida AC (V)	220
Voltaje de salida DC (V)	12
Potencia nominal de salida AC (W)	2000
Máximo de salida AC(W)	2200
Corriente nominal (A)	9
Corriente máxima (A)	9.5
Protector automático	Si
Factor de potencia	1.0

Tipo de generador	4 tiempos, enfriado por aire, gasolina
Diámetro y recorrido del pistón (mm)	68 x 54
Desplazamiento (cc)	163
Sistema de arranque	Manual
Incluye baterías	No
Tipo de combustible	Gasolina
Lubricante	SAE#30
Capacidad del tanque	15
Salida Max (Hp)	5.5
Continuidad de trabajo	11
Dimensiones (cm)	67.3 x 59.9 x 58.5
Peso neto	47
N° de enchufes	2
N° de enchufes	1

Fuente: Autor

Apéndice B

Optimización de variables de diseño.

Un diseño de experimentos es una serie de corridas, o pruebas, en las que el usuario evalúa cambios intencionales en las variables de entrada de un ensayo y al mismo tiempo observa las respuestas. En la industria, los diseños de experimentos se pueden utilizar para investigar sistemáticamente las variables de proceso o producto que afectan la calidad de este. Después de identificar las condiciones del proceso y los componentes del producto que afectan la calidad se pueden dirigir los esfuerzos de mejora y a optimizar la fabricación, fiabilidad, calidad y rendimiento (MINITAB, 2019).

De acuerdo con las variables a analizar, los diseños de experimentos pueden ser:

1. Diseños de cribado
2. Diseños factoriales
3. Diseños de superficie de respuesta
4. Diseños de mezcla
5. Diseños de Taguchi

Los diseños de experimentos normalmente se realizan en cuatro fases: la planificación, la caracterización, la optimización y la verificación.

Un diseño de superficie de respuesta es un conjunto de técnicas avanzadas de diseño de experimentos (DOE) que ayudan a entender mejor los ensayos y a optimizar los resultados esperados. La metodología del diseño de superficie de respuesta se utiliza con frecuencia

para refinar los modelos después de haber determinado los factores importantes utilizando diseños de cribado o diseños factoriales (MINITAB, 2019).

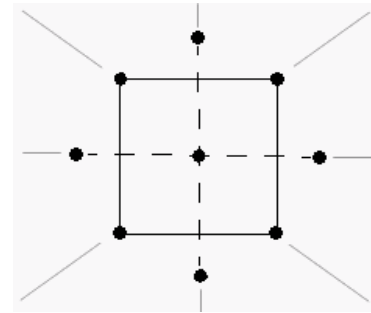
La diferencia entre una ecuación de superficie de respuesta y la ecuación de un diseño factorial es la adición de los términos elevados al cuadrado (o cuadráticos) que permiten modelar la curvatura en la respuesta, lo que hace la hace útil para:

- Entender o mapear una región de una superficie de respuesta. Las ecuaciones de superficie de respuesta modelan cómo los cambios en las variables afectan una respuesta de interés.
- Hallar los niveles de las variables que optimizan una respuesta.
- Seleccionar las condiciones operativas para cumplir con determinadas especificaciones en procesos de manufactura o construcción. Por ejemplo, determinar las mejores condiciones para moldear por inyección una pieza de plástico. En primer lugar, se utiliza un experimento de cribado o factorial para determinar los factores significativos (temperatura, presión, velocidad de enfriamiento). Adicionalmente se puede usar un experimento diseñado de superficie de respuesta para determinar la configuración óptima para cada factor, como fue el caso del presente trabajo.

Hay dos tipos principales de diseños de superficie de respuesta:

- Diseños centrales compuestos

Los diseños centrales compuestos pueden ajustarse a un modelo cuadrático completo. Suelen utilizarse cuando el plan del diseño requiere de un experimento secuencial, porque estos diseños pueden incluir información de un experimento factorial planificado correctamente.



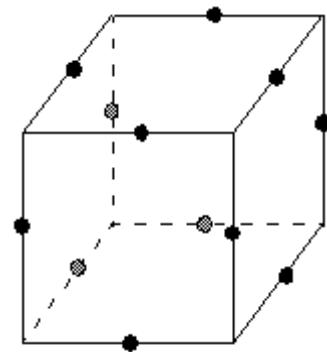
Esquematización de un diseño central compuesto

- Diseños de Box-Behnken

Un diseño de Box-Behnken es un tipo de diseño de superficie de respuesta que no tiene un diseño factorial o factorial fraccionado incrustado.

Los diseños de Box-Behnken tienen combinaciones que están en los puntos medios de los bordes del espacio experimental y requieren al menos tres factores continuos.

La siguiente figura muestra un diseño de Box-Behnken de tres factores. Los puntos del diagrama representan las corridas experimentales que se realizan:



Esquematización de un diseño Box-Behnken

Estos diseños permiten una estimación eficiente de los coeficientes de primer y segundo orden. Como los diseños de Box-Behnken suelen tener menos puntos de diseño, pueden ser menos costosos de realizar que los diseños centrales compuestos con el mismo número de factores. Los diseños de Box-Behnken siempre tienen 3 niveles por factor, a diferencia de los diseños centrales compuestos, que pueden tener hasta 5. Sin embargo, debido a que estos diseños no tienen un diseño factorial incrustado, no son adecuados para experimentos secuenciales (MINITAB, 2019).

Los diseños de Box-Behnken también pueden ser útiles si se conoce la zona de operación segura del proceso. Los diseños centrales compuestos suelen tener puntos axiales fuera del "cubo". Estos puntos pudieran no encontrarse en la región de interés, o pudiera ser imposible ejecutarlos porque se encuentran más allá de los límites de operación segura. Los diseños de Box-Behnken no tienen puntos axiales, por lo que se puede estar seguro de que todos los puntos del diseño se encuentran dentro de la zona de operación segura del proceso. Otra diferencia con respecto a los diseños centrales compuestos es que los diseños de Box-Behnken nunca incluyen corridas donde todos los factores estén en su valor extremo, es decir, aseguran que no se establezcan todos los factores en sus niveles altos al mismo tiempo (MINITAB, 2019).