

Theoretical and experimental analysis of the power and thermal efficiency of industrial kitchens that use liquefied petroleum gas

Freddy J. Rojas, Master of Science¹, Fernando Jiménez, Master of Science¹, and Jasmine Soto, Bachelor¹

¹ Pontificia Universidad Católica del Perú, Perú, fjrojas@pucp.edu.pe, ojimene@pucp.edu.pe, jasmine.soto@pucp.pe

Abstract— *This research aimed to improve the thermal performance of industrial kitchens using liquefied petroleum gas in Metropolitan Lima in order to promote good use of energy and reduce the impacts of climate change. The methodology was to use an appropriate test bench under the international technical norms of combustible gases, the appropriate instrumentation was used to record the variables such as temperature, pressure, mass flow, relative humidity, the burner and the prototype kitchen were designed using models mathematicians using computational tools such as Mathcad and matlab, then the burner was built and installed in the prototype kitchen and test bench to perform the experimental part. Then, the powers and performances of several industrial kitchens in the Peruvian market were determined to compare with the design of the prototype kitchen following the experimental methodology of 02 international standards, one Latin American and one Asian. The burner designed and manufactured gave a wide range of power according to the working pressure used and a high efficiency of 59% compared to the kitchens that are sold nationwide, which on average are 45%. The advantage of this prototype kitchen is that it uses operating pressures between 28 to 60 mbar compared to kitchens in the Peruvian market that use pressures between 3 to 6 bar, thus reducing the risks associated with fire and explosion.*

Keywords- *Industrial kitchens, Thermal efficiency, Liquefied petroleum gas*

Análisis teórico y experimental de la potencia y eficiencia térmica de cocinas industriales que usan gas licuado de petróleo

Freddy J. Rojas, Master of Science¹, Fernando Jiménez, Master of Science¹, and Jasmine Soto, Bachelor¹
¹Pontificia Universidad Católica del Perú, Perú, fjrojas@pucp.edu.pe, ojimene@pucp.edu.pe, jasmine.soto@pucp.pe

Resumen- Esta investigación tuvo como objetivo mejorar el rendimiento térmico de cocinas industriales usando gas licuado de petróleo en Lima Metropolitana con la finalidad de promover el buen uso de la energía y disminuir los impactos del cambio climático. La metodología fue utilizar un banco de ensayos apropiado, se utilizó la instrumentación apropiada para registrar las variables como temperatura, presión, flujo másico, humedad relativa del aire; se diseñó el quemador y la cocina prototipo mediante modelos matemáticos usando herramientas computacionales como Mathcad y matlab, luego se fabricó e instaló el quemador en la cocina prototipo y banco de ensayo para realizar la parte experimental. Luego se determinó las potencias y rendimientos de varias cocinas industriales del mercado peruano para comparar con el diseño de la cocina prototipo siguiendo la metodología experimental de 02 normas internacionales, una latinoamericana y otra asiática. El quemador dio un amplio rango de potencia según la presión de trabajo utilizado y un alto rendimiento de 59% comparado con las cocinas que se comercializan a nivel nacional que en promedio están en 45%. La ventaja de esta cocina prototipo es que usa presiones de operación entre 28 a 60 mbar comparada con las cocinas del mercado peruano que usan presiones entre 3 a 6 bar, disminuyendo de esta manera los riesgos asociados a incendio y explosión.

Palabras Clave—Cocinas industriales, eficiencia térmica, gas licuado de petróleo.

I. INTRODUCCIÓN

Según estudios realizados por la Agencia Internacional de la Energía (2014) el consumo de combustibles fósiles ha ido incrementando hasta alcanzar casi el 80% de la energía consumida en el Perú [1]. Esto trae como resultado un impacto ambiental en la calidad del aire y como consecuencia un problema en la salud de los pobladores.

Actualmente los vendedores de cocinas industriales en el Perú ofrecen distintos tipos de cocinas con diferentes tipos de quemadores, sin embargo, no especifican la potencia entregada por las cocinas. En la realidad los usuarios de estas cocinas en los comercios como los restaurantes lo usan con una presión de operación por encima de los 3 bar es decir a altas presiones sin interesar la eficiencia y las emisiones que se dan lugar, debido a que en el Perú no hay norma que lo regule.

Pruebas preliminares a estas cocinas industriales en el mercado peruano mencionan la baja eficiencia térmica, es decir de 40% o menor eficiencia, y esta no está indicada en sus datos técnicos, esto se ve reflejado en el color amarillo de la llama por la mala combustión y como resultado adicional consume más combustible del que debería.

Investigadores han buscado mejorar la eficiencia de las cocinas industriales, como resultado de sus investigaciones han descubierto que existen diversos factores que pueden afectar la combustión de la mezcla aire-combustible.

Una investigación en Tailandia reveló que la cantidad de puertos en el quemador y el ángulo de salida de estos, son los parámetros influyentes en el funcionamiento del quemador [2]. Otra investigación en la India reveló que modificaciones en la boquilla del inyector puede mejorar la eficiencia de la cocina y reducir la cantidad de hollín producida [3]. En otra investigación en la India se determinó que existen otros parámetros que influyen en la eficiencia. Estos son el diámetro del recipiente y la distancia que existe entre el recipiente y el quemador [4]. En Colombia se realizó una investigación sobre los quemadores que usan gas natural, donde se concluyó que el exceso de aire tiene una influencia negativa en la temperatura de los productos, y que el precalentamiento del aire tiene una influencia positiva en la temperatura [5]. Otra investigación en la India usó GLP en cocinas domésticas, determinaron que la eficiencia se afecta al considerar varios parámetros de diseño en el quemador [6]. En México se investigó que las secciones convergentes en las cámara de mezclado tienen mejor arrastre y por lo tanto repercute en la eficiencia, se usa para esto el código numérico PHOENICS [7].

Como propuesta de solución se propone variar la cantidad de puertos del quemador, la geometría del mezclador y el diámetro del inyector, de modo que se logre la potencia mínima de 3.75 kW. En el presente documento se tendrán en cuenta los conceptos de termodinámica y mecánica de fluidos para poder obtener el valor de los parámetros a variar. Se realizarán cálculos para hallar la velocidad del combustible a la salida del inyector para poder hallar el diámetro de salida y la longitud de este. También se harán cálculos de la velocidad del combustible en el mezclador para determinar su geometría. Por último, se harán cálculos termodinámicos para obtener la potencia entregada por los combustibles y la eficiencia del quemador.

Esta investigación tiene como fin que los usuarios de cocinas industriales se beneficien al tener una cocina con mayor eficiencia. Además, se desea que el manejo de la cocina sea menos riesgoso para los usuarios, ya que estos tienden a trabajar con la válvula del taque de gas completamente abierta, el cual almacena el gas combustible a altas presiones (6 bar) y no se regula apropiadamente porque no existe un regulador. Se obtendrá un beneficio económico para los usuarios, ya que al

mejorar la combustión se utilizará menor cantidad de combustible gas licuado de petróleo (GLP). Indirectamente se obtendrá un beneficio ambiental y en salud, ya que con una mejora de la eficiencia se tendrá una menor cantidad de emisiones de CO_x .

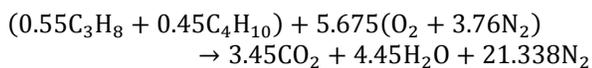
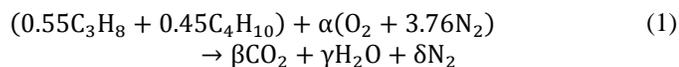
II. EL MODELO

A. Diseño del mezclador

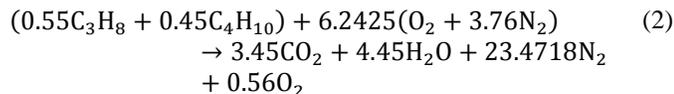
Para el diseño del quemador se tomo como referencia que el quemador trabaje a 3.75 kW de potencia. Además, se tomará en cuenta las recomendaciones dadas por el autor David Fulford [8].

Primero se realizará el análisis de la mezcla estequiométrica de aire – gas licuado de petróleo (GLP):

El GLP utilizado está constituido en 55% por propano y 45% de butano, donde la mezcla estequiométrica es la siguiente:



Haciendo uso de un exceso de aire de 10% se obtiene lo siguiente:



Es así que la relación de aire-gas combustible será la siguiente:

$$RAC_v = \frac{6.2425 \times 4.76 \times 24.8}{1 \times 24.8} = 29.714 \quad (3)$$

La cantidad de aire primario que será utilizado en la mezcla será de 50% del total de aire requerido, tal como se recomienda en el paper “Biogas Stove Design”, elaborado por el Dr. David Fulford [8]. Esta recomendación se tendrá en cuenta para este caso. Es así que la relación de arrastre estará definida por:

$$r_{ar} = 0.5 \times RAC_v \quad (4)$$

Se obtiene:

- Para gas licuado de petróleo: $r_{ar} = 14.857$

El diámetro de la garganta del mezclador tipo Venturi (D_t) se determinará mediante la fórmula de Prigg [9]:

$$D_t = \left(\frac{r_{ar}}{\sqrt{s}} + 1 \right) \times d_i \quad (5)$$

Donde:

D_t = Diámetro de la garganta del mezclador (mm)
 s = Densidad relativa del gas combustible

r_{ar} = Relación de arrastre

d_i = Diámetro del inyector seleccionado (mm)

Tomando otra recomendación del paper “Biogas Stove Design”, se hallará la longitud del venturi con la siguiente formula:

$$L_t = 6 \times D_t \quad (6)$$

Mientras que para determinar la geometría del difusor se tomará en cuenta la recomendaciones bibliográficas, el cual indica que el difusor debe tener un ángulo entre 5°-8° con respecto al eje central [9]:

$$L_d = 12 \times D_t \quad (7)$$

Se obtiene:

- Para gas licuado de petróleo: $D_t = 12.5$ mm, $L_t = 74.9$ mm, $L_d = 149.8$ mm

Luego de seguir las recomendaciones mencionadas se obtuvo lo siguiente:

Para gas licuado de petróleo (GLP):

- El modelo cuenta con un diámetro de garganta de 12.48 mm, el largo de la sección de entrada del mezclador denominado Venturi cuenta con una longitud de 74.91 mm, mientras que la sección divergente denominada difusor cuenta con un largo de 149.8 mm.

Se utilizará un ángulo de 7° con respecto al eje central para el diseño de la sección denominada Venturi, mientras que se utilizará un ángulo de 5° con respecto al eje central para el diseño de la sección denominada difusor.

B. Diseño de la cabeza del quemador

Siguiendo la recomendación del libro “natural gas engineering and Safety Challenges” para (5), el cual deriva de la fórmula de Prigg, se toma en cuenta las perdidas por fricción y el coeficiente de descarga. El diámetro resultante se toma como si solo hubiera un puerto para la salida de la llama [9]:

$$D_p = \frac{D_t}{\sqrt{0.7}} \quad (8)$$

Donde:

D_p = Diámetro de puerto de la llama (mm)

Se halla el área total del puerto de la llama, considerando como si fuera un solo agujero:

$$A_p = \frac{\pi \times D_p^2}{4} \quad (9)$$

Donde:

A_p = Área del puerto de la llama (mm²)

Para calcular la cantidad de agujeros, se propondrá que el diámetro de puerto del agujero tenga un valor de 1.5 mm:

$$N_p = \frac{4 \times A_p}{\pi \times d_p^2} \quad (10)$$

Donde:

d_p = Diámetro de puerto de cabeza del quemador (mm)

N_p = Numero de puertos en la cabeza del quemador

Se obtiene:

- Para gas licuado de petróleo: $D_p = 14.92$ mm, $A_p = 174.88$ mm², $N_p = 99$ puertos

III. METODOLOGÍA EXPERIMENTAL

El quemador desarrollado debe ser sometido a ensayos variando distintos parámetros para poder determinar la eficiencia y evaluar la calidad de la mezcla aire-gas combustible generada en el proceso de combustión. Luego, se podrá determinar a qué parámetros se obtiene la mejor eficiencia y comparar cual fue el efecto al modificar la geometría del quemador.

A continuación, se detallará el procedimiento de ensayos a realizar y los equipos a utilizar.

A. Análisis de Rendimiento Térmico

Para determinar el rendimiento térmico se tendrá en cuenta el uso de dos normas técnicas INN-CHILE 2001 [10] y la GB 16410-2006 [11]. Se procederá a analizar y calcular el intercambio de energía que ocurre al calentar el agua hasta cierta temperatura utilizando el banco de ensayos del laboratorio de cocinas GN/GLP de la sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP (Pontificia Universidad Católica del Perú), el cual permite el funcionamiento de un quemador de premezcla.

El rendimiento térmico es el cociente de la energía recibida por el quemador y la energía entregada por el combustible, y se formula de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{E_{\text{agua}}}{E_{\text{gas}}} \times 100\% \quad (11)$$

Donde:

η = Rendimiento Térmico (%)

E_{agua} = Energía consumida por el agua (kJ)

E_{gas} = Energía entregada por el gas combustible (kJ)

Dado que no existe una variación en el flujo másico durante el ensayo, se considerará como un sistema cerrado. Siguiendo la primera ley de la termodinámica se realizará un balance de energía, donde los estados inicial y final son idénticos [12].

La energía del agua se define de la siguiente manera:

$$E_{\text{agua}} = \dot{m}_a \cdot (u_f - u_i) \quad (12)$$

Donde:

\dot{m}_a := Masa de agua (kg)

u_f := Energía interna del agua al final del proceso del calentamiento (kJ/kg)

u_i := Energía interna del agua al inicio del proceso del calentamiento (kJ/kg)

Adicionalmente, el agua se considera una sustancia incompresible, ya que mantendrá su volumen específico (o densidad) constante. Además, la presión en el líquido se mantendrá constante durante el incremento de la temperatura [12]. Considerando estas condiciones, la energía del agua se expresa de la siguiente manera:

$$E_{\text{agua}} = m_{\text{agua}} \cdot C_{\text{agua}} (T_f - T_i) \quad (13)$$

Donde:

C_{agua} := Calor Específico de agua (kJ/kg.°C)

T_f := Temperatura Final del agua (°C)

T_i := Temperatura Inicial del agua (°C)

Luego, para determinar la energía entregada por el gas combustible se realizará la medición del caudal del flujo del gas que ingresa por el inyector, también, se realizará la medición del tiempo que transcurre durante el calentamiento del agua. Los cálculos se realizarán utilizando el poder calorífico inferior, que es la cantidad de calor que se libera cuando el combustible se quema y el agua en los productos está en forma de vapor. La energía proporcionada por el gas se expresa de la siguiente manera:

$$E_{\text{gas}} = \dot{V}_g \cdot t_a \cdot PCI \quad (14)$$

En donde:

\dot{V}_g := Flujo volumétrico del gas combustible (m³/min)

t_a := Tiempo requerido para calentar el agua (min)

PCI := Poder Calorífico Inferior (kJ/ m³)

Los ensayos a realizar serán siguiendo los pasos establecidos por la norma NCh927/1, elaborada por la División de Normas del Instituto Nacional de Normalización en Chile.

El rendimiento térmico se obtiene mediante (15):

$$\eta = \dot{m}_a \cdot C_{\text{agua}} \cdot \frac{T_f - T_i}{V \cdot PCI} \cdot 100 \quad (15)$$

Fuente: (INN-CHILE 2001, 48)

Donde

η = rendimiento, %.

\dot{m}_a = masa de agua introducida en el recipiente, kg.

C_{agua} = calor específico del agua, $4.186 \cdot 10^3 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}$.

T_i = temperatura inicial del agua, °C.

T_f = temperatura final del agua después de la extinción, en °C.

V_g = volumen o masa de gas consumido, m³ (referido a las condiciones de referencia del poder calorífico).

PCI = poder calorífico inferior del gas combustible, $\frac{J}{m^3}$.

Los valores indicados en la norma para la realización de los ensayos son los siguientes (Tabla I):

TABLA I
VALORES DE LAS VARIABLES A UTILIZAR EN LOS ENSAYOS [10]

Variable	Unidad	Valor
Masa de agua	Kg	11.4
Calor específico del agua	kJ/kg °C	4.186
Temperatura inicial del agua	°C	27
Temperatura final del agua	°C	90

Siguiendo las indicaciones de la norma NCh927/1, se debe realizar un precalentamiento al quemador utilizando un recipiente de aluminio cuyo diámetro sea de 220 mm y contenga 3.7 kg de agua en su interior durante 10 minutos. Inmediatamente después se procederá a realizar el ensayo con un recipiente de aluminio de 320 mm de diámetro con un contenido de 11.4 kg de agua [10].

Para realizar estos ensayos se cuenta con una variedad de equipos de medición, los cuales permitirán que se realicen los ensayos bajo las condiciones requeridas en la norma NCh927/1. Estos equipos permiten el registro de los valores de caudal, presión y temperatura del gas combustible, temperatura del agua, además de presión y temperatura ambiental (Fig. 1). Los parámetros ambientales promedio para los ensayos fueron: Presión barométrica 999.27 mbar, temperatura 28.24 °C, humedad relativa 61.4, temperatura del gas 25.91 °C. En la tabla II se detalla las características de los instrumentos a utilizar.

TABLA II
CARACTERÍSTICAS DE LOS EQUIPOS DE MEDICIÓN

Instrumento	Rango	Precisión	Condiciones
Indicador de temperatura ambiental	-20 a 80 °C	+/- 0.3 °C +/- 0.4 °C	De 0 a 70°C Restante
Indicador de humedad	0 a 100	+/- 2.0 % +/- 2.5 %	De 10 a 90% RH Restante
Indicador de presión atmosférica	600 a 1100 mbar	+/- 0.5 mbar @25°C	
Termocupla tipo K	0 a 500 °C	Norma IEC584-Clase 2	
Medidor de flujo	0 a 50 SLPM	+/- 0.8% de la lectura +/- 0.2% full	Max presión de línea: 145 psi Temperatura de operación: -10 a 50°C
Manómetro digital	-1 a 2 bar	0.05%FE	Resolución: 0.1 mbar Temperatura de trabajo: 0 a 50°C

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se mostrará y se analizará los resultados obtenidos de los ensayos realizados al quemador diseñado. Dichos ensayos serán realizados con un tipo de combustible, gas licuado de petróleo (GLP).

En primer lugar, se realizarán ensayos de eficiencia térmica al quemador variando la presión del gas. Para el caso

de GLP, el diámetro del inyector será de 1 mm y la presión del gas se variará en un rango entre 28 mbar y 60 mbar, divididos en 5 puntos de referencia, los cuales son 28, 35, 40, 50 y 60 mbar. La máxima presión de ensayo será 60 mbar, dado que cuando se sobrepasa esta presión del gas, se observa desprendimiento de llama, lo cual es peligroso para el usuario. Además, se variará la altura entre el quemador y la base de la olla para poder determinar a qué altura se tiene una mejor eficiencia (Fig. 2).

Adicionalmente, los ensayos realizados tendrán como parámetro fijo la distancia entre el inyector y la entrada del mezclador, siendo 0 mm dicha distancia, es decir el inyector se encontrará al ras de la entrada del mezclador. Se eligió esta distancia porque se observó que hubo un correcto arrastre de aire, por ende, se obtuvo una mejor combustión (Fig. 3).

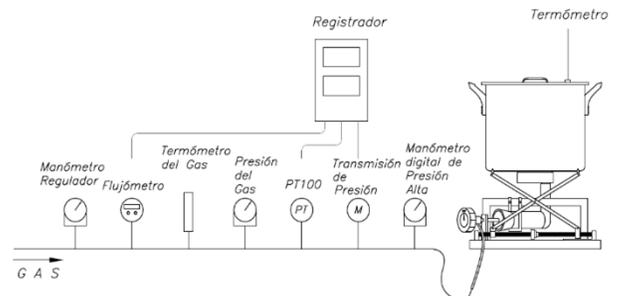


Fig. 1 Esquema del banco de ensayos

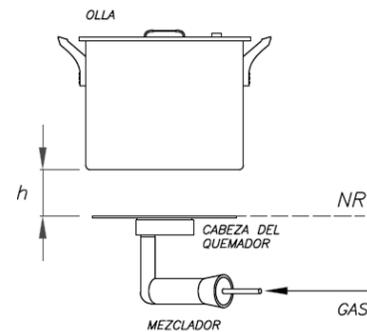


Fig. 2 Altura (h) entre la base de la olla y la cabeza del quemador

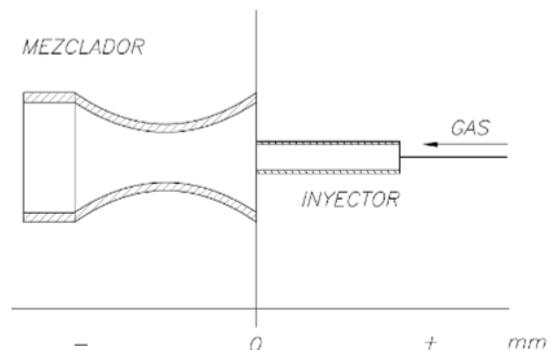


Fig. 3 Esquema de la entrada del mezclador - inyector

La tabla III y la tabla IV presentan los datos de las pruebas obtenidas en este experimento.

TABLA III
TABLA DE DATOS Y RENDIMIENTO VARIANDO LA ALTURA ENTRE LA BASE DE LA OLLA Y EL QUEMADOR

Ensayo	di (mm)	h (mm)	Pg (mbar)	V (LPM)	P (kW)	Ti (°C)	Tf (°C)	t (s)	η (%)	η^* (%)
1	1	20	28.1	1.99	3.170	30	93	1714	55.32	57.38
2	1	25	28.3	1.99	3.170	30	93	1660	57.12	59.73
3	1	30	28.0	1.97	3.139	30	93	1758	54.49	56.59
4	1	35	28.2	1.98	3.155	30	93	1820	52.36	54.81

(*) Según GB 16410-2006 [7]

TABLA IV
TABLA DE DATOS Y RENDIMIENTO VARIANDO LA PRESIÓN DEL GAS LICUADO DE PETRÓLEO

Ensayo	di (mm)	h (mm)	Pg (mbar)	V (LPM)	P (kW)	Ti (°C)	Tf (°C)	t (s)	η (%)	η^* (%)
1	1	25	60.1	2.93	4.668	30	93	1185	54.35	55.46
2	1	25	50.0	2.68	4.270	30	93	1284	54.84	55.70
3	1	25	40.0	2.40	3.824	30	93	1424	55.21	56.81
4	1	25	35.0	2.22	3.537	30	93	1490	57.05	59.52
5	1	25	28.3	1.99	3.170	30	93	1660	57.12	59.73

(*) Según GB 16410-2006 [7]

Donde:

di = Diámetro del inyector

h = Altura entre la base de la olla y la cabeza del quemador

Pg = Presión manométrica del gas combustible

\dot{V}_g = Flujo volumétrico del gas combustible

P = Potencia térmica

t = Tiempo de calentamiento del agua (equivalente a t_a)

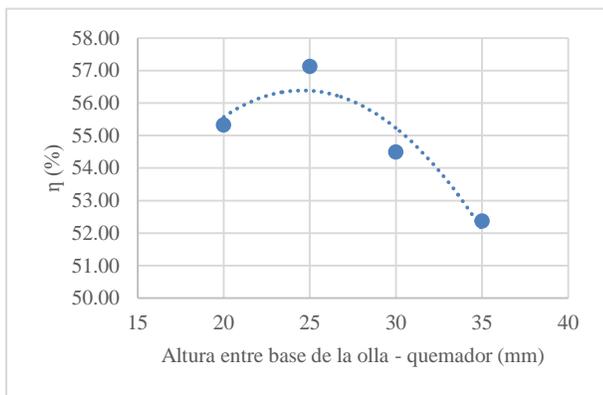


Fig. 4: Rendimiento vs. Altura entre la base de la olla y quemador

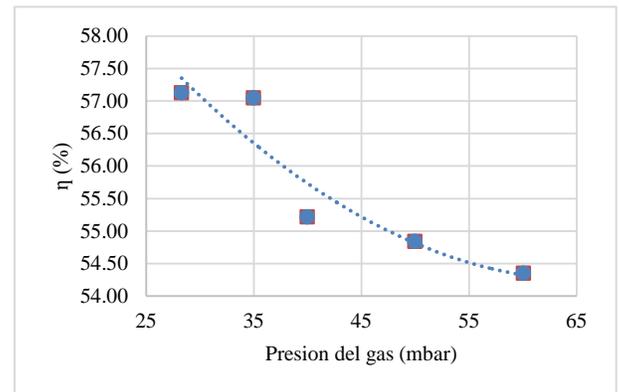


Fig. 5: Rendimiento vs. Presión del gas

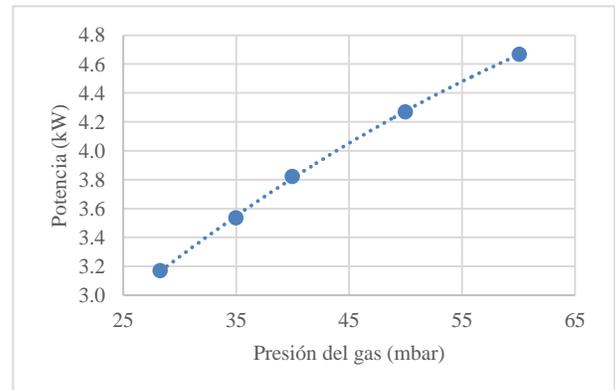


Fig.6 Potencia entregada por el gas vs. Presión del gas

V. CONCLUSIONES

A partir de los resultados obtenidos, se pueden extraer las siguientes conclusiones: 1) En la tabla III se puede observar que el punto de mayor rendimiento termino fue cuando la distancia entre la base de la olla y el quemador fue de 25 mm. A medida que se incrementó dicha distancia 5 mm, se obtuvo que el rendimiento fue bajando entre 2% y 2.5% aproximadamente. Cuando la distancia entre la base de la olla y el quemador fue menor a 25 mm, la eficiencia bajo 1.8%. Además, se observó que la llama no pudo desarrollarse completamente, se mostró inestable y se produjo una mayor cantidad de hollín. 2) En la tabla IV se puede observar que a medida que la presión del gas fue disminuyendo desde 60 mbar a 28 mbar, el rendimiento térmico fue mejorando. Se obtuvo un rendimiento de 54.35% cuando se trabajó con una presión de 60 mbar aproximadamente, mientras que se obtuvo un rendimiento de 57.12% cuando se trabajó con una presión de 28 mbar aproximadamente, que es la presión con la que debe trabajar el quemador cuando se utiliza GLP como combustible. 3) El quemador diseñado puede operar en un rango de potencias de 3 – 4.6 kW, estas potencias pueden ser reguladas al cambiar la presión del gas a la que opera el quemador. Además, luego de 4.6 kW se produce desprendimiento de llama, lo cual lo hace peligroso para el usuario. 4) El rendimiento térmico obtenido mediante la norma técnica chilena es entre 1 a 2 % menor a la obtenida mediante la norma técnica China.

VI. AGRADECIMIENTO

Se agradece a DIRECCIÓN DE GESTION DE LA INVESTIGACIÓN (DGI) que a través de los Proyectos Concursables de Investigación Básica y Aplicada 465–DGI-2017 de la Pontificia Universidad Católica del Perú que financiaron la investigación.

VII. REFERENCIAS

- [1] Agencia Internacional de la Energía, “Consumo de energía procedente de combustibles fósiles (% del total).” 2014.
- [2] P. Aroonjatham and S. Suttikiat, “The Effects of High Pressure Gas Burner Parameters on Thermal Efficiency for 2014 International Conference on Machining , Materials and Mechanical Technology (IC3MT),” vol. 657, pp. 729–734, 2015.
- [3] D. Basu, R. Saha, R. Ganguly, and A. Datta, “Performance improvement of LPG cook stoves through burner and nozzle modifications,” *J. Energy Inst.*, vol. 81, no. 4, pp. 218–225, 2008.
- [4] P. Agarwal, A. Anand, and R. Gupta, “Performance Analysis of Conventional Lpg Cooking Stove,” *Int. J. Appl. Bioeng.*, vol. 9, no. January, pp. 15–19, 2015.
- [5] J. Serrano and Y. Carranza, “Análisis teórico de la combustión en quemadores de gas natural,” *Sci. Tech.*, no. 29, pp. 139–143, 2005.
- [6] J. R. Surange, N. K. Patil, and A. V Rajput, “International Journal

of Innovative Research in Science , Engineering and Technology Performance Analysis of Burners used in LPG Cooking Stove-A Review,” vol. 3, no. 4, pp. 87–97, 2014.

- [7] M. Del, X. V Congreso, I. Anual, and D. E. L. A. Somim, “Análisis numérico del flujo en un mezclador de aire y combustible con sección variable,” pp. 976–982, 2009.
- [8] D. Fulford, “Biogas Stove Design,” *Biomass*, no. August, pp. 1–21, 1996.
- [9] G. . & C. Nasr, *Natural Gas Engineering and Safety Challenges*. 2014.
- [10] INN-CHILE, “Artefactos de uso doméstico para cocinar, que utilizan combustibles gaseosos – Parte 1: Requisitos generales de fabricación y métodos de ensayo,” 2001.
- [11] GB National Standard of the People’s Republic of China, “Domestic gas cooking appliances.” pp. 1–89, 2006.
- [12] Y. a. Cengel and M. E. Boles, “Termodinamica - Cengel 7th,” *Termodinamica*, p. 1456, 2011.