



DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA DE GAS A PARTIR DE UN TURBOCOMPRESOR AUTOMOVILÍSTICO

Informe Proyecto Final de Carrera

ALUMNOS:

Jesica Klein Leg. 49209

Jan Ebinger Leg. 51128

TUTOR:

Ing. José Pablo Cebreiro

1 Diciembre 2014

Índice

1. Introducción	1
2. Antecedentes	1
3. Alcances y objetivos del proyecto	1
4. Generalidades de las turbinas de gas.....	2
5. Principio de funcionamiento	2
6. Ciclo Termodinámico.....	4
6.1 Etapa de compresión (Etapa 1-2).....	4
6.2 Combustión de los gases (Etapa 2-3)	5
6.3 Análisis de la combustión	6
6.4 Etapa de expansión (Etapa 3-4).....	7
6.5 Rendimiento termodinámico del ciclo	8
7. Principio de funcionamiento de un turbocompresor.....	8
7.1 Parámetros relevantes	8
7.2 Descripción del turbocompresor utilizado	9
7.3 Mapa del compresor	11
7.4 Mapa de la turbina	14
8. Marcha del cálculo	16
9. Diseño de la cámara de combustión	23
9.1 Dimensiones generales	24
9.2 Diseño de la entrada de la cámara de combustión.....	26
9.3 Diseño y posición del inyector de combustible.....	27
9.4 Diseño y posicionamiento del inyector de agua	29
9.5 Selección de materiales.....	30
9.6 Construcción/Fabricación de la cámara de combustión	31
9.7 Análisis de tensiones	32
9.8 Análisis de la transferencia de calor.....	33
10. Mediciones realizadas en el equipo	39
10.1 Temperatura del aire a la salida del compresor.....	40
10.2 Temperatura del aire a la entrada de la turbina	41
10.3 Temperatura aire ambiente	43
10.4 Presión a la salida del compresor.....	43
10.5 Velocidad del turbocompresor.....	44

10.6 Medición de caudal de aire	45
11. Sistemas auxiliares	47
11.1 Inyección de agua.....	47
11.2 Sistema de lubricación	49
11.3 Sistema de encendido	55
11.4 Sistema de combustible	57
12. Montaje final	57
12.1 Estructura Soporte	59
12.2 Conexión salida de compresor con entrada cámara de combustión.....	59
12.3 Panel eléctrico.....	59
12.4 Mecanizado de bridas y utilización de juntas	61
13. Puesta en marcha.....	61
14. Tareas pendientes para futuros proyectos	63
15. Manual de operación de la turbina	64
15.1 Tablero	65
15.2 Verificaciones previas para la puesta en marcha.....	65
15.3 Manual de control de temperaturas.....	65
15.4 Pasos a seguir durante el arranque.....	66
15.5 Durante el funcionamiento	67
15.6 Pasos a seguir durante el apagado.....	67
16. Referencias:.....	68
17. Planos Anexos	68
18. Índice de figuras	69
19. Agradecimientos	71

1. Introducción

En el siguiente informe se describe la realización de una turbina de gas a partir de un turbocompresor automotriz. Este dispositivo consiste en una etapa de compresión seguido de un intercambio de calor, y una etapa de expansión también seguida de un intercambio de calor. En este caso, será un ciclo abierto, ya que el último intercambio de calor se realiza con la atmósfera.

La construcción del motor incluyó el diseño y la selección de todos los componentes que lo constituyen y de todos los sistemas auxiliares que se necesitan para el correcto funcionamiento del mismo. Se diseñó, no sólo la cámara de combustión sino también el sistema de lubricación y refrigeración, la inyección de combustible, y un sistema de enfriamiento de los gases de escape basado en la inyección de agua en la periferia de la cámara de combustión.

El presente informe comienza con una descripción de las turbinas de gas y sus principios de funcionamiento, y la descripción del turbocompresor que se utilizó. También se encontrará el análisis cuantitativo del ciclo termodinámico en estudio en un esquema de cálculo detallado.

Además, el diseño y construcción de la cámara de combustión, una de las partes críticas del trabajo, se encuentra detallado, con sus correspondientes planos. En las secciones 10 y 11, se describen los dispositivos de medición y monitoreo que se utilizaron para conocer los distintos parámetros de funcionamiento del equipo, y los sistemas periféricos. Para terminar, descripción del montaje de la máquina, una reseña de las distintas pruebas de puesta en marcha, y las posibilidades de mejoras, modificaciones e ideas para las próximas etapas de este proyecto.

2. Antecedentes

La realización de este proyecto surge años atrás cuando en otras universidades se estaban realizando experiencias similares. En su momento el proyecto quedó detenido luego de la selección del turbocompresor. Por este motivo, por más que en el siguiente trabajo se describen las características y principio de funcionamiento del mismo, el diseño de la turbina de gas tuvo que adaptarse al turbocompresor que ya se tenía.

La idea original era hacer funcionar el motor con combustible líquido, probablemente querosén. Finalmente se optó por modificar esta situación y utilizar gas propano para lograr un encendido más simple y alcanzar temperaturas más elevadas. Para compensar las temperaturas, dado que el ingreso de los gases post-combustión a la turbina no pueden exceder los 600°C para no dañar los materiales, se eligió diseñar un sistema de inyección de agua en la cámara de combustión.

En el proceso de recaudar información para realizar este trabajo, se encontró que en el mundo se han fabricado muchos motores similares, pero en la mayoría de los casos el desarrollo se basó únicamente en un análisis empírico y de “prueba y error”, sin análisis teórico previo. La idea del presente proyecto es realizar un análisis más cuantitativo, basado en principios termodinámicos y en la aplicación de los conocimientos que una formación académica en ingeniería brinda.

3. Alcances y objetivos del proyecto

Este trabajo tiene como objetivo diseñar y construir una turbina de gas utilizando un turbocompresor dado. Una vez finalizada la construcción el objetivo es además lograr que esta turbina encienda y luego se mantenga andando por sí sola de forma estable. También se incluye la

implementación de un sistema de refrigeración para evitar el daño de materiales por las altas temperaturas mediante inyección de agua.

Por otro lado, se dejan los lineamientos para implementar un sistema de medición de los distintos parámetros que conforman el ciclo Brayton, para que en un futuro se pueda comparar el ciclo teórico con el ciclo real del equipo. Algunos de los equipos de medición ya están implementados pero otros se deberán llevar a cabo en futuros proyectos. En el trabajo se proponen diferentes soluciones para realizar las mediciones necesarias para analizar el ciclo.

El objetivo final de la máquina (cuando esté completamente instrumentada) será utilizarla con fines didácticos para las clases de Termodinámica del Instituto tecnológico de Buenos Aires (ITBA), realizando ensayos con la misma.

Hacia el final del informe existe una sección exclusiva para la descripción de otras ideas y mejoras a implementar en las próximas etapas del proyecto.

4. Generalidades de las turbinas de gas

La turbina de gas es una turbomáquina térmica, la cual permite transformar la energía química de un combustible en energía mecánica cumpliendo un ciclo termodinámico.

Estas máquinas han experimentado un alto nivel de desarrollo desde mediados del siglo XX hasta la actualidad y hoy en día están ampliamente difundidas como elemento motor de aviones tanto comerciales como militares por razones aerodinámicas y por su favorable relación peso vs. potencia. También son usadas en buques e instalaciones terrestres. En estos casos son usualmente utilizadas como motor de accionamiento de generadores eléctricos. Algunas centrales termoeléctricas las instalan para la generación de energía eléctrica, utilizándolas para el ciclo combinado.

Esta turbomáquina no se caracteriza por tener un alto rendimiento, pero con su desarrollo a través de los años se ha podido aumentar notoriamente su rendimiento termodinámico. Esto se debe fundamentalmente a que se han desarrollado los materiales, que resisten cada vez mayores temperaturas con lo cual se puede llegar a temperaturas mayores, y se ha podido diseñar compresores, que hoy llegan a tener mayor relación de compresión y mayor eficiencia. Estos dos últimos factores provocaron el aumento del rendimiento.

Hoy en día los principales fabricantes de turbinas de gas siguen trabajando en su desarrollo para poder conseguir mayores eficiencias.

5. Principio de funcionamiento

Una turbina de gas consiste en una etapa de compresión acoplada a una etapa de turbina, con una cámara de combustión entre ellas para así obtener potencia útil.

Con el fin de estudiar la máquina mencionada, se modela su funcionamiento mediante el ciclo de Brayton simple, en el cual se considera que el fluido de trabajo es aire, y se reemplaza la combustión por un aporte de calor. Este ciclo consiste en la compresión adiabática de aire atmosférico para luego mezclarlo con combustible, que se quema con el aire produciendo así una combustión a presión constante. Producto de esta combustión, se calienta el fluido de trabajo aumentando así la entropía y entalpía por absorción de calor. Por último, los gases provenientes de la cámara de combustión se expanden adiabáticamente en una turbina para obtener trabajo útil. En turbinas de aeronaves, los gases expulsados además se expanden en una tobera para

obtener propulsión. Más adelante en el informe se desarrollará en detalle el ciclo termodinámico mencionado.

En la Figura 1 está esquematizada la instalación real de una turbina de gas, mostrando cada una de las etapas a las que está sometido el fluido de trabajo.

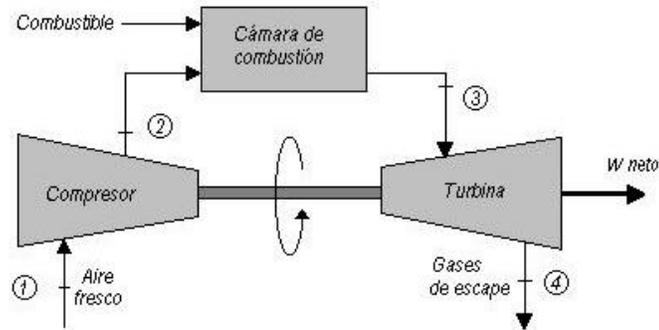


Figura 1: Esquema de funcionamiento de turbina de gas

6. Ciclo Termodinámico

Como se mencionó anteriormente las turbinas de gas trabajan siguiendo un ciclo Brayton (también llamado ciclo Joule o ciclo Froude). A continuación se enumerarán las etapas de este ciclo termodinámico y se explicarán los cálculos termodinámicos que se utilizaron para el proyecto. Para los cálculos se consideró el aire como gas ideal. A medida que se desarrollen los cálculos, se mencionarán todas las simplificaciones tomadas, en caso de que las hubiere.

En la Figura 2 se muestra el diagrama P-v y T-s de dicho ciclo y se puede observar cómo se enumeraron los puntos del ciclo.

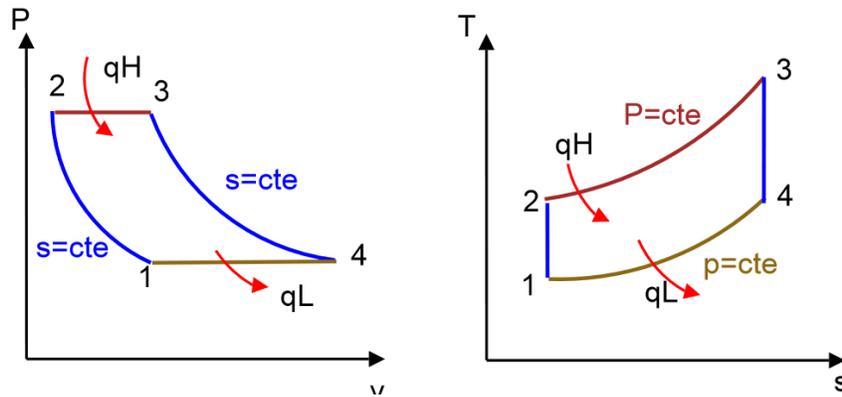


Figura 2: planos P-v y T-s del ciclo Brayton simple

6.1 Etapa de compresión (Etapa 1-2)

En esta etapa se comprime el aire adiabáticamente y en el caso ideal en forma isentrópica, mediante un compresor. Según el tipo de turbina, el compresor puede ser axial o radial y se logra una determinada relación de compresión.

Teniendo en cuenta la fórmula de cambio de entropía de un gas ideal [1], se puede calcular las variables termodinámicas más relevantes.

$$ds = \frac{dh}{T} - R \frac{dp}{p} \rightarrow \Delta s = \int_{T_1}^{T_2} \frac{C_p(T) dT}{T} - R \ln(r_c) \quad (1)$$

En esta última ecuación T_2 es la temperatura del fluido a la salida del compresor, T_1 la temperatura del fluido a la entrada del compresor, R la constante termodinámica del aire ($8.314 \frac{J}{K mol}$) y r_c la relación de compresión del compresor (P_2/P_1).

Por propiedades de las integrales definidas se puede replantear la ecuación 1 de la siguiente manera:

$$\Delta s = \int_{T_0}^{T_2} \frac{C_p(T) dT}{T} - \int_{T_0}^{T_1} \frac{C_p(T) dT}{T} - R \ln(r_c) \quad (2)$$

Como se puede observar C_p depende de la temperatura. En lugar de realizar las integrales $\int_{T_0}^{T_2} \frac{C_p(T) dT}{T}$ y $\int_{T_0}^{T_1} \frac{C_p(T) dT}{T}$, estas se pueden encontrar tabuladas en tablas termodinámicas y dependen únicamente de la temperatura. Se los denominará $\varphi(T_2)$ y $\varphi(T_1)$ respectivamente.

Considerando en primer lugar que el compresor comprime en forma isoentrópica ($\Delta s = 0$) y sabiendo la relación de compresión del mismo, se puede obtener a partir de $\varphi(T_{2s})$ la temperatura T_{2s} .

$$\varphi(T_{2s}) = \varphi(T_1) + R \ln(r_c) \quad (3)$$

Teniendo ya las temperaturas de la entrada y salida del compresor se puede estimar su trabajo específico (w_c). Para esto se utiliza la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos con flujo de masa [4].

$$q = -w_c + \Delta h_c + \Delta E_p + \Delta E_c \quad (4)$$

q : Calor por unidad de masa transferido al ambiente

Δh_c : Variación de entalpía del fluido por unidad de masa

ΔE_p : Variación de energía potencial del fluido por unidad de masa

ΔE_c : Variación de energía cinética del fluido por unidad de masa

En esta última ecuación se desprecia la variación de la energía potencial por tratarse de un gas que tiene una densidad relativamente baja y la diferencia de altura en la etapa compresora es completamente despreciable. La variación de energía cinética también termina siendo despreciable, frente a la variación de entalpía. Por lo tanto también se desprecia para los cálculos.

El caudal másico que circula por el compresor no tiene tiempo de transferir cantidades considerables de calor, por lo tanto se puede simplificar con $q = 0$.

Por ende, para la etapa compresora resulta el siguiente balance

$$w_c = \Delta h_c = h_2 - h_1 \quad (5)$$

Con las temperaturas T_{2s} y T_1 se puede obtener, a través de las tablas del aire, h_{2s} y h_1 . Sabiendo el rendimiento isoentrópico del compresor (η_c) se puede calcular su trabajo real (no isoentrópico)

$$\Delta h_c = h_2 - h_1 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} \quad (6)$$

De la ecuación anterior se puede despejar h_2 y queda lo siguiente:

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} + h_1 \quad (7)$$

Habiendo calculado la entalpía del aire en el punto 2 (h_2) se puede obtener de tablas la temperatura T_2 y así también se puede calcular la variación de entropía de la etapa.

6.2 Combustión de los gases (Etapa 2-3)

En el ciclo Brayton de esta máquina, el aporte de calor a presión constante del ciclo teórico, se reemplaza por una combustión real. Este es un proceso de aumento de entalpía y entropía por la absorción de calor generado por la combustión que ocurre en la cámara de combustión de la turbina real. En ella se inyecta combustible al aire que proviene de la salida del compresor, generándose la combustión.

Si se aplica la primera ley de la termodinámica para esta etapa, tal como se aplicó para la etapa anterior, se pueden realizar simplificaciones.

Tanto la variación de energía cinética como la variación de energía potencial se pueden despreciar en esta etapa ya que son prácticamente nulas. Tampoco existe un intercambio de trabajo útil. Por lo tanto $w=0$. Entonces se desprende el siguiente balance.

$$q_{comb} = \Delta h_{comb} = h_3 - h_2 = \int_{T_2}^{T_3} T(s) ds \quad (8)$$

La temperatura T_3 depende fundamentalmente del combustible elegido y de la relación aire combustible elegida. La elección de esta temperatura y análisis de la misma serán explicados más adelante en el informe.

Esta última integral (ecuación 8) es solamente válida si el calor se transfiere en forma reversible, lo cual en la práctica es muy difícil de conseguir. Por lo tanto para calcular el calor de combustión se utiliza la tabla del aire y se entra con las temperaturas T_3 y T_2 para saber h_3 y h_2 respectivamente.

Para poder calcular la variación de entropía de la combustión, se utilizó la ecuación 2. Por lo tanto simplificando (teniendo en cuenta un proceso a presión constante), queda la expresión de la ecuación 9:

$$\Delta s_{comb} = \varphi(T_3) - \varphi(T_2) \quad (9)$$

6.3 Análisis de la combustión

La combustión es una secuencia de reacciones químicas exotérmicas, donde un combustible (generalmente un hidrocarburo) y un comburente (generalmente aire) reaccionan produciendo nuevas especies químicas y una determinada cantidad de energía en forma de luz y calor.

En esta oportunidad se utilizó gas propano como combustible. Es un hidrocarburo alifático, con simples enlaces de carbono, cuya fórmula química es C_3H_8 . Se obtiene del gas natural o del proceso de "cracking" en las instalaciones petroquímicas.

Para resolver la cantidad de aire y propano que debe ingresar a la cámara de combustión se analizó la reacción de combustión, a partir de la realización de algunas suposiciones propuestas en el libro de Huang [1]. Se considera una reacción de combustión completa, donde todos los elementos que forman el combustible se oxidan completamente. Una combustión incompleta puede deberse a insuficiente cantidad de oxígeno, mezcla imperfecta de combustible con el oxígeno, tiempo insuficiente, o temperatura demasiado baja para mantener la combustión, y produciría productos como monóxido de carbono e hidrógeno.

Aun cuando el aire es una mezcla de varios gases, como regla para el cálculo se considera una composición del aire atmosférico como 21% oxígeno y 79% nitrógeno. El peso molecular del aire será 28.9 kg/kmol, y por cada mol de oxígeno en el aire existirán 3.76 moles de nitrógeno.

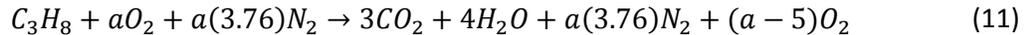
Para calcular el aire estequiométrico¹, la reacción de combustión es la siguiente:



A partir de esta se obtiene una *Relación Aire/Combustible*_{estequiométrica} = $15.6 \frac{kgAire}{kgC_3H_8}$. Este es el aire teórico, mínimo, para lograr una combustión completa. En una reacción de combustión real, se utiliza más aire que el estequiométrico para aumentar las posibilidades de obtener una reacción completa. Este es el aire en exceso.

¹ En el trabajo se denomina relación estequiométrica, como la relación de aire combustible sin exceso de aire.

La ecuación química correspondiente a la combustión de propano con exceso de aire, es la siguiente:



En esta última ecuación química la letra “a” representa el número de moles de oxígeno.

Tomando la cámara de combustión como volumen de control, sin transferencia de calor al exterior y sin cambios en energía cinética y potencial, el balance energético es el siguiente:

$$0 = \sum_{\text{productos}} n_i(h_{pT_3} - h_{pT_0}) - \sum_{\text{reactivos}} n_i(h_{rT_2} - h_{rT_0}) + \Delta H^\circ \quad (12)$$

donde ΔH° es la entalpía de formación estándar, h_{pT_0} y h_{rT_0} las entalpías de los productos y reactivos respectivamente en estado estándar T_0 (25°C) y p_0 (1 atm), h_{rT_2} la entalpía de los reactivos a temperatura T_2 , h_{pT_3} entalpía de los productos a temperatura T_3 y n_i el número de moles.

Empleando las tablas de propiedades de entalpía de formación estándar, se encuentra que la del propano es:

$$\Delta H^\circ = -2045400 \frac{kJ}{kg.mol}$$

Las entalpías de reactivos y productos se obtienen de la tabla A.7 del libro de Huang, *Propiedades de Gas Ideal* [1].

6.4 Etapa de expansión (Etapa 3-4)

Luego de que el aire haya aumentado su entalpía mediante el aumento de temperatura en la combustión, este se expande en una turbina para obtener trabajo útil. Aplicando nuevamente la primera ley de la termodinámica (Ecuación 4) tal como se aplicó anteriormente para la etapa de compresión, con las mismas simplificaciones, se obtiene la siguiente expresión.

$$w_t = \Delta h_t = h_3 - h_4 \quad (13)$$

También se puede plantear lo siguiente:

$$\Delta h_t = h_3 - h_4 = \eta_t(h_3 - h_{4s}) \rightarrow h_4 = h_3 - \eta_t(h_3 - h_{4s}) \quad (14)$$

La entalpía en el punto 4 (h_{4s}) se puede obtener a partir de la relación de presiones entre la entrada y salida de la turbina, de una manera similar en la cual se obtuvo la entalpía de salida del compresor.

Para ello se utiliza la ecuación 2 y aplicándola para una expansión isoentrópica ($\Delta s = 0$) de la turbina queda:

$$0 = \varphi(T_{4s}) - \varphi(T_3) - R \ln(P_4/P_3) \quad (15)$$

A partir de esta última ecuación se puede despejar $\varphi(T_{4s})$ quedando la siguiente expresión

$$\varphi(T_{4s}) = \varphi(T_3) + R \ln(P_4/P_3) \quad (16)$$

Teniendo $\varphi(T_{4s})$, se puede entrar a la tabla termodinámica del aire y así obtener T_{4s} y h_{4s}

6.5 Rendimiento termodinámico del ciclo

El rendimiento termodinámico del ciclo se define como potencia neta (\dot{w}_{NETA}) sobre la potencia aportada (\dot{q}_{ent} , calor por unidad de tiempo). En la siguiente ecuación se presenta la fórmula para el cálculo del rendimiento.

$$\eta = \frac{\dot{w}_{NETA}}{\dot{q}_{ent}} = \frac{\dot{w}_t - \dot{w}_c}{\dot{q}_{ent}} \quad (17)$$

Hay que destacar que la turbina diseñada tendrá un rendimiento igual a 0, ya que es una turbina de gas que no entrega potencia neta. Es decir que la potencia absorbida por el compresor debe ser igual a la potencia generada en la turbina. Si $\dot{w}_t > \dot{w}_c$ entonces la turbina tendería a embalsarse. Caso contrario, si $\dot{w}_t < \dot{w}_c$ entonces tendería a frenarse. Por lo tanto es importante que se cumpla $\dot{w}_t = \dot{w}_c$ para que no se frene ni se embale.

7. Principio de funcionamiento de un turbocompresor

Los turbocompresores se utilizan en los motores de combustión interna, tanto en los de ciclo Otto como Diesel, para poder sobrealimentarlos y así conseguir mayor potencia y torque a igualdad de cilindrada.

Consta de dos ruedas con álabes llamadas compresor y turbina que están conectadas mediante un eje. Así ambas ruedas giran con la misma velocidad. Por la turbina circulan los gases de escape del motor haciéndola girar. A su vez gira también el compresor por el cual circula el aire de admisión y lo comprime. La compresión del aire de admisión es la encargada de la sobrealimentación. Muchas veces luego de la compresión, antes de que el aire entre a la cámara de combustión, se lo enfría con un intercooler el cual permite aumentar considerablemente el rendimiento volumétrico del motor.

7.1 Parámetros relevantes

1. A/R:

El A/R se define como el área proyectada de la salida del compresor dividido el radio desde el centro del eje hasta el centro del área proyectada.

En la turbina el cálculo es similar. En vez de considerar el área de salida del compresor, se considera el área proyectada de entrada de la turbina. Para motores de combustión interna es importante tener en cuenta este parámetro. Teniendo un A/R más chico, la velocidad de giro de la turbina será más alta. El compresor y la turbina pueden tener un A/R distinto. En la Figura 3 se muestra detallado el área y radio mencionado para el cálculo del A/R

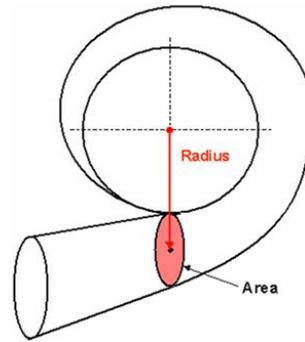


Figura 3: Detalle del área y radio considerados para el A/R

2. Inducer y Exducer

En el rodete del compresor y turbina el Inducer es el diámetro de entrada del mismo y el exducer es el diámetro de salida. En la Figura 4 se ilustra la diferencia entre los 2 parámetros, en un eje de turbocompresor con el rodete de la turbina y compresor.

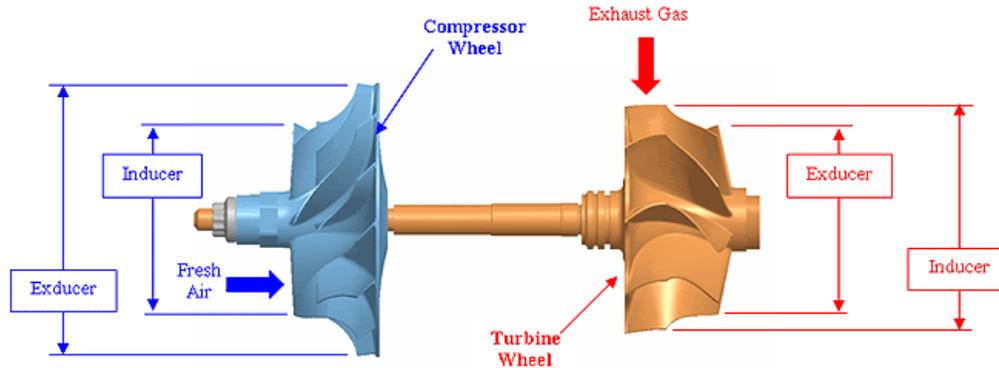


Figura 4: Eje de turbocompresor con rodete de turbina y compresor

3. TRIM:

El llamado Trim es un parámetro importante en un turbocompresor. Es la relación entre el inducer y exducer del rodete. El cálculo del Trim es el siguiente:

$$TRIM_C = \left(\frac{Exducer}{Inducer} \right)^2 \cdot 100 \rightarrow \text{cálculo para el compresor}$$

$$TRIM_T = \left(\frac{Inducer}{Exducer} \right)^2 \cdot 100 \rightarrow \text{cálculo para la turbina}$$

7.2 Descripción del turbocompresor utilizado

El turbocompresor utilizado en el proyecto fue un turbo MasterPower modelo 801202 y tiene las siguientes características:

- Modelo carcasa compresora: NB 049 – A/R 0.72
- Modelo cuerpo del turbo: NB 062
- Modelo carcasa turbina: NB 080 – A/R 1.22

Este turbocompresor es comúnmente utilizado en el Motor Scania DSC 12. Se trata de un motor de 6 cilindros con ciclo Diesel y de cilindrada 11,7 L. A continuación se muestran dos imágenes del mismo (Figura 5).



Figura 5: Turbocompresor Master Turbo, modelo 801202

El fabricante del turbocompresor no provee ninguna información técnica específica sobre su funcionamiento. Por ejemplo, no publica ningún mapa ni de la turbina ni del compresor. Estos son imprescindibles para poder predecir su funcionamiento. Un fabricante de turbocompresores que publica todos los mapas del compresor y de la turbina, es Garrett. Existen tablas en las cuales se muestra equivalencias entre los turbos de diferentes marcas. Es decir que se puede obtener el equivalente Garrett del turbo MasterPower

Year Año Ano	Engine Motor Motor	P/N	New P/N P/N Nuevo P/N Novo	OEM	Mahle	Garrett	BorgWarner	Holset
92 - 98	DSC11	801200		1107068	TC0760002	452109-0010	312822	3537639
92 - 98	DSC11-17	801200		1116196	TC0760002	452109-0010	312822	3528016
92 - 98	DSC11-18	801200		1388059	TC0760002	452109-0010	312822	3591167
92 - 98	DSC11-18	801200		1107962	TC0760002	452109-0010	312822	3537639
-92	DSC11-32	801200		1319896	TC0760002	452109-0010	312822	3528650
2007 - 2009	DC9 69A	801360		1768125	TC0760015			4042595
01/98 - 12/04	DSC12 EURO 2	801202		1423034	TC0760003	703072-0003		3591167
01/98 - 12/04	DSC12 EURO 2	801202		1412300	TC0760003	703072-0002		3591167
01/98 - 12/04	DSC12 EURO 2	801202		1375883	TC0760003	703072-0003		3536749
01/98 - 12/04	DSC12 EURO 2	801202		1423038	TC0760003	452109-0006		3591167
01/98 - 12/04	DSC12 EURO 2	801202		1485646	TC0760003	452109-0006		3597654
01/98 - 12/04	DSC12 EURO 2	801202		1423041	TC0760003	703072-0004		3591167
01/98 - 12/04	DSC12 EURO 2	801202		1384333	TC0760003	703072-0003		3538497
01/98 - 12/04	DSC12 EURO 2	801202		1339995	TC0760003	703072-0003		3533885
05 -	DSC12-16	801302		1538373	TC0760014			4038613
	SSB D51441	801608		520294	TC0760059	466120-0004		
04-	DC9-13 5 CYL	801554		1479244		739542-0001		
04-	DC9-12 5 CYL	801554		1525677		739542-0001		
04-	DC9-11 5 CYL	801554		1852680		739542-0001		
04-	DC9-11 5 CYL	801554		572754		739542-0001		
-92	DSC11-32	801200		1489194	TC0760002	452109-0010	312822	3537639
-	D511	801605			TC0760017		311314	

Tabla 1

La Tabla 1, es una tabla que es provista por MasterPower y en ella se pueden obtener los números de pieza equivalentes de Mahle, Garrett, BorgWarner y Holset. Para el turbo MasterPower modelo

801202 (turbo en cuestión), el número de parte de Garrett es 703072 y 452109. Estos números de parte de Garrett equivalen a un turbo modelo GT4288.

La nomenclatura de los turbos Garrett es la siguiente:

- “GT”: hace referencia a la marca comercial
- “42”: el fabricante indica que estos dígitos indican el diámetro (en mm) de la entrada de la rueda de la turbina. Este diámetro se lo llama inducer de la turbina. Es decir que la turbina del turbo en cuestión tiene un inducer de 42 mm.
- “88”: según indica el fabricante, este es el diámetro (en mm) de salida del compresor. Es decir que el compresor tiene un exducer de 88 mm

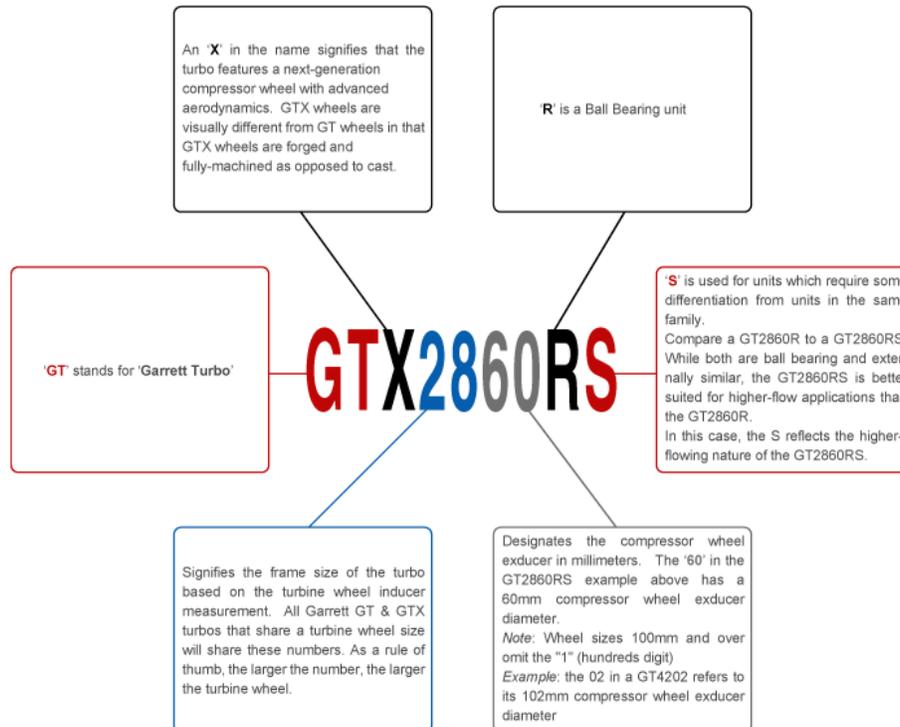


Figura 6: Nomenclatura de los turbocompresores Garrett

En la Figura 6 se muestra la explicación de la nomenclatura que provee Garrett para sus turbocompresores [3]. Generalmente ofrece sus turbocompresores con la posibilidad de elegir un A/R determinado para el caracol de la turbina.

7.3 Mapa del compresor

Garrett provee de todos sus modelos un mapa completo del compresor. Este es muy importante para poder elegir un turbocompresor adecuado para un determinado motor.

Para el proyecto se podría elegir cualquier mapa del compresor de la familia GTX88 y que tuviera un A/R de 0.72. El mapa de compresor seleccionado proviene del modelo GT4088 [3]. En la Figura 7 se puede observar dicho mapa.

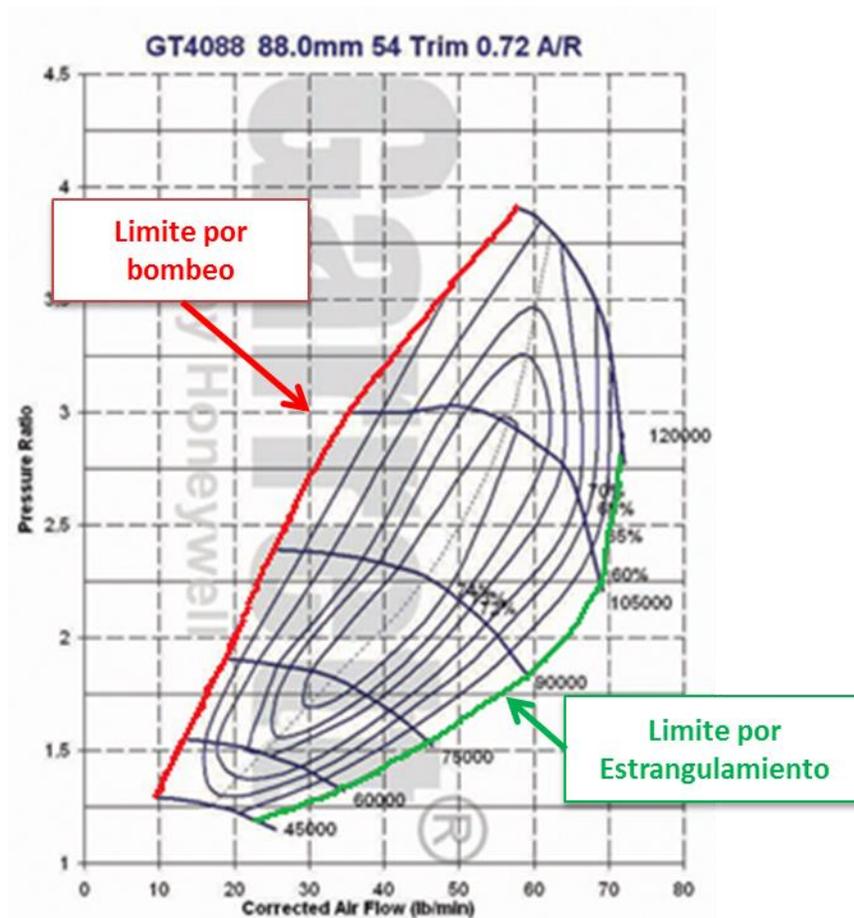


Figura 7: Mapa de compresor de turbocompresor

Los parámetros importantes del compresor que se ven en su mapa son los siguientes:

1. Relación de compresión (r_c):

Esta relación de compresión es el cociente entre la presión de salida y de entrada del mismo. Es importante tener en cuenta que las presiones para realizar esta cuenta tienen que estar en presiones absolutas. Este parámetro se encuentra en el eje de ordenadas del mapa

2. Caudal másico corregido (\dot{m}_{corr}):

En el eje de abscisas se puede leer el caudal másico corregido. Este caudal másico se ajusta teniendo en cuenta la temperatura y presión de entrada. La fórmula de corrección provista por el fabricante es la siguiente:

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_c \sqrt{\frac{(T + 460)}{545} \frac{13.95}{p_1}} \quad (18)$$

La temperatura T de la ecuación anterior está medida en Fahrenheit y p_1 es la presión de entrada del compresor, que en el caso del proyecto sería la presión atmosférica. Esta presión debe estar en unidades de psi para aplicarla a la fórmula anterior. \dot{m}_c que tiene las mismas unidades de \dot{m}_{corr} , es el caudal másico no corregido de aire que pasa por el compresor.

Por lo tanto, antes de utilizar el mapa, es importante corregir el caudal de aire con la temperatura y presión. Estas correcciones son necesarias ya que los fabricantes de los turbos ensayan los mismos con determinadas condiciones de referencia. La performance del mismo cambia rotundamente cuando se cambian los parámetros de funcionamiento tal como la temperatura y presión que son los más importantes.

Justificación Teórica de la ecuación (18)

La fórmula de corrección está determinada por el siguiente número adimensional [6]:

$$\pi_c = \frac{\dot{m}_1}{D^2 \cdot P_1} \sqrt{\frac{R \cdot T_1}{\gamma}} \quad (19)$$

Este número representa número adimensional del caudal másico del compresor, donde T_1 representa la temperatura de entrada del mismo, R la constante universal del aire, γ coeficiente de dilatación adiabática, P_1 la presión de entrada, \dot{m}_1 el caudal másico del compresor y D es un diámetro de referencia del compresor.

Con este número adimensional se puede aplicar el Teorema de semejanzas de modelos. Por lo tanto si se varía la presión y temperatura y teniendo una temperatura y presión de referencia (T_{ref} y P_{ref}) se puede plantear

$$\pi_c = \frac{\dot{m}_{corr}}{D^2 \cdot P_{ref}} \sqrt{\frac{R \cdot T_{ref}}{\gamma}} = \frac{\dot{m}}{D^2 \cdot P_1} \sqrt{\frac{R \cdot T_1}{\gamma}} \quad (20)$$

De esta ecuación se despeja \dot{m}_{corr} y se llega a la misma expresión suministrada por Garrett.

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m} \sqrt{\frac{T_1}{T_{ref}} \frac{P_{ref}}{P_1}} \quad (21)$$

Comparando la ecuación 21 con la ecuación 18 se observa que los valores de P_{ref} y T_{ref} utilizados por Garrett son 13.95 y 545 respectivamente.

3. Velocidad de giro (N):

En el mapa se muestran curvas en las cuales la velocidad de giro corregida es constante. Esta velocidad también es necesaria corregirla con la temperatura del fluido a la salida del compresor. El mapa está limitado por una velocidad máxima, es decir que el turbo no puede superar esa velocidad giro.

Nuevamente se puede plantear un número adimensional para la velocidad de giro para el compresor.

$$\pi_N = \frac{N_1}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_1}} \quad (22)$$

Nuevamente aplicando el modelo de semejanzas se puede llegar a la siguiente expresión de velocidad de giro corregida [6]:

$$N_{corr} = \frac{N_1}{\sqrt{T_1/T_{ref}}} \quad (23)$$

4. Límite por bombeo:

Este límite también es llamado por su nombre en inglés *surge limit* o *stall*. Este fenómeno se origina por gradientes de presión negativos cuando las velocidades en los ductos son bajas, lo que provoca una inversión de flujo. Está asociado a pulsos de presión y vibraciones que con el tiempo dañan a los cojinetes y sellos entre otras partes del compresor centrífugo. Una manera de contrarrestar este fenómeno es la recirculación de los gases. Los turbos poseen ductos para realizar esto y así corren la curva de bombeo más hacia la “izquierda” aumentando así el rango de funcionamiento. No se puede recircular por mucho tiempo los gases, ya que estos se calientan y por lo tanto disminuyen aún más el caudal.

En conclusión, para evitar el bombeo se debe elegir un punto de trabajo lejos de este límite.

5. Límite por “estrangulamiento” o “bloqueo”:

Este es el límite opuesto del límite por bombeo. En inglés se lo conoce como *choke line* o *choke limit*. En este caso los caudales son demasiados altos provocando velocidades altas. Al tener velocidades muy altas se puede alcanzar la velocidad del sonido (número de Mach igual a 1) o velocidades superiores. Es decir que en algún punto del compresor se alcanza $M=1$, y se produce el estrangulamiento del flujo ya que el caudal del compresor no sigue aumentando. Esto es indeseable ya que el flujo supersónico se comporta de otra manera y el compresor no está diseñado para funcionar bajo ese régimen. Por lo tanto también hay que estar lejos de este límite en el punto de funcionamiento para evitar el flujo supersónico.

6. Rendimiento:

El mapa tiene también indicado el rendimiento del compresor para cada punto de trabajo mediante las curvas de nivel que se ven en el mapa y forman “islas” en donde el rendimiento es constante. Se puede apreciar como a medida que aumenta el caudal el rendimiento decae debido al aumento de las velocidades. No hay que olvidar que las pérdidas por fricción dependen fundamentalmente de la velocidad del fluido. Para obtener un buen rendimiento global, hay que elegir un punto de funcionamiento que esté dentro de la “isla” del rendimiento máximo.

7.4 Mapa de la turbina

En la Figura 8 muestra un mapa de turbina típico provisto por un fabricante de un turbocompresor

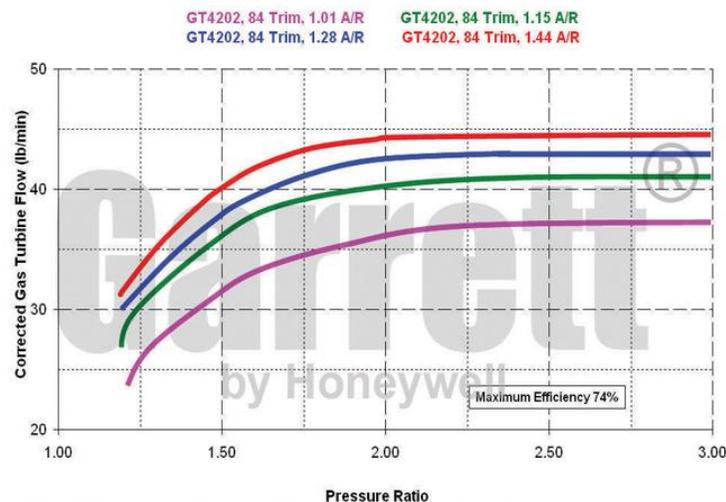


Figura 8: Mapa de turbina de turbocompresor

con distintas curvas y cada una de ellas representa un A/R distinto.

En este mapa están invertidos los ejes del caudal con la relación de compresión respecto al mapa del compresor y nuevamente se tiene que corregir el caudal másico. A partir de la deducción hecha para el caudal corregido del compresor, se puede escribir el caudal corregido de la turbina de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{tcorr} = \dot{m}_t \sqrt{\frac{(T + 460)}{545} \frac{13.95}{p_3}} \tag{24}$$

Como se mencionó anteriormente para el proyecto se utiliza un turbocompresor equivalente al GT4288 [3], por lo tanto se utiliza el mapa de la turbina de cualquier turbo de Garrett de la serie GT42XX. En el caso particular de la figura anterior se utilizó el mapa del turbocompresor GT4202 (ver Figura 8).

Generalmente en el mapa de la turbina los fabricantes de los turbocompresores no proveen tanta información como para el mapa del compresor. No hay que olvidar que los turbos están diseñados para instalarlos en los motores de combustión interna. Por lo tanto los fabricantes de los mismos, proveen solamente la información necesaria para elegir uno, para ese fin, de forma adecuada.

De la turbina no es necesario tener tanta información, ya que no es crítica su elección para un correcto y deseado funcionamiento en el motor. Solamente se proveen mapas como se muestran en la Figura 8. No se grafica ni el rendimiento ni la dependencia de la velocidad giro. Solamente se indica el rendimiento máximo y muestra una única curva (para cada A/R) en la cual se grafica la relación de presiones de la turbina en función del caudal corregido que pasa por ella. Las distintas curvas para cada A/R son un promedio de curvas para distintas velocidades de giro de la turbina. Se muestra, a modo ejemplo ya que no se usará en este trabajo, un mapa de turbina en el cual no se ha hecho esta simplificación. Este mapa es del fabricante de turbocompresores BorgWarner (ver Figura 9).

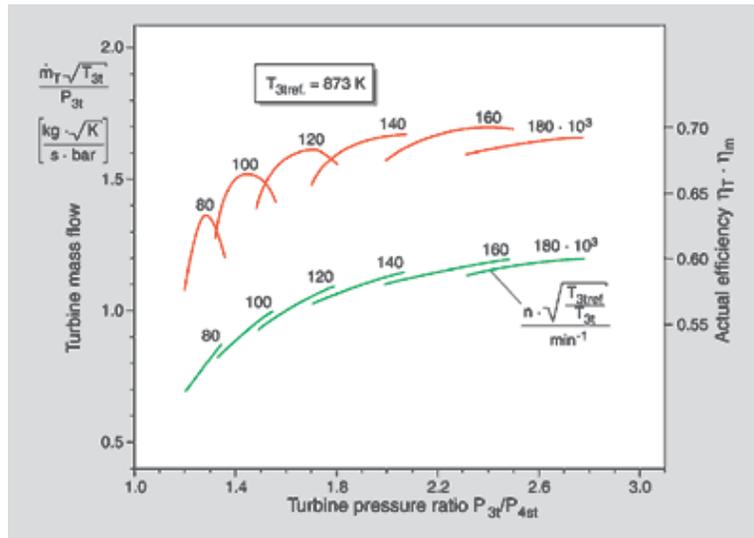


Figura 9: Mapa de turbina provista por BorgWarner

Estas curvas sirven únicamente para que la persona que quiera instalar un turbo en su motor tenga una idea aproximada que esa turbina le va a servir para mover su compresor. La persona

que elige, puede estimar qué A/R de turbina le conviene para el compresor que eligió para su motor.

Con el mapa de la Figura 8 solamente se pueden hacer estimaciones, que no son tan precisas como en el compresor, ya que faltan algunos datos. Se puede observar que llegada a una relación de presión (r_{pt}) determinada el caudal corregido que circula a través de la turbina se mantiene constante a medida que aumenta la relación de presiones sobre ella. Este comportamiento se debe a que en algún punto del estator de la turbina se llega a un flujo con Mach igual a 1 (flujo supersónico), lo cual provoca un estrangulamiento del flujo. Es decir, que por más que se aumente la diferencia de presión de la turbina, no aumentará el caudal másico que pasa por ella.

De la referencia [6] se obtuvo un mapa de turbina típico (Figura 10) en el cual se muestra a partir de qué punto el estator de la turbina se estrangula (“NGV choked”). En este mapa se utilizan los números adimensionales presentados anteriormente para representar la velocidad de giro y el caudal másico.

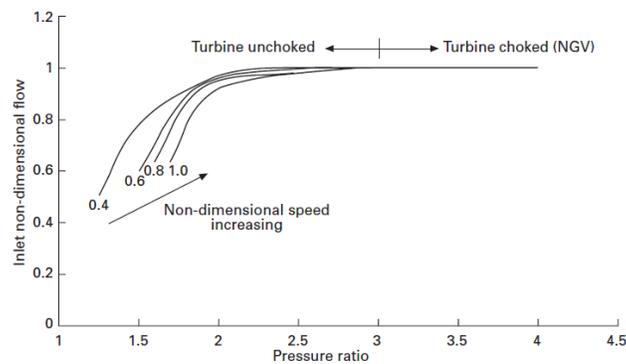


Figura 10: Mapa típico de turbina

Los turbocompresores que tienen en la turbina geometría variable, pueden regular estas curvas cambiando la geometría del estator. Así puede aumentar o disminuir el caudal corregido para el cual llega a Mach igual a 1 en el estator.

8. Marcha del cálculo

Con el fin de modelar el funcionamiento de la turbina, se detalla a continuación un procedimiento del cálculo. En él, se mencionan los parámetros de entrada elegidos para un correcto y óptimo funcionamiento de la máquina. De estos cálculos se podrá obtener datos fundamentales para el diseño de la cámara de combustión (por ejemplo caudal de aire).

Todos cálculos de los parámetros termodinámicos de la turbina se basaron en los principios y fórmulas descriptas anteriormente (utilizando además las tablas termodinámicas del aire[1]).

1. Elección del punto de trabajo del compresor

En primer lugar se eligió un punto de trabajo, donde se pretende que trabaje el compresor. Para ello se entra en el mapa del compresor de la Figura 7 y se elige una relación de compresión y flujo másico de aire determinado, con los cuales se pueden establecer un punto de funcionamiento del compresor. Este punto de funcionamiento (tal como se mencionó anteriormente) debe estar lo suficientemente lejos del límite de bombeo y del límite de estrangulamiento y tener un

rendimiento isoentrópico lo más alto posible. Teniendo esto en cuenta se eligió el siguiente punto de trabajo.

$$r_c = \frac{P_2}{P_1} = 2.5$$

$$\dot{m}_{corr} = \dot{m}_c \sqrt{\frac{(T + 460)}{545} \frac{13.95}{p_1}} = 55 \frac{lb}{min}$$

$$\eta_c = 0.73$$

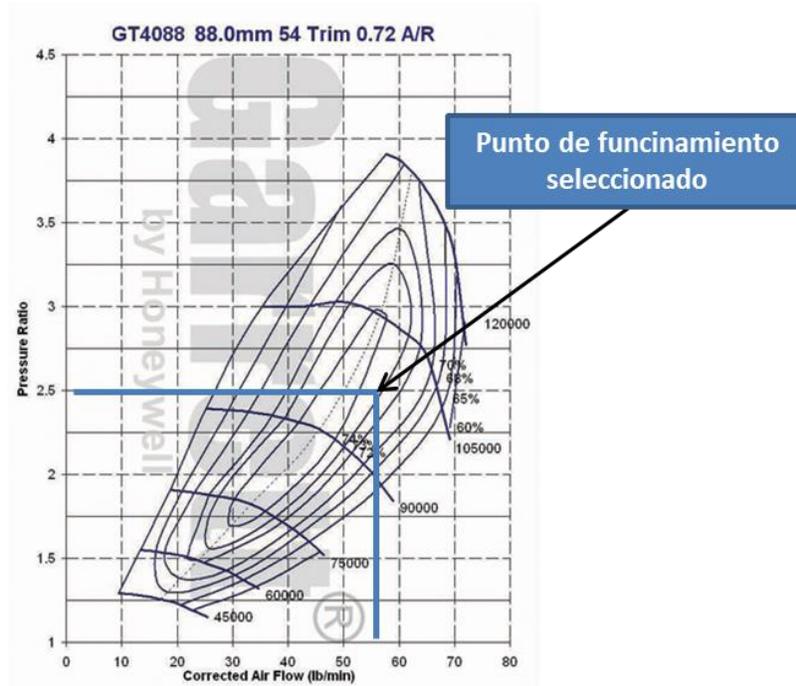


Figura 11: Selección del punto de trabajo

En la Figura 11 se muestra graficado el punto de trabajo del compresor en su mapa.

Para los cálculos preliminares se considera que el aire atmosférico se encuentra a una temperatura $T_1 = 293 K$ y a una presión $P_1 = 1 atm$

2. Cálculo de los parámetros de la compresión

Teniendo definido el caudal y la relación de compresión, se procedió a realizar dos Ciclos Brayton diferentes. No hay que olvidar que la turbina fabricada contará con la inyección de agua que refrigerará los gases de combustión. Por lo tanto se realizó un Ciclo Brayton sin considerar la inyección de agua imponiendo una temperatura $T'_3 = 1200 K$ y luego se realizó otro Ciclo igual al anterior con la única diferencia que se eligió una temperatura máxima $T_3 = 873 K$ (menor a T'_3) la cual se define en base a la temperatura máxima que puede soportar los materiales de la turbina. En este último ciclo se tiene una temperatura máxima menor ya que se considera la inyección de agua. En los próximos pasos se detallará el cálculo de la cantidad de agua necesaria para poder bajar la temperatura (ver Figura 12).

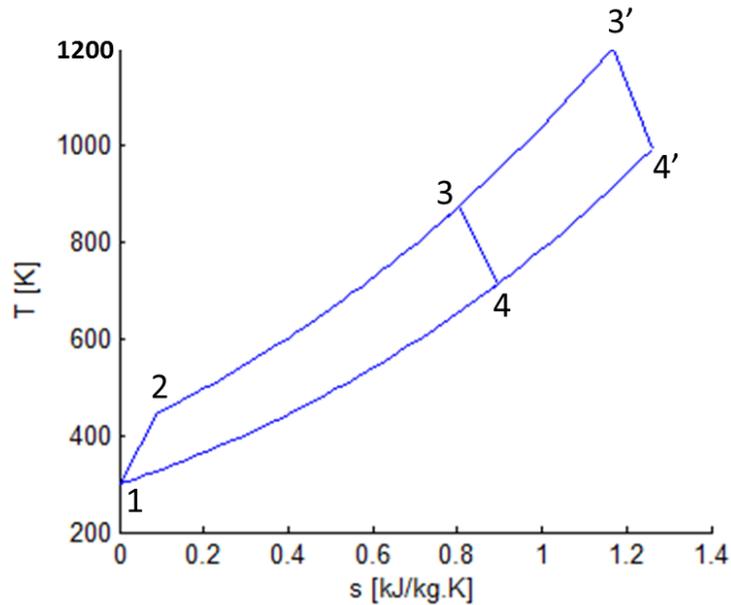


Figura 12: Ciclo Brayton simple

Es importante destacar que para los cálculos no se consideraron las pérdidas posibles de presión. Es decir, se consideró que la presión en el punto 2 del ciclo es la misma que en el punto 3. En el ciclo teórico esto último es correcto, pero en la práctica es muy difícil de cumplir, ya que existen pérdidas de fricción y pérdidas térmicas en la cámara de combustión que generan una diferencia de presión entre estos 2 puntos.

El cociente p_2/p_3 en las turbinas aeronáuticas es alrededor de 0,95. Este parámetro depende fundamentalmente del número de Mach del fluido a la entrada y salida de la cámara de combustión [4].

A continuación se detallan los pasos que se siguieron para el cálculo de la temperatura y entalpía del punto 2 del ciclo.

De la ecuación 3 se puede calcular $\varphi(T_{2s})$ y de las tablas termodinámicas del aire se puede obtener T_{2s} . Aplicando dicha ecuación e interpolando de la tabla se obtiene para la temperatura y entalpía isoentrópica los siguientes valores

$$T_{2s} = 386.9 \text{ K} ; h_{2s} = 387.7 \text{ KJ/kg}$$

Una vez que se tiene h_{2s} se puede calcular, con el rendimiento isoentrópico del compresor, la entalpía en el punto 2 (utilizando la ecuación 7) obteniéndose el siguiente valor:

$$h_2 = 420.9 \text{ KJ/kg}$$

Interpolando de la tabla del aire se llega a una temperatura $T_2 = 419.6 \text{ K}$

Con h_1 y h_2 se pudo aplicar la ecuación 5 y obtener el trabajo del compresor por unidad de masa

$$w_c = \Delta h_c = h_2 - h_1 = 122 \text{ KJ/kg}$$

3. Cálculo de la cantidad de combustible

Teniendo el caudal de aire a la entrada de la cámara de combustión se procedió a calcular el caudal de combustible utilizando los principios y ecuaciones mencionadas en la sección *Ciclo Termodinámico*.

Debido al trabajo de compresión, la temperatura de entrada del aire a la cámara de combustión es $T_2 = 438 \text{ K}$ y tal como se mencionó anteriormente se impone una temperatura máxima de $T'_3 = 1200 \text{ K}$.

De esta forma, resolviendo la ecuación 12 de balance energético y teniendo en cuenta la reacción química del propano planteada en la ecuación 11 se obtiene la siguiente relación entre moles de oxígeno por mol de propano:

$$a = 16.5872 \frac{\text{moles } O_2}{\text{mol } C_3H_8}$$

A partir de este valor calculado se puede expresar la relación aire combustible en base molar:

$$\begin{aligned} \text{Relación } \frac{A}{C} &= a * 4.76 \frac{\text{moles Aire}}{\text{mol } O_2} = 16.5872 \frac{\text{moles } O_2}{\text{mol } C_3H_8} * 4.76 \frac{\text{moles Aire}}{\text{mol } O_2} \\ &= 78.955 \frac{\text{moles Aire}}{\text{mol } C_3H_8} \end{aligned} \quad (25)$$

A continuación se expresa la relación molar en kilogramos:

$$\text{Relación } \frac{A}{C} = 78.955 \frac{\text{moles Aire}}{\text{mol } C_3H_8} * \frac{28.9 \frac{\text{kg}}{\text{kmolAire}}}{44 \frac{\text{kg}}{\text{kmol}C_3H_8}} = 51.75 \frac{\text{kgAire}}{\text{kg}C_3H_8} \quad (26)$$

Esta es la relación necesaria para que de la combustión se obtengan las temperaturas de los productos que se plantearon. Por lo tanto, el caudal másico de combustible (\dot{m}_c) que deberá ingresar a la cámara de combustión es,

$$\begin{aligned} \dot{m}_c = \dot{m}_{C_3H_8} &= \frac{\dot{m}_{corr}}{51.75 \text{kgAire}} * 1 \text{kg}C_3H_8 * \frac{1 \text{ kg}}{2.2 \text{ lb}} = 0.4831 \frac{\text{kg}C_3H_8}{\text{min}} \\ &= 0.0081 \frac{\text{kg}C_3H_8}{\text{seg}} \end{aligned} \quad (27)$$

Para realizar el balance estequiométrico, la cantidad de aire que se quema con esta cantidad de combustible debería ser:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{aire,quemado}} &= 15.6 \frac{\text{kgAire}}{\text{kg}C_3H_8} * 0.0081 \frac{\text{kg}C_3H_8}{\text{seg}} * 2.2 \frac{\text{lb}}{\text{kg}} = 0.2780 \frac{\text{lbAire}}{\text{seg}} \\ &= 16.68 \frac{\text{lbAire}}{\text{min}} \end{aligned} \quad (28)$$

$$\frac{\dot{m}_{\text{aire,quemado}}}{\dot{m}_{corr}} = \frac{16.68 \frac{\text{lbAire}}{\text{min}}}{55 \frac{\text{lbAire}}{\text{min}}} = 0.303 \quad (29)$$

Aquí se concluye que un 30% del aire que ingrese del compresor es lo que se necesita para idealmente una combustión completa. El otro 70% es aire que se utiliza en la refrigeración de la cámara, y que por lo tanto se lo trata de direccionar por el espacio entre el tubo de llama y el cilindro exterior (ver sección *Diseño de la cámara de combustión*).

Teniendo el caudal másico de combustible puede calcular la suma del caudal másico de aire mas combustible (\dot{m}_{a+c}):

$$\dot{m}_{a+c} = \dot{m}_a + \dot{m}_c = 0.4243 \quad (30)$$

4. Caudal de agua necesario

Para poder disminuir la temperatura máxima de los gases de combustión de T'_3 a T_3 , se inyectará agua. Para el cálculo del caudal de agua necesario para lograr esto último se planteó el siguiente balance energético:

$$\dot{m}_{a+c}(h'_3 - h_3) = \dot{m}_{H20}(h_{v,3} - h_{H20}) \quad (31)$$

donde h'_3 y h_3 es la entalpía del aire a temperatura T'_3 y T_3 respectivamente, \dot{m}_{H20} caudal másico de agua inyectada, $h_{v,3}$ entalpía del vapor sobrecalentado a temperatura T_3 y presión de la cámara de combustión (p_2 o p_3) y h_{H20} la entalpía del agua líquida a temperatura ambiente.

De la ecuación 31 se despejó el caudal de agua necesario (\dot{m}_{H20}) llegando a la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{H20} = \dot{m}_{a+c} \frac{(h'_3 - h_3)}{(h_{v,3} - h_{H20})} \quad (32)$$

Esta agua evaporada (vapor sobrecalentado) se encuentra a la presión de la cámara de combustión y a alta temperatura, y por lo tanto se lo puede considerar y aproximar como un gas ideal. Así, a la mezcla final de vapor, aire y combustible se la considera como un gas ideal.

Teniendo en cuenta la tabla del vapor sobrecalentado y la tabla del agua líquida, se reemplazaron los valores de la ecuación 32 se obtuvo el siguiente valor de caudal de agua necesario:

$$\dot{m}_{H20} = 0.044 \text{ kg/s}$$

(h'_3 y h_3 se obtuvieron de la tabla del aire a partir de sus temperaturas T'_3 y T_3 mencionadas anteriormente)

5. Cálculo del caudal másico total (\dot{m}_T)

El caudal másico presente a la entrada de la turbina es la suma del caudal másico de aire (\dot{m}_a), caudal másico de combustible (\dot{m}_c) y caudal másico de vapor (\dot{m}_{H20}) originado por la inyección de agua. Por lo tanto resulta la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_a + \dot{m}_c + \dot{m}_{H20} = 0.4682 \text{ kg/s} \quad (33)$$

Generalmente el caudal del combustible se puede despreciar, ya que es mucho menor que el caudal del aire. En este caso particular el combustible representa un 2% del caudal del aire y se decide no despreciarlo y es por eso que se incluye en la suma del caudal total que ingresa a la turbina del turbocompresor.

6. Obtención de la relación de presión de la turbina

Con el caudal total de la turbina (\dot{m}_T) se puede obtener la relación de presión que existe en la turbina utilizando el mapa de la turbina presentado en la Figura 8. Como se mencionó anteriormente, antes de utilizar dicho mapa se debe corregir el caudal con la temperatura y presión. Para ello se utiliza la ecuación 24 y se obtiene un valor de $\dot{m}_T = 41 \text{ lb/min}$ que en el mapa representa una relación de presiones $r_{pt} = 1.9$

7. Cálculo del trabajo de turbina

La diferencia de presión entre la entrada y salida de la turbina permite conocer la entalpía de los gases a la salida de la misma, conociendo la entalpía en la entrada. A fin de lograr un correcto funcionamiento del equipo, la relación de presiones r_{pt} fijada debería mantenerse en la turbina cuando los gases se descargan a la atmósfera. Si esto no sucede, y la relación real es mayor que la supuesta, se debería agregar una tobera a la salida de la turbina para evitar el descenso de presión en la cámara de combustión. El eventual diseño y construcción de esta tobera, está fuera de los alcances de este trabajo y queda para un proyecto futuro.

Para el cálculo de los parámetros termodinámicos a la salida de la turbina se procedió de la siguiente manera:

En primer lugar se calculó la temperatura y entalpía isoentrópica a la salida de la turbina (h_{4ts}), teniendo en cuenta r_{pt} y T_3 . Para ello, utilizando la ecuación 16, se obtuvo $\varphi(T_{4ts})$, dato de entrada a la tabla del aire. Interpolando linealmente se obtuvo:

$$T_{4ts} = 738.0 \text{ K} ; h_{4ts} = 754.2 \text{ KJ/kg}$$

Estimando un rendimiento isoentrópico de turbina² $\eta_t = 0.72$ se puede aplicar la ecuación 14 con el fin de obtener h_{4t} y T_{4t} (T_{4t} se obtiene de la tabla del aire a partir de h_{4t})

$$T_{4t} = 776.2 \text{ K} ; h_{4t} = 795.8 \text{ KJ/kg}$$

Con h_3 y h_{4t} se pudo aplicar la ecuación 13 y obtener el trabajo de la turbina por unidad de masa

$$w_t = \Delta h_t = h_3 - h_4 = 106.9 \text{ KJ/kg}$$

8. Verificación de igualdad de potencia

Tal como se explicó anteriormente, la turbina será (en una primera instancia) una turbina de gas sin trabajo útil. Por lo tanto hay que verificar que la potencia entregada por el rodete de la turbina sea la misma que la consumida por el compresor. Si la potencia es más elevada en la turbina, el motor comenzará a acelerarse pudiéndose embalar. Si la potencia es menor, el motor se frenará.

Por lo tanto hay que verificar que:

$$w_t \cdot \dot{m}_T \cong w_c \cdot \dot{m}_a \quad (34)$$

Esta igualdad se verificará de hecho cuando las revoluciones de la turbina una vez construida, se mantengan constantes durante el funcionamiento

Realización de los cálculos matemáticos

Para los cálculos e interpolaciones, se utilizó un programa realizado en *Matlab*, en el cual se importaron también las correspondientes tablas termodinámicas del aire y vapor. Para poder ingresar los parámetros de entrada y luego visualizar los resultados, se realizó además un GUI (Grafical User Interface). En él se puede ingresar por ejemplo, la temperatura ambiente, la temperatura adiabática de llama deseada, los rendimientos tanto del compresor como de la turbina, relación de presión de compresor y caudal másico seleccionado. Ingresados estos datos de entrada, el programa calcula todos los parámetros termodinámicos en todas las etapas de la turbomáquina y las muestra: temperatura, entalpía y entropía. En la Figura 13 se muestra un ejemplo que muestra los resultados ingresados los parámetros de entrada.

² El rendimiento de la turbina fue estimado ya que su mapa no detalla para cada punto de funcionamiento su rendimiento como en el compresor. Solamente indica que el máximo es igual a 0.74.

En un gráfico de barras se puede observar la potencia generada en el rodete de la turbina y del compresor. Este gráfico tiene como fin, verificar que ambas potencias son similares. Como se puede observar en la Figura 13, con los parámetros seleccionados, las potencias son similares. Tal como se explicó anteriormente estas potencias deben ser iguales. En otro gráfico de barras se muestra los caudales máxicos de aire, agua y combustible. Este gráfico tiene como fin mostrar aproximadamente las proporciones de cada caudal. Adicionalmente se muestran los caudales en el panel de 'caudales'. En este GUI se puede elegir las unidades en las cuales se quiere expresarlos: en lib/min o kg/s. Esto se hizo de esta manera, ya que en algunas ocasiones se necesitaba tener el caudal en kg/s y otras veces en lib/min. Asi se puede obtener de manera rápida y facil los caudales en ambas unidades.

También se grafica el ciclo Brayton en el plano T-s, teniendo en el eje vertical la temperatura en [K] y en el eje horizontal la entropía [KJ/kg K].

Con esta interfaz gráfica se pueden probar de combinaciones posibles de los parámetros de entrada y se puede ordenar de manera eficiente la información mas importante obtenida de tal manera que se pueda visualizar de manera rápida. Si por algún motivo se necesita algún parámetro, con este GUI, se puede obtener de manera facil y cómoda.

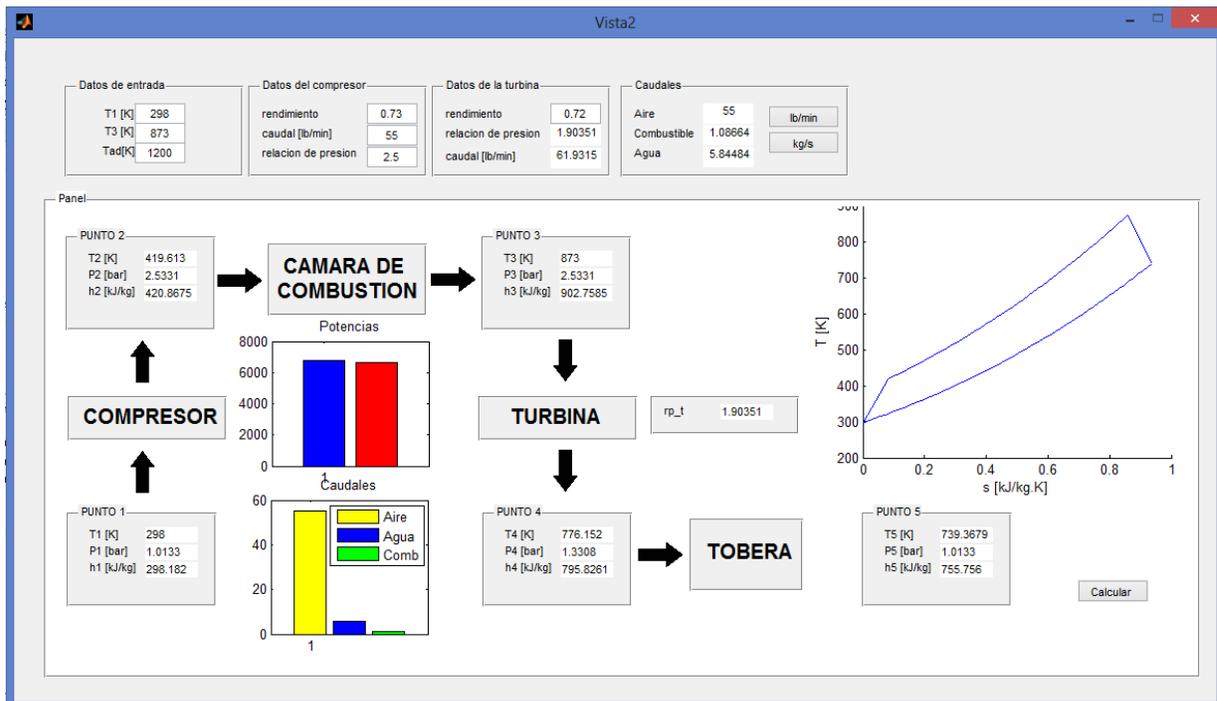


Figura 13: Interfaz gráfica utilizada para ingreso de variables y visualización de resultados

9. Diseño de la cámara de combustión

En la cámara de combustión se produce la mezcla aire-combustible, que combustiona gracias a algún sistema de encendido que actúa inicialmente, generando los productos de la combustión. La estequiometría de esta reacción está determinada por el combustible utilizado. En las aplicaciones de la vida cotidiana, en general, se utiliza gas natural, gasoil, o querosén. Para este trabajo se optó por la utilización de **gas propano**. Para futuros proyectos se puede implementar el uso de combustible líquido (por ejemplo Kerosene), pero para hacerlo habría que rediseñar el inyector.

El diseño de la cámara de combustión es un paso fundamental en la realización de esta turbina de gas. En base a diseños preexistentes se determinó que la cámara de combustión se realizaría a partir de dos tubos concéntricos. Luego se refinó el diseño, modificando las zonas de entrada y salida de la misma. En la Figura 14 que sigue se pueden ver el interior, llamado “tubo de llama”, y el exterior, el “housing”, y además, los conos difusores de entrada y salida.

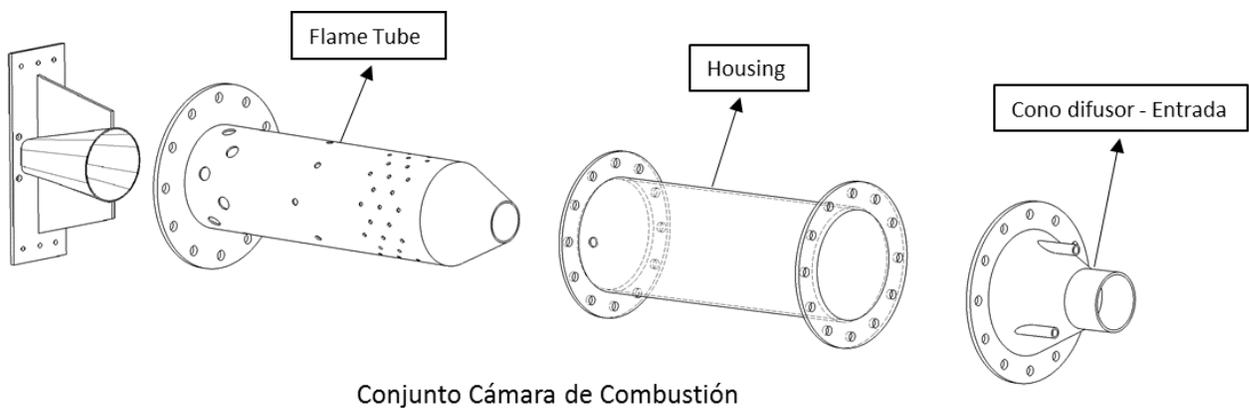


Figura 14: Vista explotada de la cámara de combustión

Las consideraciones más importantes a la hora de proyectar la cámara de combustión fueron:

- que se logre la combustión lo más completa posible
- que haya poca pérdida de presión total (combustión a presión constante)
- que se logre una buena distribución de temperaturas en la salida
- evitar las zonas de recirculación
- lograr una llama estable
- evitar alcanzar temperaturas que excedan los valores aceptables para los materiales del tubo de llama y housing

Para lograr estos objetivos, la cámara de combustión, más precisamente el tubo de llama, se dividió en tres zonas: la zona del flujo primario, donde debe haber el aire necesario para lograr una mezcla rica, asegurar el encendido, y la estabilidad de la combustión; la zona del aire secundario, para completar la combustión y que no haya combustible no quemado; y por última la zona del aire terciario o zona de dilución, que sirve para reducir la temperatura de los gases de la combustión, y así asegurar una temperatura moderada de los gases que ingresan a la turbina.

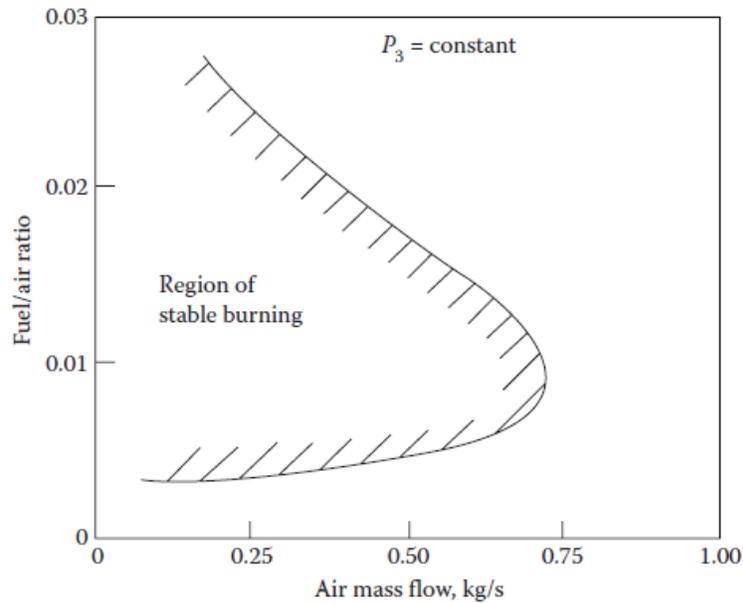


Figura 16: Gráfico de estabilidad de llama

En este gráfico, en abscisas se encuentra el caudal másico y en ordenadas la relación aire combustible. Se puede observar que tanto una mezcla muy pobre como una muy rica provocan inestabilidad de la llama. Existe una relación aire combustible óptima en lo que se refiere a la estabilidad de la llama, es decir que puede admitir velocidades de aire más altas sin que esta se apague. Esta mezcla óptima se encuentra cerca de la relación estequiométrica (mezcla levemente pobre). El gráfico solamente es válido para una determinada presión en la cámara de combustión. A medida que la presión aumenta, aumenta también la estabilidad. Esto se debe a que la densidad del aire sube y si se toma como referencia el mismo caudal másico, la velocidad del aire baja.

Los agujeros del tubo de llama, para sectorizar la cámara de combustión en tres zonas, se realizaron según las proporciones de áreas (30%, 20%, y 50% respectivamente) y con agujeros pequeños para la zona primaria, y más grandes para las otras dos. A continuación se detalla los tamaños de agujeros elegidos (diámetro) y la cantidad de agujeros (según las proporciones de área de las zonas mencionadas anteriormente)

$$\phi_{\text{primaria}} = 5 \text{ mm (50 agujeros)}$$

$$\phi_{\text{secundaria}} = 8 \text{ mm (16 agujeros)}$$

$$\phi_{\text{terciaria}} = 12 \text{ mm (12 agujeros)}$$

En el tubo exterior (housing) se soldaron chapas de 3 mm de espesor (3mm x 15 mm x 8mm) que separa el tubo de llama (flametube o liner) del tubo exterior (ver en el *Anexo I* el plano donde se muestra su posicionamiento). En total se colocaron 3 chapas distribuidas angularmente a 120 grados. Estas chapas actúan como soporte y ayudan a atenuar las posibles vibraciones que pueda tener el tubo de llama.

Estos separadores no impiden el deslizamiento entre ambos tubos. Esto último es importante porque, por un lado el tubo de llama llega a una temperatura mucho más alta que el tubo exterior, y por lo tanto habrá dilatación térmica distinta entre ambos tubos. Si no hubiera deslizamiento entre ambos, aparecerían tensiones indeseadas que podrían llegar a romper la cámara de combustión. Por otro lado, tal como se mencionó anteriormente, se quiere poder desarmar la

cámara de combustión de tal manera que se puedan hacer modificaciones en un futuro. Por lo tanto es necesario dicho deslizamiento para el desarme.

9.2 Diseño de la entrada de la cámara de combustión

El aire que ingresa a la cámara de combustión atraviesa dos conos difusores: uno conectado directamente desde la salida de la etapa compresora, y luego otro para que la proporción correcta de aire necesaria para la combustión ingrese al flamatube. Cuando el aire viaja a través del cono experimenta una disminución de la velocidad y un aumento de la presión, ambas cosas necesarias para la formación de una llama estable. A la hora de diseñar estos componentes hay que encontrar un compromiso entre evitar, en la medida de lo posible, el desprendimiento de la capa límite, pero además dar cierto grado de turbulencia para lograr una calidad de mezcla que permita una correcta combustión, siempre tratando de evitar zonas de recirculación. La Figura 17, tomada del libro *Fluids Mechanics* de Frank M. White [5], muestra el comportamiento ideal de un cono difusor (a), y lo que en realidad sucede en las aplicaciones cotidianas (b).

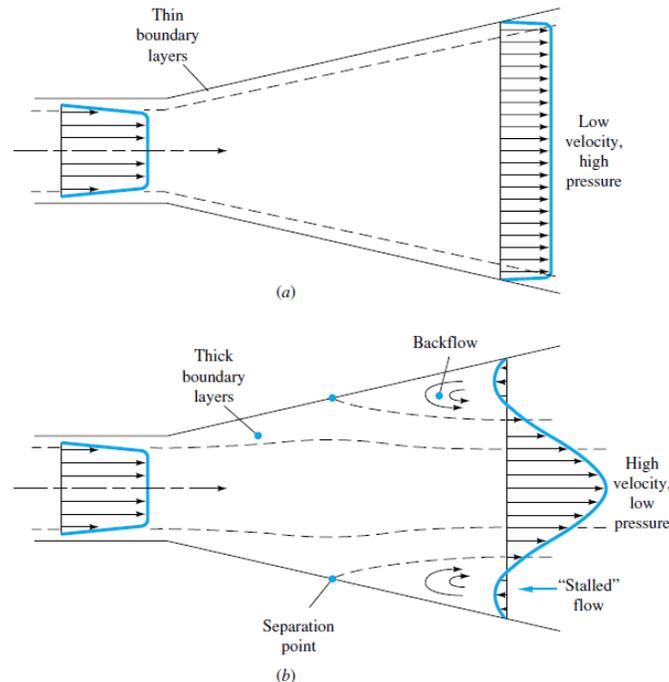


Figura 17: desprendimiento capa límite en cono difusor

La relación entre la sección transversal del cono de entrada al tubo de llama y la sección transversal del cono de ingreso al housing está dada por la cantidad de aire que se necesita para la combustión. En este caso, se calculó que un 30% del aire que ingresa del compresor debería entrar directamente al flamatube y el otro 70% a la región anular para después ingresar por las tres etapas de la cámara. Los cálculos pertinentes se encuentran junto al análisis de la reacción de combustión.

La mayoría de las turbinas comerciales utilizan combustible líquido por lo que el proceso de mezclado es más complejo y difícil que con el combustible gaseoso. Para lograr una mejor mezcla, estas turbinas poseen un torbellinador (*swirler* en inglés) en la entrada de la zona primaria para generar una rotación del flujo de aire entrante a dicha zona. Esta rotación genera una cierta

recirculación de las gotas rociadas, dándole más tiempo a evaporarse. La Figura 18 muestra el comportamiento del flujo luego del torbellinador [8].

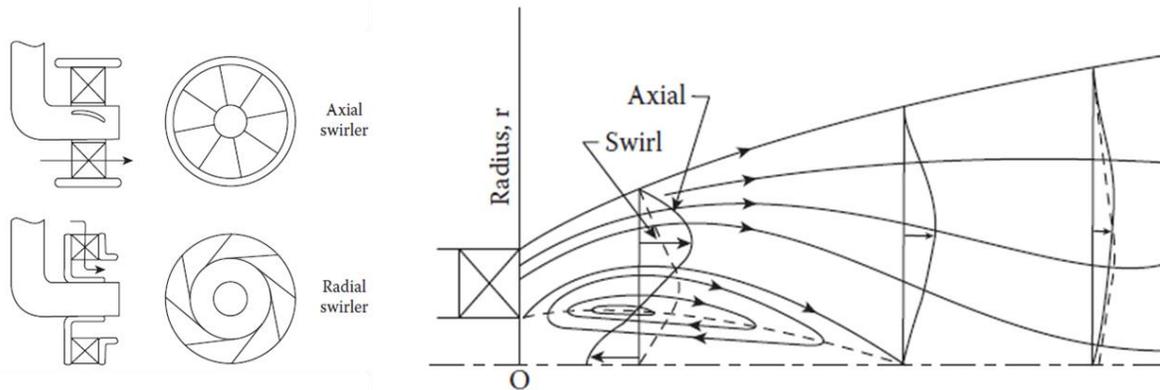


Figura 18: Flujo generado por el torbellinador

En la Figura 18 se puede observar un ejemplo de torbellinador. Sus álabes están fijos, es decir que no hay movimiento relativo entre la cámara de combustión y este dispositivo. El aire se ve obligado a atravesar entre los álabes produciendo un flujo círculo-helicoidal. En la Figura 15 se puede observar donde está ubicado el torbellinador y se lo denomina como “*Flame Stabilization Device*”, ya que aporta a la estabilización de la llama.

9.3 Diseño y posición del inyector de combustible

En la Figura 19 se muestran los detalles del inyector de combustible.

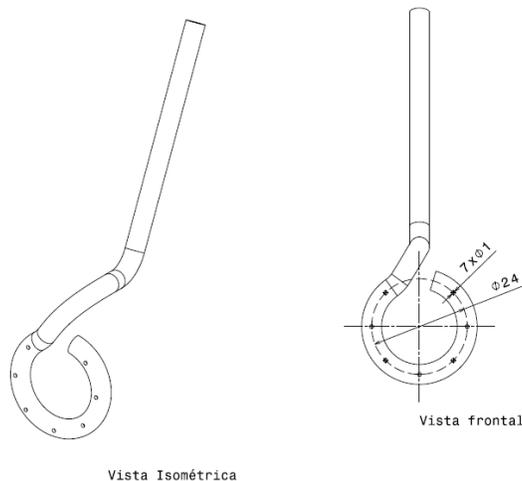


Figura 19: Detalle inyector de combustible

Dicho inyector se realizó a partir de un tubo capilar de latón de un diámetro exterior de 5,5 mm. El material utilizado tiene la gran ventaja de ser fácilmente deformable (maleable), lo que facilitó su conformado. Además resiste altas temperaturas por su temperatura de fusión alta (980 °C), lo cual es importante, ya que estará expuesto al calor de radiación de la llama.

Como se puede observar en la Figura 19: Detalle inyector de combustible, el inyector tiene una forma de “gancho”, el cual tiene 7 agujeros de 1 mm de diámetro donde puede salir el

gas. Se realizaron varios agujeros, con el objetivo de que el gas que sale se mezcle lo más posible con el aire. Al ser un combustible gaseoso, puede mezclarse más fácilmente que un combustible líquido, el cual habría que rociarlo tratando de lograr una buena dispersión de las gotas. En ese caso se hubiese tenido que utilizar un quemador capaz de lograr esta nube de combustible líquido mucho más compleja que la diseñada. A continuación (Figura 20) se muestra una foto del inyector fabricado.



Figura 20: Fotografía del inyector de combustible, material: latón

El mismo va posicionado a la entrada del cono del tubo de llama, donde entra el aire primario quedando el “gancho” concéntrico con la cámara de combustión. Su posición inicial longitudinal (cuán adentro está posicionado adentro del cono), es la que muestra el siguiente detalle:

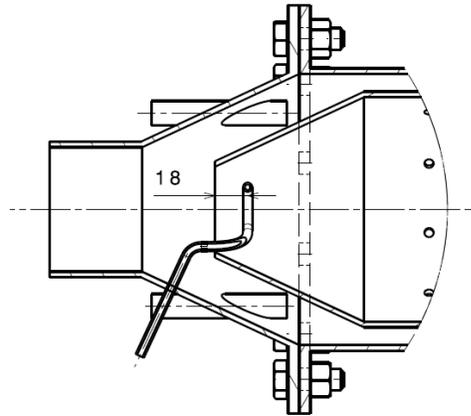


Figura 21: Detalle de posicionamiento de inyector de combustible

Como se puede apreciar en la Figura 21, el “gancho” del inyector se encuentra a 18 mm de distancia de la entrada del cono del tubo de llama.

A medida que el aire avanza por el cono difusor de entrada, su velocidad va disminuyendo, ya que la sección aumenta. Por lo tanto la posición longitudinal del inyector afectará la estabilidad de la llama. Cuanto más adentro del cono se lo coloque, menor será la velocidad del aire alrededor del inyector y por lo tanto puede contribuir a la estabilidad de llama. Pero tampoco se busca una velocidad de llama demasiado lenta, ya que el mezclado del combustible no será tan buena. La posición óptima se tiene que definir experimentalmente, de acuerdo a la performance de la turbina.

9.4 Diseño y posicionamiento del inyector de agua

Para inyectar el agua a la cámara de combustión se utilizaron un total 3 inyectores. Los mismos se soldaron al cono de entrada de la cámara de combustión y se utilizó como material un acero inoxidable AISI 304.

En la Figura 22 se muestra el cono de entrada con los inyectores soldados.

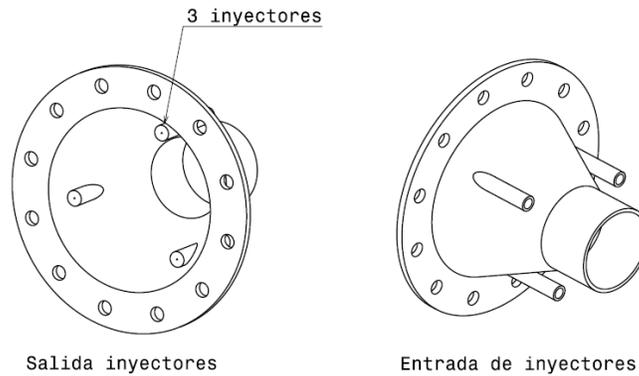


Figura 22: Detalle de los inyectores de agua

Cada inyector consiste simplemente de un caño de 1/4 BSP, el cual tiene una chapa soldada en la punta con un agujero que permite la salida del agua. En su otro extremo se le realizó una rosca exterior de tal manera que se pudiera acoplar la manguera hidráulica proveniente de la bomba. A continuación se detalla un corte (Figura 23), que muestra las principales dimensiones del inyector.

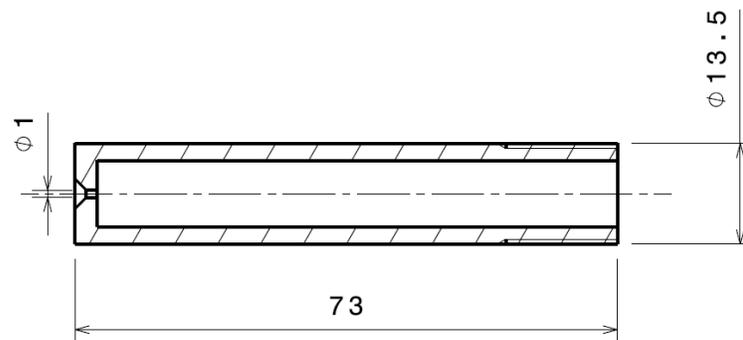


Figura 23: Detalle inyector de agua

En un principio se eligió un agujero de 1 mm de diámetro como salida del agua tal como lo muestra la Figura 23. Esta dimensión se eligió de forma aproximada. Cuanto mayor sea el diámetro del agujero, menor será la presión alcanzada por la bomba y para conseguir una buena pulverización conviene tener una presión que sea la más alta posible.

Los inyectores se diseñaron y posicionaron de tal manera que pudieran ser modificables en el caso de que se tenga que hacer algún cambio. Por ejemplo, si se desarma la cámara de combustión se puede fácilmente modificar el agujero del inyector si fuera necesario.

Para el inyector se analizó el uso de un pico rociador comercial. La mayoría de estos rociadores son de plástico u otro material que tiene un alto riesgo de no resistir la carga térmica en cuestión.

Por otro lado, estos picos tienen una muy buena pulverización con gotas muy finas, que favorecen a la evaporación. Existen picos de acero inoxidable o cobre que podrían aguantar la temperatura, pero estos se descartaron por su elevado costo. Además, por su tamaño, era difícil su posicionamiento adentro de la cámara de combustión por el espacio acotado. Es por eso que se optó finalmente por el inyector con un agujero en la punta.

Se utilizaron 3 inyectores (equiespaciados angularmente) en lugar de uno solo, para que la pulverización de agua sea más uniforme alrededor de la cámara de combustión. Además se dispusieron de tal manera para que el agua pulverizada no se mezcle con el aire primario, ya que si se mezclara con él, afectaría a la estabilidad de la llama pudiéndola apagar.

Finalmente en la Figura 24, se puede ver una imagen de los componentes fabricados: el cono difusor de entrada con los tres inyectores de agua y el inyector de combustible entre ellos.



Figura 24: Inyectores de agua e inyector de combustible, acero inoxidable y cobre

Es importante contar con una completa evaporación del agua antes de que llegue a la turbina, ya que si las gotas golpean por un tiempo prolongado el rodete de la turbina, este puede resultar con daños importantes.

9.5 Selección de materiales

La energía que se libera del proceso de combustión dentro de la cámara de combustión se transfiere a los alrededores causando gradientes de temperatura en la estructura, que terminan por dañar las paredes de la cámara de combustión. Típicas fallas que podrían suceder son: degradación del material (corrosión por alta temperatura), deformación de la cámara, fisuras, y daño aguas abajo por el desprendimiento de materiales aguas arriba.

Por estos motivos, desde un comienzo se optó por utilizar Acero Inoxidable. En realidad el acero inoxidable más indicado para esta aplicación hubiera sido el acero AISI 310, que resiste temperaturas mucho más elevadas que el AISI 304 y 316, pero estos últimos son los únicos que se consiguen el mercado local. Por lo tanto se realizó un análisis de estas dos opciones.

La principal diferencia entre estos dos grados de acero inoxidable es el contenido de Cromo, Níquel, y que sólo el AISI 316 contiene Molibdeno. A continuación se muestra en la Figura 25 las composiciones de cada uno.

COMPOSITION		
	Type 316 %	Type 304 %
Carbon	0.08 max.	0.08 max.
Manganese	2.00 max.	2.00 max.
Phosphorus	0.045 max.	0.045 max.
Sulfur	0.030 max.	0.030 max.
Silicon	0.75 max.	0.75 max.
Chromium	16.00 - 18.00	18.00-20.00
Nickel	10.00 - 14.00	8.00-12.00
Molybdenum	2.00 - 3.00	-
Nitrogen	0.10 max.	0.10 max.
Iron	Balance	Balance

Figura 25: Diferencia entre aleaciones AISI 316 y 304

Por tener Molibdeno, pero principalmente por tener mayor cantidad de Níquel el AISI 316 posee mayor resistencia a la oxidación en caliente, mayor resistencia a la carburización, y mayor resistencia a la sulfinitización a alta temperatura. Estos son los tres tipos de corrosión más comunes en las cámaras de combustión. Además en lo que se refiere a tensión de fluencia y resistencia al creep a altas temperaturas, también el AISI 316 es mejor que el AISI 304.

De todos modos, las diferencias entre los dos materiales son insignificantes en la mayoría de los parámetros que se analizaron. Además, por el uso al que está destinada esta turbina de gas, el tiempo que estará en funcionamiento no es lo suficientemente largo para que los fenómenos de corrosión sean determinantes. Así es como se definió que el material a utilizarse es el Acero Inoxidable Austenítico AISI 304. Este es un 40% más económico que el AISI 316, y no presenta características significativamente inferiores para esta aplicación.

Así, el Acero Inoxidable Austenítico 304 posee excelente formabilidad y soldabilidad, no necesita ningún tratamiento post-soldadura cuando se sueldan secciones delgadas, y tiene moderada resistencia a la corrosión. La máxima temperatura a la que puede estar expuesto es aproximadamente 900°C para servicio continuo.

9.6 Construcción/Fabricación de la cámara de combustión

La cámara de combustión se fabricó íntegramente de Acero Inoxidable AISI 304. Se partió de dos tubos de 5" y 6" de 3 mm de espesor, para el flametube y el housing respectivamente. Para los conos se utilizaron chapas de 3 mm de espesor que se cortaron y doblaron de tal manera para conseguir la forma del cono.

Para las bridas se utilizó una chapa de 6 mm de espesor y se cortaron, agujerearon y frentearon en una fresadora. El frentado consiste en mecanizar las caras cilíndricas para dejarlas totalmente planas y asegurar un buen acople y estanqueidad en el armado final. Los orificios del tubo de llama se realizaron en la agujereadora. A continuación se muestran unas fotos del proceso de fabricación.



Figura 26: Fotos tomadas durante el proceso de fabricación

En la Figura 26 se puede observar algunas fotos tomadas durante el proceso de fabricación. En la figura de la izquierda, el tubo de llama está en el proceso de agujereado y en la de la derecha se muestran las bridas, el cono del tubo de llama y la salida de la cámara de combustión. También se pueden ver las bridas todavía no soldadas a los tubos.

Dado que todos los componentes de la cámara de combustión son de acero inoxidable se utilizó la soldadura TIG (Tungsten Inert Gas) para la unión de las partes, con aporte de material. La soldadura TIG se caracteriza por el uso de un electrodo permanente de tungsteno acompañado por la protección de un gas inerte. La gran ventaja de este método es la obtención de cordones muy resistentes, más dúctiles, y poco sensibles a la corrosión ya que el gas impide el contacto con el oxígeno de la atmósfera. Además otorga un muy buen acabado superficial.

9.7 Análisis de tensiones

En esta sección se realiza un breve análisis de tensiones en la cámara de combustión teniendo en cuenta las sollicitaciones mecánicas, con el fin de asegurar que en dicho diseño no se superen las tensiones admisibles. Considerando que un acero inoxidable AISI 304 tiene una tensión de fluencia de 310 MPa, se puede establecer una tensión admisible de 205 MPa, si el factor de seguridad elegido es de 1,5. Para el cálculo de tensiones se considera a la cámara de combustión (el tubo exterior, housing) como un recipiente a presión con paredes delgadas. Por lo tanto la tensión circunferencial (σ_1) se puede calcular de la siguiente manera:

$$\sigma_1 = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} \quad (35)$$

Donde P es la presión que hay dentro de la cámara de combustión, D es el diámetro del tubo exterior y t es el espesor de dicho tubo. Teniendo en cuenta que la presión en la cámara de combustión será de 2,5 bar (0,25 MPa) y que el tubo exterior tiene un diámetro de 152 mm y el espesor de 3 mm, la tensión circunferencial, σ_1 , será la siguiente:

$$\sigma_1 = \frac{0.25 \cdot 152}{2 \cdot 3} = 6.33 \text{ MPa} \quad (36)$$

La tensión longitudinal en el tubo exterior sometido a presión, será la mitad que la tensión circunferencial. Por lo tanto queda:

$$\sigma_2 = \frac{P \cdot D}{4 \cdot t} = \frac{0.25 \cdot 152}{4 \cdot 3} = 3.165 \text{ MPa} \quad (37)$$

Teniendo estas 2 tensiones se puede calcular la tensión de Von Mises.

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2} \quad (38)$$

Como en este caso $\sigma_2 = \sigma_1/2$, entonces la ecuación anterior queda:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_1^2 - \sigma_1^2/2 + \sigma_1^2/4} = 5.48 \text{ MPa} \quad (39)$$

La tensión de Von Mises obtenida representa un 2,1% de la tensión admisible. Con esto se puede observar que el espesor de la cámara está sobredimensionado y se podría haber utilizado un espesor mucho menor para así poder alivianar la cámara y también abaratar costos. Los tubos de 3 mm de espesor se utilizaron porque fueron los únicos que se consiguieron en el mercado.

9.8 Análisis de la transferencia de calor

La combustión es uno de los procesos más difíciles de modelar matemáticamente, dado que en general involucra los procesos simultáneos, en tres dimensiones, de un flujo bifásico, un mezclado turbulento, la evaporación del combustible, la transferencia de calor por radiación y convección, además de la cinética de la reacción química.

La siguiente estimación para la transferencia de calor está basada en la propuesta presentada en el libro de Arthur Lefebvre [8]. El objetivo es encontrar las temperaturas de la pared interna (T_i) y externa (T_e) del tubo de llama, para verificar que estas no superen la temperatura admisible del material.

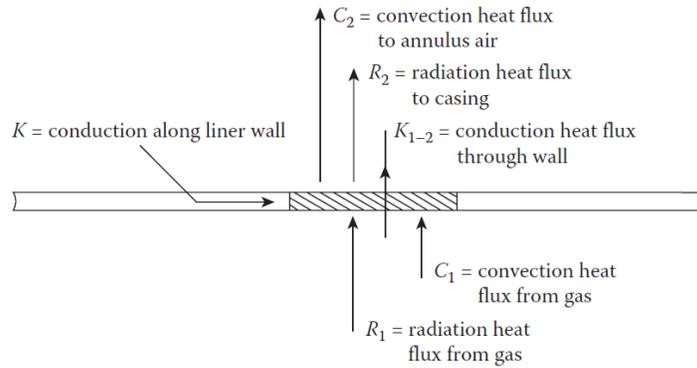


Figura 27: Transferencia de calor en el tubo de llama

En la siguiente aproximación se tiene en cuenta que la turbina se encuentra en régimen, es decir que el sistema se encuentra en equilibrio y la temperatura del tubo de llama (flame tube o liner) se mantiene constante. No se analizará el estado transitorio de calentamiento del tubo.

Como se observa en la Figura 27, el calor proveniente de la radiación de la llama (R_1) y el calor de convección de los gases de combustión (C_1), calentarán el tubo de llama. Por otro lado, el tubo al estar a alta temperatura radiará una determinada cantidad de calor (R_2) y además perderá calor por convección con el aire que pasa entre el tubo de llama y el “housing”, en adelante llamado aire anular, ya que este aire circula entre 2 tubos (C_2).

También estará en juego el calor que conduce la chapa del tubo. Habrá una transferencia de calor por conducción en sentido radial (K_{1-2}) y longitudinal del tubo (K). Para el análisis se desprecia el calor que fluye en sentido longitudinal, ya que su magnitud es despreciable frente al calor por conducción radial.

Como ya se mencionó anteriormente, se analizará el estado estacionario. Esto significa que el calor que ingresa en el tubo de llama es igual al que conduce y es igual al calor que abandona dicho tubo. Por lo tanto se puede plantear la siguiente ecuación.

$$(C_1 + R_1) \cdot A_{int} = (C_2 + R_2) \cdot A_{ext} = K_{1-2} \cdot A_{int} \tag{40}$$

Los calores C_1 , C_2 , K_{1-2} , R_1 y R_2 están expresados en KJ por unidad de área.

En muchas ocasiones se puede considerar $A_{int} \cong A_{ext}$, ya que generalmente los tubos utilizados en turbinas tienen espesor de pared muy chica. En el caso particular de este proyecto se tiene una pared de 3 mm, dimensión nada despreciable. Por lo tanto se obtiene la siguiente relación de áreas:

$$\frac{A_{ext}}{A_{int}} = \frac{D_{ext}^2}{D_{int}^2} = \left(\frac{127}{121}\right)^2 = 1,1 \tag{41}$$

Como se puede observar la diferencia entre áreas es de un 10%, lo cual no se puede despreciar.

Por lo tanto la ecuación anterior queda de la siguiente manera

$$C_1 + R_1 = (C_2 + R_2) \cdot 1,1 = K_{1-2} \tag{42}$$

A continuación se detallan los cálculos para la obtención de los diferentes calores

1. Calor de radiación de llama: R_1

Este es el calor proveniente de la radiación de la llama provocada por la combustión del gas propano. Teniendo en cuenta la Ley de Stefan-Boltzmann, este calor se puede expresar mediante la siguiente ecuación

$$R_1 = \sigma \cdot 0,5 (1 - \varepsilon_w) (\varepsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_i^4) \tag{43}$$

T_g : Temperatura del gas de combustión

T_i : Temperatura de la pared del tubo de llama en el lado interno de la cámara de combustión

σ : Constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)$)

ε_w : Emisividad de del tubo de llama

ε_g : Emisividad de los gases de combustión

α_g : Absorción del gas de la pared del tubo

La emisividad de la pared del tubo de llama (ε_w) no solamente depende del material (acero inoxidable), sino también del estado de oxidación y rugosidad de la superficie. En la siguiente tabla se muestran valores típicos de emisividad de un acero obtenido del libro de transferencia de calor de Cengel [7]

Material	Temperatura (k)	Emisividad
Acero inoxidable		
Pulido	300-1000	0.17-0.30
Ligeramente oxidado	600-1000	0.30-0.40
Altamente oxidado	600-1000	0.70-0.80
Acero		
Pulido	300-500	0.08-0.14
Superficies comerciales	500-1200	0.20-0.32
Altamente oxidado	300	0.81

Figura 28: Emisividad de aceros

Teniendo en cuenta los valores de la Figura 28, para el acero inoxidable utilizado se toma $\varepsilon_w = 0.3$

La relación entre emisividad de los gases de combustión (que depende de T_g) y la absorción de radiación proveniente de la pared del tubo (que depende de T_i), se puede aproximar de la siguiente manera:

$$\frac{\varepsilon_g}{\alpha_g} = \left(\frac{T_g}{T_i}\right)^{1,5} \tag{44}$$

Por lo tanto, usando la ecuación anterior se puede reescribir la ecuación 42, reemplazando α_g :

$$R_1 = \sigma \cdot 0,5 (1 - \varepsilon_w) \varepsilon_g \cdot T_g^{1,5} (T_g^{2,5} - T_i^{2,5}) \tag{45}$$

El valor de ε_g se lo puede aproximar mediante la siguiente fórmula según Reeves [9]:

$$\varepsilon_g = 1 - \exp(-290 \cdot P \cdot L(q \cdot l_b)^{0,5} T_g^{-1,5}) \tag{46}$$

En esta ecuación P es la presión a la que se encuentra el gas (kPa), q es la relación de aire combustible, l_b es el largo de la llama y L es un factor debido a la luminosidad de llama.

El largo de la llama es muy complicado de obtener con exactitud, ya que depende de muchos factores. En este caso se toma la aproximación que propone Lefebvre [8]: un largo de llama de 0,6 a 0,9 D_L , donde D_L es el diámetro de tubo de llama. Para las cuentas se aproxima $l_b = 0,7 \cdot D_L$

Para el factor de luminosidad de llama Lefebvre [8] propone la siguiente ecuación:

$$L = \frac{336}{H^2} \quad (47)$$

Donde H es el porcentaje de hidrógeno en el combustible. En el caso particular para el propano este porcentaje es igual a 18,3%. Por lo tanto $L = 1$

La temperatura del gas adentro del tubo de llama en la zona primaria es la mayor en toda la cámara de combustión, ya que el combustible se quema con una relación aire combustible muy cercana a la estequiométrica ($q = 0,0625$). Teniendo en cuenta que el propano puede incrementar la temperatura hasta 1900°C con una mezcla estequiométrica (reacción química sin exceso de aire), se puede estimar la temperatura del gas en 2047°C (2320 K), obtenidos a partir de asumir que a los 1900°C se le podrían adicionar los 147°C de la temperatura a la que entra el aire.

Esta temperatura baja luego cuando se mezcla con el aire de refrigeración y cuando entra en contacto con el agua inyectada.

Aplicando entonces las ecuaciones 46 y 45 se obtiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} \varepsilon_g &= 1 - \exp(-290 \cdot 253 \cdot 1 \cdot (0.625 \cdot 0.7 \cdot 0.127)^{0.5} 2320^{-1.5}) = 0.14 \\ R_1 &= 5.67 \cdot 10^{-8} \cdot 0,5 (1 - 0.3) 0.14 \cdot 2320^{1.5} (2320^{2.5} - T_i^{2.5}) \\ R_1 &= 80488 - 3.1 \cdot 10^{-4} T_i^{2.5} \end{aligned} \quad (48)$$

2. Calor transferido de convección de los gases de combustión

Estimar este calor con precisión resulta muy difícil, ya que en la zona primaria el aire que combustiona y transfiere calor por convección, está en constante cambio físico como químico.

Para poder estimar este calor se puede utilizar la correlación de Dittus-Boelter [10] que es válida para convección en tubos con flujo turbulento interior:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.3} = \frac{h_c D_L}{k_g} \quad (49)$$

Siendo Nu_D el número de Nusselt (por definición transferencia de calor por convección sobre conducción), Re_D el número de Reynolds, Pr el número de Prandtl (para aire se puede aproximar en 0,7), h_c el coeficiente de convección, D_L el diámetro del tubo de llama y k_g coeficiente de conducción del gas (en este caso aire).

De la ecuación 49 se puede despejar el coeficiente de convección h_c y así calcular el calor transferido por convección (C_1) mediante la siguiente ecuación:

$$C_1 = h_c (T_g - T_i) \quad (50)$$

Utilizando la ecuación 49 y ecuación 50 se obtiene lo siguiente:

$$C_1 = 0.02 \frac{k_g}{D_L^{0.2}} \left(\frac{\dot{m}_p}{A_L \mu_g} \right)^{0.8} (T_g - T_i) \quad (51)$$

Donde \dot{m}_p es el caudal másico del tubo de llama en la zona primaria, μ_g la viscosidad dinámica del gas y A_L el área del tubo de llama.

Lefebvre [8] propone cambiar la constante de la ecuación 51 por 0,017 (en vez de 0,02), ya que los gases dentro del tubo de llama en la zona primaria en la proximidad de las paredes, estarán a menor temperatura que la temperatura promedio. Por lo tanto resulta la siguiente ecuación:

$$C_1 = 0.017 \frac{k_g}{D_L^{0.2}} \left(\frac{\dot{m}_p}{A_L \mu_g} \right)^{0.8} (T_g - T_i) \quad (52)$$

Teniendo en cuenta las propiedades del aire a 2420 K y a 2.5 atm se puede escribir la última ecuación de la siguiente manera.

$$C_1 = 0.017 \frac{0.157}{0.127^{0.2}} \left(\frac{0.13}{\frac{\pi}{4} \cdot 0.127^2 \cdot 70.5 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.8} (2320 - T_i) = 125280 - 54 T_i \quad (53)$$

3. Calor transferido por convección del aire de refrigeración

Para calcular este calor se utiliza una ecuación muy similar a la utilizada anteriormente, usando la correlación de Dittus-Boelter. La única diferencia es que no se modifica la constante.

$$C_2 = 0.02 \frac{k_g}{D_L^2} \left(\frac{\dot{m}_p}{A_L \mu_g} \right)^{0.8} (T_e - T_2) \quad (54)$$

$$C_2 = 0.02 \frac{0.035}{0.025^{0.2}} \left(\frac{0.3}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.152^2 - 0.127^2) \cdot 15 \cdot 10^{-6}} \right)^{0.8} (T_e - 420) \quad (55)$$

$$C_2 = 270 T_e - 113400 \quad (56)$$

T_e es la temperatura del tubo de llama en su pared exterior y T_2 la temperatura del aire a la que entra a la cámara de combustión.

4. Calor transferido por radiación del tubo de llama

El tubo de llama también emite calor por radiación por estar a alta temperatura. Este calor se lo puede estimar teniendo en cuenta nuevamente la ley de Stefan-Boltzmann.

$$R_2 = \sigma \frac{\varepsilon_w \varepsilon_c}{\varepsilon_c + \varepsilon_w (1 - \varepsilon_w) \cdot A_w / A_c} (T_e^4 - T_2^4) \quad (57)$$

ε_c es la emisividad del tubo exterior que es igual a la del tubo de llama (housing) y A_c es el área del tubo exterior. T_e es la temperatura de la pared exterior del tubo de llama y se considera que el tubo exterior tiene la misma temperatura del aire de refrigeración. Por lo tanto la ecuación anterior queda:

$$R_2 = 1,1 \cdot 10^{-8} T_e^4 - 6270 \quad (58)$$

5. Calor transferido por conducción en el tubo de llama

Este calor se puede estimar mediante la siguiente ecuación

$$K_{1-2} = \frac{k_w}{t_w} (T_i - T_0) = \frac{16.3}{0.003} (T_i - T_0) = 5433 (T_i - T_e) \quad (59)$$

6. Cálculo de Temperaturas

Reemplazando en la ecuación 42 los calores C_1, C_2, K_{1-2}, R_1 y R_2 calculados en las ecuaciones 53, 56, 59, 48 y 58 queda el siguiente balance:

$$\begin{aligned} 5433 (T_i - T_e) &= 8.3406 \cdot 10^6 - 3595 T_i + 80488 - 3.1 \cdot 10^{-4} T_i^{2,5} \\ &= (199130 T_e - 8.36 \cdot 10^7 + 1,1 \cdot 10^{-8} T_e^4 - 6270) \cdot 1,1 \end{aligned} \quad (60)$$

La solución para la última ecuación es la siguiente: $T_i = 936.8 K$ y $T_e = 909.8 K$

Estas temperaturas obtenidas se calcularon en la zona con mayor temperatura de la cámara de combustión y para su cálculo no se consideró la inyección de agua que disminuye aún más la temperatura. Aun sin la inyección de agua, la temperatura del tubo de llama se encuentra dentro de la temperatura admisible del acero, que es aproximadamente 1180 K.

10. Mediciones realizadas en el equipo

Para poder comparar los parámetros calculados en este informe con los reales de la turbina, se colocaron ciertos instrumentos de medición. Se miden los siguientes parámetros:

1. Temperatura del aire a la salida de la etapa compresora
2. Temperatura de los gases de combustión a la entrada de la turbina
3. Temperatura ambiente
4. Presión a la salida del compresor
5. Medición de las revoluciones por minuto del turbocompresor
6. Caudal de aire a la entrada del compresor

En el siguiente esquema (Figura 29) se muestra la posición de cada uno de los instrumentos de medición.

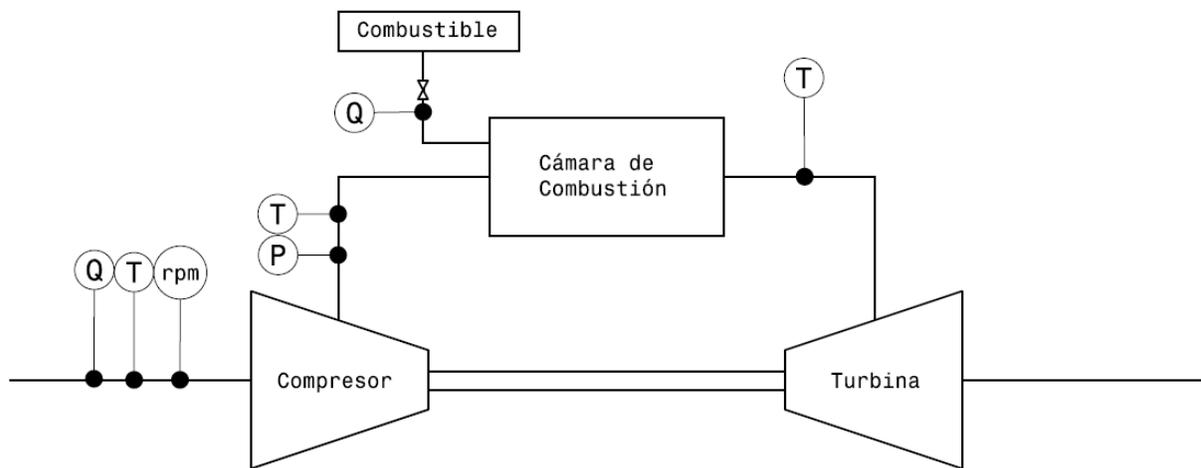


Figura 29: Posicionamiento esquemático de los instrumentos de medición

Los valores obtenidos con estos instrumentos permitirán saber cuán alejados están los valores calculados en forma analítica con los valores reales. No hay que olvidar que cuando se hicieron los cálculos se realizaron muchas simplificaciones y también existen muchos parámetros desconocidos que se estimaron. Todas estas simplificaciones y estimaciones pueden ocasionar una discrepancia considerable.

Los sensores instalados proveen, hasta esta etapa del proyecto, una señal a la persona que esté operando el equipo, para ayudar a preservar algunos componentes de la turbina de gas. Por ejemplo, midiendo la temperatura de los gases luego de salir de la cámara de combustión y antes de entrar a la turbina, se puede controlar que la temperatura no sobrepase cierto límite (aproximadamente 600 °C), ya que si lo sobrepasara se podrían dañar los materiales de la turbina. Idealmente, en un futuro proyecto, habría que pensar en una automatización del equipo, donde la información relevada por los sensores sirva para que un actuador realice determinada operación (como el corte del suministro de gas, por ejemplo, para evitar que la reacción de combustión siga desarrollándose, elevando la temperatura de los componentes del equipo).

A continuación se detallan los sensores y métodos utilizados para medir cada parámetro.

10.1 Temperatura del aire a la salida del compresor

Esta temperatura se mide mediante una termocupla con un rango de temperaturas adecuado.

Tal como se calculó anteriormente, la temperatura en esta zona con la turbina en régimen es aproximadamente de 450 K (177 °C). Por lo tanto, la termocupla más adecuada para medir esta temperatura es una de tipo J, ya que tienen un rango de funcionamiento entre 0 y 760 °C. Este rango es completamente suficiente para poder medir la temperatura del aire en esta zona.

Este tipo de termocuplas son también conocidas como de hierro – constantán por los materiales que se utilizan. El hierro es el conductor positivo mientras que el constantán (aleación de 55% de cobre y 45% de níquel) es el conductor negativo. Tienen la ventaja de ser económicas. En la Figura 30 se muestra la termocupla utilizada.



Figura 30: Termocupla tipo J

La termocupla está colocada en el tubo que vincula la salida del compresor y la entrada de la cámara de combustión. Este tubo tiene un diámetro nominal de 73 mm ($\phi n: 2 \frac{1}{2}$). Se compró una termocupla que tiene un largo de vaina aproximadamente la mitad de ese diámetro, para que su punta estuviera aproximadamente en la mitad del tubo.

Por lo tanto, se seleccionó la siguiente termocupla tipo J con las características técnicas que se enumeran a continuación:

- Vaina: 8 mm de diámetro con un largo de 50 mm
- Cabezal Din B
- Rosca de $\frac{1}{2}$ BSP

Esta temperatura medida representa la temperatura T_2 (ver Figura 1) del ciclo Brayton.

10.2 Temperatura del aire a la entrada de la turbina

La temperatura del aire en esta zona de la turbina se mide también mediante una termocupla, pero como el aire está a temperaturas mucho más elevadas se debe elegir otro tipo, con otro rango de temperaturas distinta a la descrita en el punto anterior. En este caso se calculó que el aire a la entrada de la turbina va a estar aproximadamente a 600 °C. No debe estar a una temperatura mucho más elevada, ya que los materiales de la turbina no resisten un flujo constante de aire que tenga una temperatura más elevada que esa.

Por lo tanto una termocupla de tipo K (Cromel – Alumen) es la más adecuada para poder medir la temperatura en esta zona. El rango recomendado de temperaturas de este tipo de sensores está entre 300 y 1260 °C y puede extenderse ese rango con limitaciones entre -200 y 1300 °C. En la Figura 31 se muestra la termocupla utilizada.



Figura 31: Termocupla tipo K

Por cuestiones constructivas esta termocupla se coloca al final de la cámara de combustión, donde el aire primario, secundario y terciario ya están mezclados. Poner esta termocupla justo a la entrada de la turbina hubiera sido desde el punto de vista constructivo más difícil. La siguiente imagen (Figura 32) muestra esta situación:



Figura 32: Ubicación de la termocupla a la salida de la cámara de combustión

Las especificaciones técnicas de esta termocupla de tipo K son las siguientes:

- Vaina: 8 mm de diámetro con un largo de 100 mm
- Cabezal Din B
- Rosca de ½ BSP

El largo de la vaina se eligió de 100 mm, ya que la cámara de combustión tiene un diámetro exterior de 152 mm y se quiso elegir el diámetro de la vaina de tal manera que su punta estuviera aproximadamente en el centro de la cámara de combustión.

Esta temperatura representa la temperatura T_3 (ver Figura 1) del ciclo Brayton.

Para poder mostrar la temperatura medida se utilizó un display correspondiente, compatible con ambos tipos de termocupla. La marca de este dispositivo es *Toky* modelo AI508-9. Para poder mostrar ambas temperaturas, hay que conectar primero una termocupla al display y luego la otra. Para evitar el cambio, se instaló una llave selectora, la cual permite elegir el sensor, cuya medición se quiere mostrar. Es importante cambiar los parámetros del display cada vez que se cambia de sensor, ya que se tratan de 2 tipos de termocuplas diferentes.

Como toda termocupla, es necesaria la *compensación de unión fría*. El display tiene la ventaja de que ya realiza esta compensación, por lo que no es necesario agregarle un compensador aparte. Hay que tener en cuenta que la unión fría (borne de referencia) debe estar a la misma temperatura a la cual se encuentra el display (temperatura ambiente en este caso), por lo cual este borne debe estar cerca de él, para lograr una igualdad de temperaturas. Los bornes de la termocupla (cabezal), no se podrán tener en cuenta como bornes de referencia, ya que estos elevarán su temperatura durante la medición y la temperatura no sería la misma a la cual se encuentra el display y así se medirían valores erróneos. Por eso se utilizaron cables compensados, con los cuales se puede extender los bornes de la termocupla y así colocarlos más cerca del display.



Figura 33: Display de temperaturas, Toki

En la Figura 33 se puede observar una foto del display de temperaturas utilizado. El mismo tiene además la ventaja de tener un controlador PID, con dos indicadores de alarmas (AL1 y AL2) y una salida a relé. Así este controlador se puede setear de tal manera, cuando la temperatura de la cámara de combustión supere una determinada temperatura crítica, se enciende la alarma.

10.3 Temperatura aire ambiente

Esta temperatura se mide mediante un termómetro digital que mide temperatura ambiente. Este dato es necesario para conocer la temperatura T_1 (ver Figura 1) del ciclo Brayton. En los cálculos preliminares se estima una temperatura de 20 °C. Por la ubicación geográfica donde se pone en funcionamiento la turbina, esta temperatura no varía demasiado (aproximadamente entre 0 y 40 °C) y esta variable no es determinante para el modelo termodinámico propuesto anteriormente. Igualmente, como es sencillo y barato de medir, se mide con el fin de eliminar una incerteza del modelo.

10.4 Presión a la salida del compresor

Para medir la presión a la salida del compresor se utiliza un manómetro con glicerina, la cual ayudará a amortiguar las oscilaciones de presión. Se considera que a la salida del compresor se tiene la misma presión que en la cámara de combustión. En la realidad esto último no es del todo cierto, ya que existen pérdidas que generan una diferencia de presión.

El manómetro seleccionado que se encontró en el mercado tiene un fondo de escala de 7 kg/cm² (aprox. 6.8647 bar). El rango es completamente suficiente para medir la presión, ya que esta no superará los 4 bar.

10.5 Velocidad del turbocompresor

En lo que sigue se discutirá diferentes alternativas para medir la velocidad del rotor, las cuales quedaron fuera del alcance de este trabajo y podrán aplicarse en futuros trabajos finales.

La primera alternativa consistiría en utilizar un estroboscopio provisto por el CIDIM (Centro Integrado de Desarrollo de Ingeniería Mecánica). La referencia para el estroboscopio son las paletas del compresor. Las paletas de la turbina se descartan para la medición, ya que a la salida de la turbina salen gases a alta temperatura que dificultan o imposibilitan la medición.

Este método de medición tiene la desventaja que, para realizar una medición, se necesita de una persona que esté apuntando con el estroboscopio hacia las paletas del compresor, lo cual es también incómodo e impreciso. Además solo se puede medir cuando el turbocompresor se encuentra con velocidad constante.

Por este último motivo se investigó una alternativa. La mejor alternativa encontrada es el uso de un optoacoplador reflectivo, el cual tiene un led emisor y un receptor que capta la reflexión de los fotones del led emisor.

Si se coloca este sensor cerca de las paletas del compresor de tal manera que el led apunte hacia ellas, este sensor puede medir la presencia o no de una paleta en frente suyo. Si el rotor gira, con el sensor se puede medir la frecuencia con la cual pasa una paleta en frente suyo.

El optoacoplador reflectivo más indicado para esta aplicación es el CNY70. La señal emitida por este sensor se debe calibrar y procesar. Mediante un osciloscopio se puede leer la frecuencia obtenida en el sensor. En el caso ideal se puede programar un microprocesador que capte la señal del sensor y calcule en base a esa señal las revoluciones por minuto del turbo y muestre el resultado en un display de 7 segmentos. Así se puede ver en todo momento la velocidad del turbo, ya que constantemente estaría midiendo. También se puede medir en forma precisa fluctuaciones de la velocidad y, si en un futuro se quiere realizar un sistema de control, ya se tiene la señal disponible de las rpm.

No hay que olvidar que el rotor del compresor posee 7 paletas, por lo tanto para medir las revoluciones por minuto se debe dividir por 7 la frecuencia obtenida en la señal de entrada.

En la Figura 34 se muestra una propuesta para el conexionado del sensor (CNY70) y el display. En esta etapa del proyecto no se implementa, quedando como propuesta para futuras modificaciones. En la figura se representa solamente 1 display pero el sistema debe tener 3, para poder representar la velocidad en miles de revoluciones por minuto.

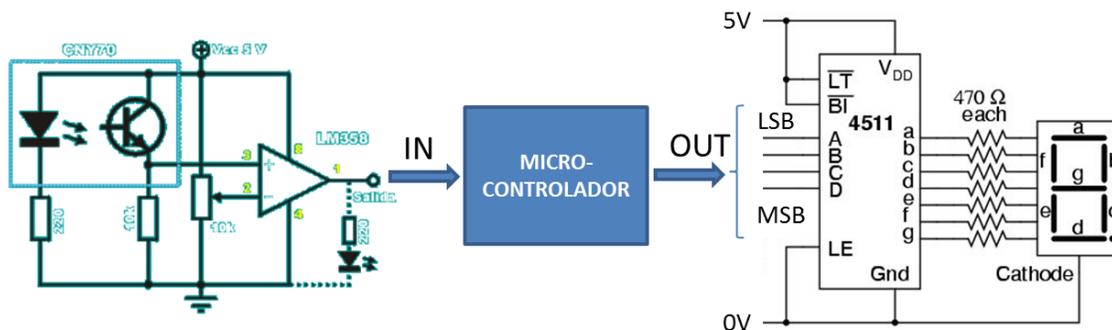


Figura 34: Esquemático de la conexión del sensor y display

El sensor de efecto Hall hubiera sido otra opción para medir las revoluciones por minuto del turbocompresor. Sin embargo se lo tuvo que descartar por diferentes motivos. En primer lugar hay que tener en cuenta que el material del rotor del compresor no es ferromagnético y para usar un sensor Hall se debía colocar en él un imán permanente para que el sensor pueda medir. Un imán permanente en el rotor hubiera ocasionado un desbalance, lo cual puede causar vibraciones y dañar seriamente los cojinetes del turbocompresor. Se hubiera podido balancear nuevamente el rotor, pero es un proceso engorroso y costoso. Pero aún el rotor con el imán balanceado representa un alto riesgo, ya que el imán puede despegarse o partirse (teniendo en cuenta que son muy frágiles), lo cual desbalancearía nuevamente al rotor y provocaría un daño al turbocompresor. Es por eso que se lo descartó.

La solución más fácil hubiera sido comprar un kit que vende el fabricante de turbos Garrett para medir velocidades en los turbocompresores. Esta opción se descartó debido al alto costo de este producto.

10.6 Medición de caudal de aire

Para poder verificar que el caudal de aire es el mismo que se estimó en los cálculos preliminares, es importante agregar un caudalímetro de aire. Este puede estar ubicado antes de la entrada del compresor o a la salida del mismo.

Para medir el caudal existen varias opciones. A continuación se mencionan las opciones más factibles que se encontraron para el proyecto, aunque ninguna se implementa en esta etapa. Los métodos que incluyen grandes pérdidas de carga como por ejemplo el método de placa orificio se descartaron, ya que para la turbina se buscan minimizar estas pérdidas.

En un primer lugar se pensó en utilizar un caudalímetro MAF (Mass Air Flow) automotriz. Por lo que se pudo averiguar, en el mercado existen varios tipos de estos caudalímetros con diferente calidad y errores de medición. Hay algunos que son muy económicos pero son muy poco precisos, los cuales sirven solamente para un determinado modelo de motor de combustión interna. Los fabricantes de estos dispositivos generalmente no publican las curvas que relacionan el voltaje de salida con el caudal másico, debido que son para uso automotriz y cada modelo de motor (o vehículo), tiene asociado un determinado MAF.

Estos caudalímetros funcionan con el principio de *hilo caliente*, que consiste en un hilo caliente al cual se le aplica una corriente eléctrica constante. La resistencia es función de la temperatura a la que llega dicho hilo y a su vez la temperatura depende de la velocidad del fluido.

Según la ley de King se puede obtener la siguiente relación [5].

$$q = I^2 R = I V = a + b (\rho v)^{1/2} \quad (61)$$

Con esta relación, se puede obtener la curva del MAF. Para sacar las constantes a y b de la ecuación anterior es necesario primero ensayar dicho caudalímetro con una velocidad conocida (además de la corriente y voltaje).

La segunda opción considerada para medir caudal de aire, es un tubo Pitot. Este método consiste en medir la diferencia de presión estática y presión de estancamiento provocada por la velocidad del aire. Esta diferencia de presión se mide mediante un tubo como muestra la Figura 35.

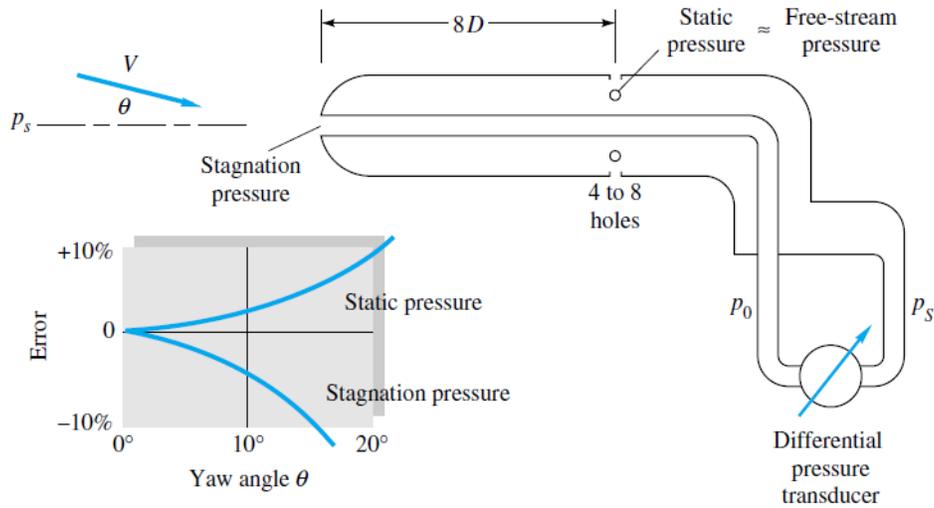


Figura 35: Principio de funcionamiento de Tubo de Pitot

Mediante la siguiente fórmula se puede determinar la velocidad del fluido:

$$v = \left[2 \cdot \frac{(p_0 - p_s)}{\rho} \right]^{1/2} \quad (62)$$

Con el área y la velocidad se puede estimar el caudal volumétrico.

Este método se puede implementar fácilmente y es una solución más económica que la discutida anteriormente. Pero como muestra la figura anterior tiene la gran desventaja de que si este tubo no se alinea de manera adecuada a la dirección a la que fluye el fluido, se pueden llegar a tener errores de medición significativos.

11. Sistemas auxiliares

Para el funcionamiento de la turbina se diseñaron los siguientes sistemas auxiliares, sin los cuales el proyecto no estaría en condiciones de ser puesto en marcha.

11.1 Inyección de agua

Tal como se mencionó anteriormente, se le inyecta agua a la cámara de combustión con el fin de bajar la temperatura de los gases de combustión. Producto de esto se incrementa el caudal de gases que circula por el rodete de la turbina, debido al vapor de agua que se genera, compensando en parte la pérdida de entalpía. Para la inyección se tuvo que seleccionar una bomba que sea capaz de elevar la presión del agua, para que pueda ingresar a la cámara de combustión y que dicha presión sea suficiente para poder garantizar una pulverización satisfactoria. Se buscó una bomba de agua que tuviera la característica de tener relativamente bajo caudal (igual al calculado anteriormente, que no es un caudal muy grande) y alta presión. Cuanta mayor sea la presión, mejor es, ya que el agua se pulveriza con gotas más finas formando así una nube de agua. Se quiere lograr que la gota pulverizada sea lo más pequeña posible, ya que cuanto más chica sea, se evaporará más fácilmente y con mayor rapidez, porque la relación de área superficial - volumen es mucho menor. Hay que tener en cuenta que la evaporación es un fenómeno de superficie.

Para la selección de una bomba adecuada se tuvieron en cuenta las posibilidades que se mencionarán a continuación.

En primer lugar se analizó la posibilidad una *bomba dinámica*. Las más adecuadas dentro de esta clasificación son las bombas periféricas, ya que alcanzan presiones más altas que las bombas centrífugas, pero entregan menores caudales (motivo por el cual se descartaron las bombas centrífugas). El problema de estas bombas es, que si bien entregan alta presión a bajos caudales, la presión alcanzada para el caudal requerido es relativamente baja. En la Figura 36 se muestran curvas de una familia de bombas periféricas (Marca de la Bomba BIGGER)

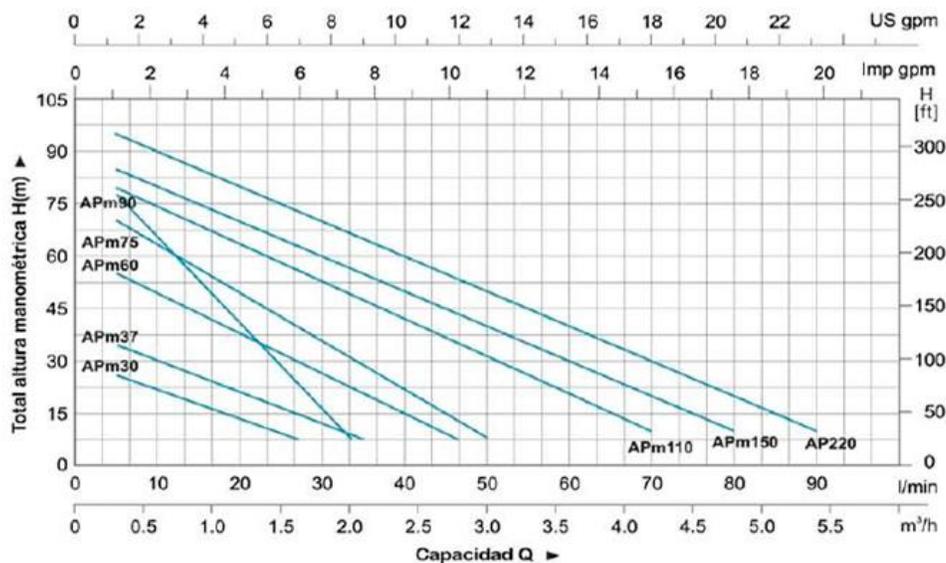


Figura 36: Curvas de funcionamiento de una bomba periférica

La bomba que alcanza la mayor presión es el modelo AP220, que tiene una potencia de 3 HP y llega a una altura máxima de 100 mca (aprox. 10 bar). Para garantizar una satisfactoria pulverización se estimó una diferencia de presión necesaria de por lo menos 15 bar, por lo cual había que buscar una bomba de mayor tamaño y mayor potencia, que representaría un costo muy alto e injustificable. Es por eso que se descartó este tipo de bombas.

Otra desventaja de las bombas dinámicas es la regulación de caudal. Como se ve en la figura, esta bomba tiene una curva en la cual el caudal depende de la presión, es decir de la instalación de agua. Por lo tanto hubiera sido necesario diseñar un sistema de regulación de caudal.

Habiendo descartado las bombas dinámicas, se investigó la posibilidad de usar *bombas de desplazamiento positivo*. En primer lugar se pensó en utilizar una bomba de aceite automotriz. Para eso se hubiera tenido que conseguir también un motor eléctrico como motor impulsor de la bomba y un regulador de velocidad del motor eléctrico para poder regular el caudal. La suma de motor eléctrico con bomba de aceite, si bien es una solución válida, hubiera elevado los costos, por lo cual se descartó esta opción.

Por último se analizó la posibilidad de usar una *hidrolavadora* que consiste en una bomba de agua a pistones (de desplazamiento positivo), que entrega un caudal constante y puede llegar a elevar la presión por arriba de los 100 bar (según las especificaciones técnicas de la seleccionada, 120 bar), lo cual es ideal para la pulverización.

Para eso se seleccionó la hidrolavadora Blue Clean 610 (ver Figura 37) con las siguientes características técnicas:

Hidrolavadora de agua fría monofásica de 120 Bares/1.750 Lbs/in². y 8,3 Litros/min. Motor de 2.200 W con protector térmico.



Figura 37: Hidrolavadora utilizada para la inyección de agua

Esta bomba tiene un cigüeñal de 3 pistones cerámicos con un manómetro integrado. Tiene la posibilidad de poder regular la presión de agua máxima mediante una perilla giratoria.

El agua para la inyección, será el agua corriente de red y se alimenta directamente con una manguera a la hidrolavadora.

En la Figura 38 se muestra un esquema del sistema de inyección de agua.

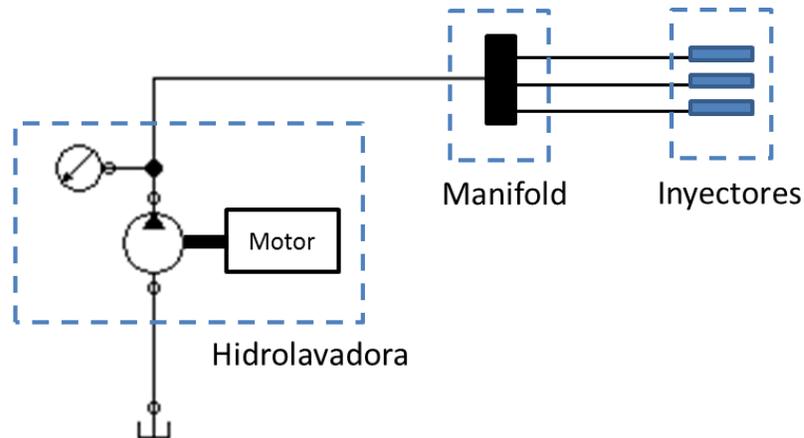


Figura 38: Circuito de inyección de agua

Como se ha mencionado anteriormente se utilizarán 3 inyectores de agua. Como la hidrolavadora tiene solamente 1 salida, se tuvo que realizar un “manifold” de una entrada y tres salidas para vincular la salida de la bomba con los 3 inyectores.

En la siguiente figura (Figura 39) se muestra un detalle isométrico del manifold utilizado en el cual se puede observar la entrada (1/2 BSP) y las 3 salidas (1/4 BSP cada una):

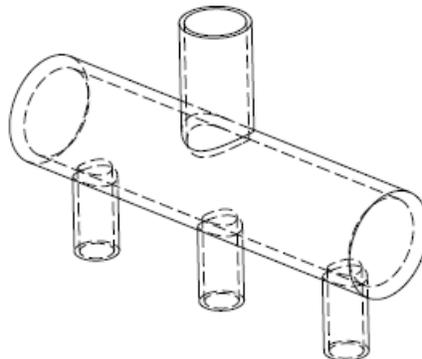


Figura 39: detalle manifold de inyección de agua

Para unir las 3 salidas del manifold con los inyectores, se utilizaron mangueras de alta presión utilizadas generalmente en sistemas hidráulicos. Dichas mangueras pueden soportar presiones de hasta 400 bar.

11.2 Sistema de lubricación

Para tener funcionando al turbocompresor sin daño alguno, es necesario lubricar sus cojinetes. Es decir que hay que mantener un flujo y presión de aceite determinado cada vez que el turbo se encuentra girando a altas velocidades. Debido que el rotor gira a velocidades elevadas (mayores a 100.000 rpm), si no se están lubricando los cojinetes, estos se dañarían en cuestión de segundos. Por lo tanto es importante tener asegurado el funcionamiento del sistema de lubricación.

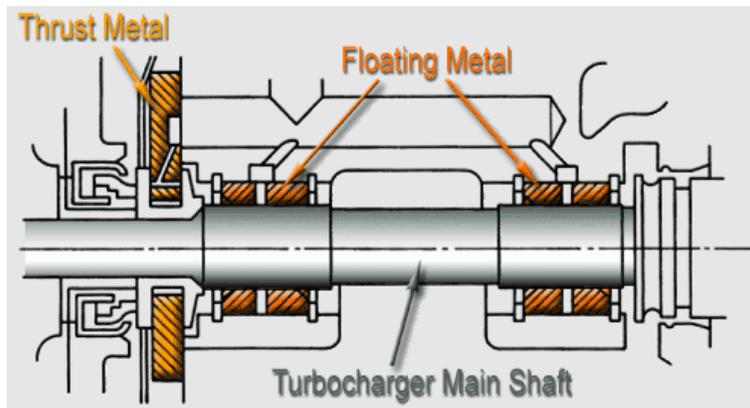


Figura 40: Cojinetes radiales y axiales del turbo

El turbo compresor posee cojinetes hidrodinámicos, tanto axiales como radiales, como muestra la Figura 40. Cuando comienza a girar el rotor, y debido a ello, se forma una película lubricante que evita que la superficie del eje del rotor haga contacto con la superficie del cojinete (por la presencia de la película de aceite). La presión de la bomba de aceite sólo tiene la función de asegurar la circulación de caudal de lubricante, para evitar la eventual ruptura de la película del mismo, y para mantenerla temperatura del aceite en valores correctos, gracias a su renovación. Este caso, y dado el bajo peso del eje y los rotores del compresor, la presión de la bomba de aceite contribuirá a que el eje del rotor se aproxime más a ubicarse coincidentemente con el eje del cojinete, de acuerdo con la teoría simplificada de Petrov de la lubricación hidrodinámica. El valor de la presión de la bomba debe asegurar lo anterior pero tampoco debe ser excesiva, a fin de evitar el deterioro de los retenes de aceite, con la consecuente pérdida de lubricante hacia los rotores del compresor y de la turbina.

El manual del turbo Garrett recomienda una presión aproximada de 40 psi para su turbo modelo GT4288 (equivalente al turbo utilizado). Se buscó alguna especificación técnica del modelo y marca del turbo en cuestión, pero no se pudo encontrar ningún dato concreto. Tampoco el proveedor suministró datos sobre la presión.

Es por eso que se tomó como referencia la presión recomendada en el manual de Garrett. De todas formas, esta presión se puede ajustar en función de la performance de la turbina, modificando la velocidad de giro del eje de la bomba de aceite (se explica más adelante).

La bomba elegida para el sistema de lubricación fue una bomba de aceite de un motor automotriz. Estas tienen la gran ventaja de ser baratas, confiables, sencillas y existe una amplia oferta. Para eso se eligió una bomba que fuera fácilmente adaptable para la aplicación en particular. Hay que tener en cuenta que las bombas automotrices ya vienen diseñadas para ser colocadas en el bloque del motor. Por lo tanto hay algunos diseños que no se pueden adaptar debido a su diseño o adaptarlos se vuelve poco práctico.

La bomba automotriz más adecuada que se encontró en el mercado, fue la bomba de un Renault Clio/Kangoo, mostrada en la Figura 41. El modelo del motor es "F8Q Diesel". Dicha bomba ya tiene incluido el eje con un piñón para una cadena. Como toda bomba de aceite de desplazamiento positivo tiene una válvula limitadora de presión que deriva el aceite nuevamente hacia al tanque de aceite cuando su presión de salida llega a un cierto valor, el cual depende de la constante elástica del resorte que posee el mecanismo de la limitadora.



Figura 41: Bomba de aceite

Tal como se mencionó, la bomba es de desplazamiento positivo y es de engranajes. El caudal depende de la velocidad del eje de la bomba y generalmente se puede considerar una relación lineal entre la velocidad de giro con el caudal bombeado. La presión alcanzada dependerá del circuito de aceite y del caudal. A mayor caudal, mayor será la presión alcanzada para un circuito dado.



Figura 42: Vista interior (engranajes) de la bomba de aceite

La bomba es impulsada mediante un motor eléctrico. No se puede saber exactamente de antemano la velocidad de giro necesaria de la bomba para alcanzar una presión deseada. Por este motivo, se coloca un manómetro que mide la presión de aceite y a su vez se le coloca al motor un variador de velocidad. Por lo tanto se ajusta la presión variando la velocidad del motor y mediante el manómetro puede verificarse la presión alcanzada.

El proveedor tampoco informó ninguna especificación sobre el caudal de aceite. Como estimación preliminar, se buscó caudales típicos de turbocompresores. Dichos caudales están comprendidos entre 1,5 y 3 kg/min.

El motor seleccionado para impulsar la bomba fue un taladro eléctrico (Marca Starke de 450 W), que tiene un motor monofásico con escobillas y potencia suficiente para el bombeo del aceite. Se tenían también disponibles motores eléctricos monofásicos de jaula de ardilla. Estos se descartaron, ya que es muy costoso y difícil conseguir la electrónica que permite la variación de velocidad del motor. Hay que tener en cuenta que para variar la velocidad de un motor de jaula de ardilla, es necesario variarle el voltaje y la frecuencia al mismo tiempo, para que la corriente de magnetización del estator se mantenga constante. Con el taladro, la electrónica para variar la velocidad de giro del motor es muy sencilla y barata. El acople de la bomba también se facilitó con

el taladro, ya que se sacó el piñón que venía con la bomba y se acopló directamente el eje de la bomba con el mandril, y no se necesitó de una transmisión por cadena o poleas. La desventaja de este acople, es la difícil tarea de alinear el eje del motor con el eje de la bomba. Una desalineación considerable genera grandes vibraciones en el conjunto y provoca además desgastes que pueden llevar a la rotura de algún componente de la bomba o motor.

La variación de velocidad del motor, se realizó mediante un control de potencia electrónico (también conocido como dimmer). En la siguiente Figura 43 se muestra el esquemático del circuito electrónico implementado.

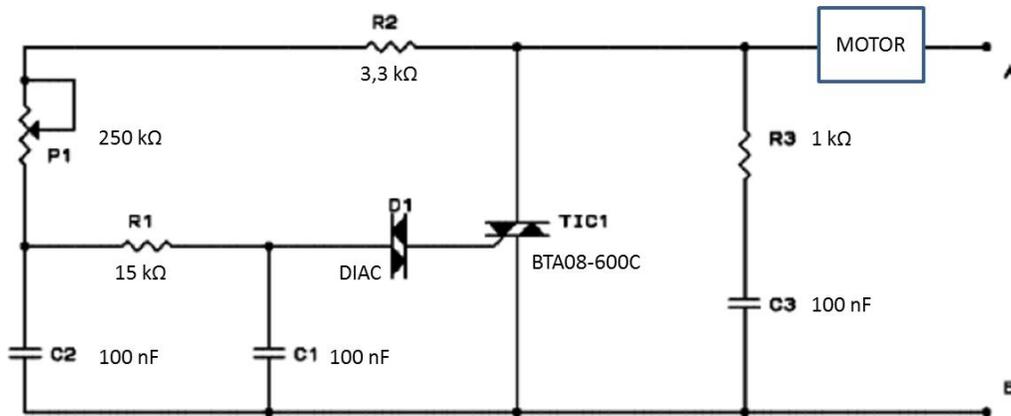


Figura 43: Esquemático del variador de velocidad (dimmer)

Variando el valor de la resistencia el potenciómetro de 250K (mediante una perilla giratoria), se puede regular el ángulo de disparo del TRIAC y cuanto mayor sea este ángulo, menor será la potencia transmitida y por lo tanto menor la velocidad del motor (a igual torque).

Para poder verificar que la potencia del motor seleccionado fuera suficiente, se estimó en un primer lugar, la potencia necesaria con la siguiente ecuación.

$$Pot = \frac{\Delta P \cdot Q}{\eta} \tag{63}$$

ΔP es la diferencia de presión alcanzada por la bomba, Q es el caudal volumétrico y η el rendimiento de la misma. Tal como se mencionó anteriormente, la bomba debe ser capaz de elevar la presión hasta aproximadamente 40 psi (276 kPa). Por lo que se pudo averiguar, las bombas de engranajes tienen aproximadamente un rendimiento de 0,85, por lo tanto se toma este valor. Si se toma un caudal 3.5 l/min (el caudal antes mencionado), el valor de la potencia es el siguiente

$$Pot = \frac{276 \cdot 3.5}{0.85} = 19 W \tag{64}$$

Esta potencia puede variar con la temperatura del aceite, ya que al cambiar la temperatura cambia también su densidad y viscosidad. Como se puede observar, su valor obtenido es relativamente bajo y la mayoría de los taladros supera ampliamente este valor de potencia.

En la siguiente figura (Figura 44) se presenta un esquema del sistema de lubricación.

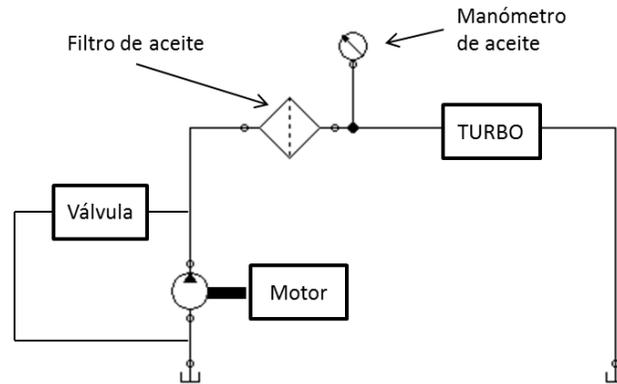


Figura 44: Circuito de lubricación

En la Figura 44 se observa también un sistema de retorno adicional, que se instala a la salida de la bomba y dicho retorno se lo limita con una válvula. Si no estuviera este bypass, para alcanzar el caudal requerido, el motor (taladro) debería girar a muy poca velocidad. Si gira a poca velocidad, el ventilador del motor (que gira a una velocidad proporcional al eje) no es capaz de disipar el calor generado en las bobinas y provoca un sobrecalentamiento pudiendo dañar el motor irreversiblemente. Teniendo el bypass se puede aumentar la velocidad del taladro, teniendo así una buena disipación de calor y el caudal excedente circula por dicho bypass retornando directamente al tanque de aceite.

La bomba misma tiene en su entrada una malla metálica que filtra partículas sólidas. Para filtrar partículas más finas, se coloca en el circuito de aceite entre el turbo y la bomba un filtro de aceite adicional. Para poder integrar este filtro al circuito, fue necesaria la adquisición de una base de filtro. Se buscó que esta base fuera fácilmente adaptable al sistema, es decir que tuviera roscas a la entrada y salida.

La base de filtro que se encontró en el mercado y que mejor se adapta, pertenece a un motor Perkins. El mismo viene en la entrada y salida de aceite con roscas, en las cuales se puede colocar racores de 3/8". Luego en estos racores se puede acoplar fácilmente una manguera. Esta base de filtro tiene además la ventaja de que tiene una rosca adicional a su salida, que permite colocar el manómetro.

Para transportar el aceite y conectar el circuito, se utilizaron mangueras de alta presión de 3/8". Estas mangueras de caucho tienen un diámetro interior nominal de 9.5 mm y soportan presiones de 35 bar.

La entrada de aceite del turbocompresor tiene una rosca hembra M16x1.25. La zona cercana a esta entrada se encuentra a alta temperatura con la máquina en régimen, ya que está cerca de la turbina, la cual está a alta temperatura y transfiere el calor a sus alrededores. Por lo tanto es recomendable no usar las mangueras de caucho en esta zona, ya que el material no aguanta estas temperaturas y empieza a perder propiedades. Es por eso que se decidió utilizar una cañería de cobre. Para ello se utilizó un tubo de cobre con diámetro interior de 10 mm y 12 mm de diámetro exterior. El tubo utilizado tiene un largo de 19 cm y en los extremos se realizaron roscas de ¼ BSP. Para acoplar este tubo al turbo se utilizó un bulón M16x1.25, al cual se le realizó un agujero pasante de 8mm concéntrico al eje del mismo y en la cabeza se realizó un agujero también concéntrico de 10 mm de profundidad y diámetro 11.75 mm para luego realizarle una rosca interior de ¼ BSP. Así se puede unir mediante una rosca el tubo con el bulón. En la otra punta del

tubo se roscó un racor de 3/8 para acoplar la manguera. Así la manguera no queda expuesta a una zona de alta temperatura y se evitan posibles problemas. La Figura 45 muestra una foto del conjunto racor, tubo y bulón modificado.



Figura 45: Cañería de aceite en la entrada del turbo

En la Figura 46 se muestra el montaje final de la bomba de aceite con el taladro y recipiente. En esta figura se puede observar la sujeción del taladro mediante abrazaderas. De la bomba sale aceite tanto por la salida como por la válvula de alivio. Además tiene otra salida que lubrica su eje. Por lo tanto la bomba se colocó adentro del recipiente para que estos excedentes caigan nuevamente al depósito del aceite.

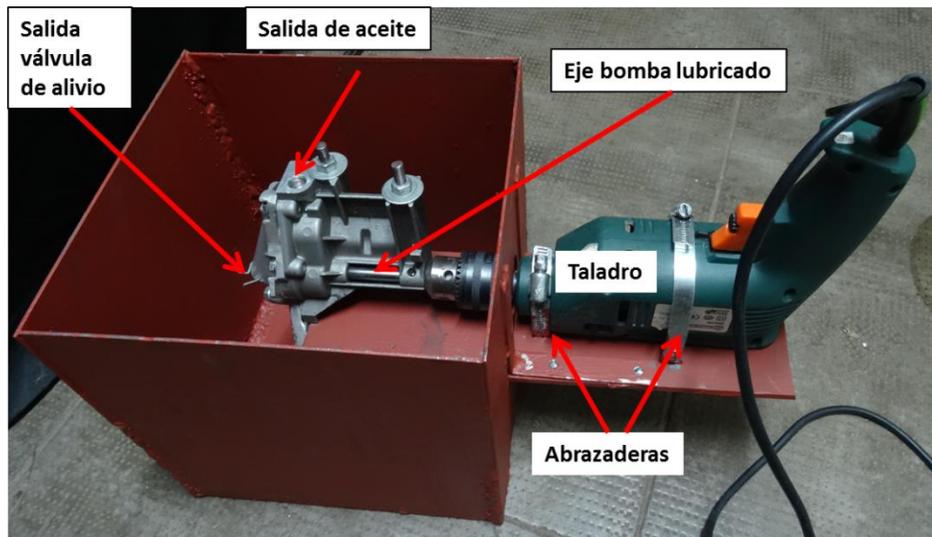


Figura 46: Conjunto bomba, recipiente y motor

El tamaño del recipiente se dimensionó de tal manera, que el aceite se mantenga aproximadamente entre 1 y 2 minutos para que este tenga tiempo suficiente de refrigeración. Teniendo el caudal requerido, se definió una capacidad máxima del recipiente de 6 litros.

Como último dato, el aceite que se utiliza es un aceite de uso automotriz, 15W-40. El motor Scania DSC12, motor que lleva el turbocompresor utilizado en este proyecto, utiliza generalmente la línea de aceites Extravida XV de YPF. Debido a que no se consiguió esta marca, se utiliza un aceite sustituto de la marca Shell, que tiene propiedades muy similares al aceite de YPF (ambos cumplen las mismas normas). La línea de Shell se denomina Rimula R4.

En la Tabla 2 se muestran los atributos básicos de este tipo de aceite.

Rimula R4	
SAE Viscosity Grade	R4 15W-40
Kinematic Viscosity (ASTM D 445)	
@ 40°C mm ² /s	109
@ 100°C mm ² /s	14.7
Dyn. Viscosity (ASTM D 5293)	
@ - 20 °C mPa s	6700
Viscosity Index (ASTM D 2270)	139
Total Base Number mgKOH/g (ASTM D 2896)	10
Sulphated Ash % (ASTM D874)	1.2
Density @ 15°C kg/l (ASTM D 4052)	0.888
Flash Point (COC) °C (ASTM D 92)	230
Pour Point °C (ASTM D97)	-36

Tabla 2: Especificaciones del aceite utilizado para el sistema de lubricación.

11.3 Sistema de encendido

Para el sistema de encendido se utiliza una bujía de encendido con único electrodo. La bujía utilizada tiene en un extremo una rosca de ¼ BSP para su sujeción con una varilla de Kanthal, que resiste altas temperaturas. Según el fabricante dicha varilla puede soportar temperaturas de hasta 1.375 °C. Para aislar la varilla de la rosca, la bujía posee un aislamiento cerámico.

La varilla tiene un largo de 11 cm, 2 mm de diámetro y se dobla como muestra la Figura 47 (el electrodo original es recto). Se quiere que la chispa salte adelante del inyector, ya que por él sale el combustible y así se optimizará el encendido.

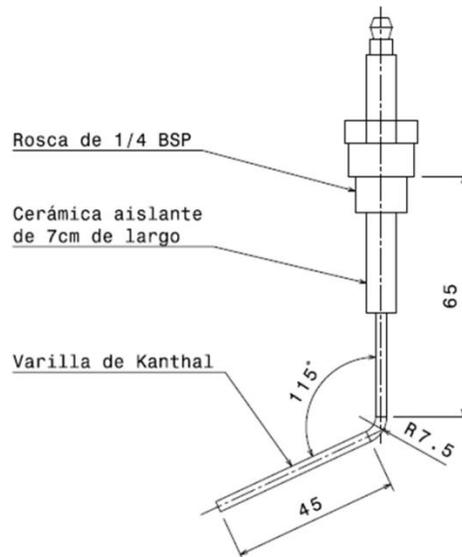


Figura 47: Dimensiones generales del electrodo de encendido

Toda la cámara de combustión y estructura será el potencial de referencia para el arco voltaico, por lo que se tuvo que cuidar que la distancia entre el electrodo y la cámara sea la adecuada en el lugar donde se quiere lograr el arco voltaico, es decir enfrente del inyector.

También se tuvo en cuenta la optimización del largo de la varilla. Es decir que se buscó posicionar la bujía de tal manera para que la varilla sea lo más corta posible. No hay que olvidar que dicho componente se encuentra en el camino de un flujo de aire, por lo que está sometido constantemente a perturbaciones mecánicas debido a la fuerza que le ejerce el fluido. Por lo tanto cuanto más larga sea la varilla, mayores serán las deflexiones de la misma, lo cual es completamente indeseado.

Como fuente de alto voltaje, se utiliza un encendido “tipo Magiclick” que consiste básicamente en un dispositivo piezoeléctrico que genera alta tensión. Este dispositivo fue la opción más económica y sencilla. Otra alternativa válida hubiera consistido en utilizar una bobina de encendido de un automóvil que genera alta tensión o un transformador de alta tensión. Así se aumentaría considerablemente la confiabilidad de encendido. En la Figura 48 se puede observar circuito de encendido.

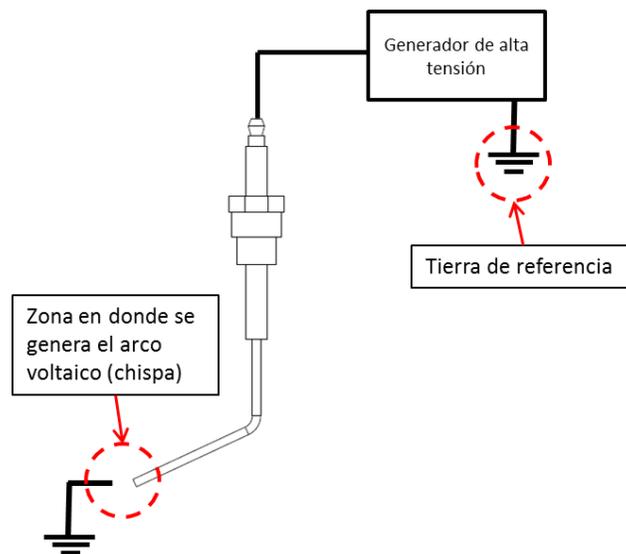


Figura 48: Circuito de encendido

En la Figura 49 se puede observar una foto del generador de tensión y electrodo de encendido utilizado (en la foto todavía no se dobló).



Figura 49: MagiClick y electrodo de encendido

Luego de algunas pruebas iniciales, se reemplazó el encendido tipo “Magiclick” por una fuente de alta tensión de las utilizadas en calderas (tal como se explicará en la sección 13).

11.4 Sistema de combustible

Tal como ya se mencionó anteriormente se utiliza gas propano como combustible de la turbina. Para ello se necesita de una garrafa que contenga dicho gas.

En la Figura 50 se muestra el esquema del sistema de combustible.

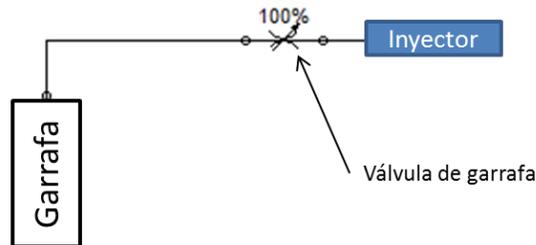


Figura 50: Circuito de combustible

En él se puede ver un regulador de caudal, el cual se utiliza para ajustar el caudal de propano a un valor deseado. La misma válvula que viene con la garrafa se utiliza para regular el caudal, aunque esta no sea la apropiada para esta aplicación. Idealmente en un futuro proyecto se debería colocar una válvula reguladora de caudal junto con un caudalímetro, para así controlar la cantidad de combustible inyectada.

12. Montaje final

En las Figura 51 y Figura 52 se puede ver el ensamble final del equipo y en ella están señalados algunos de sus componentes.

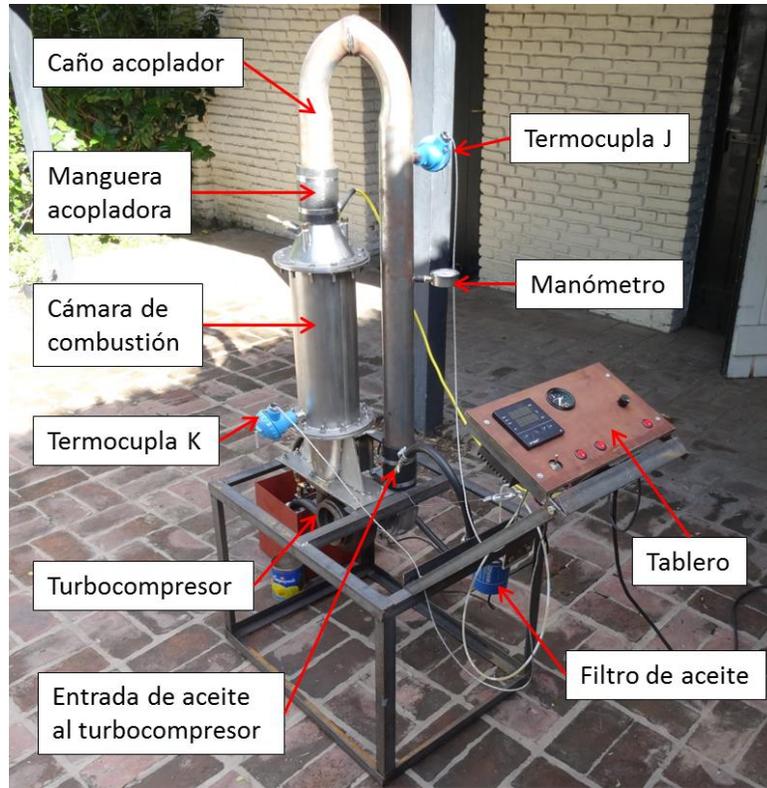


Figura 51: Ensamble final

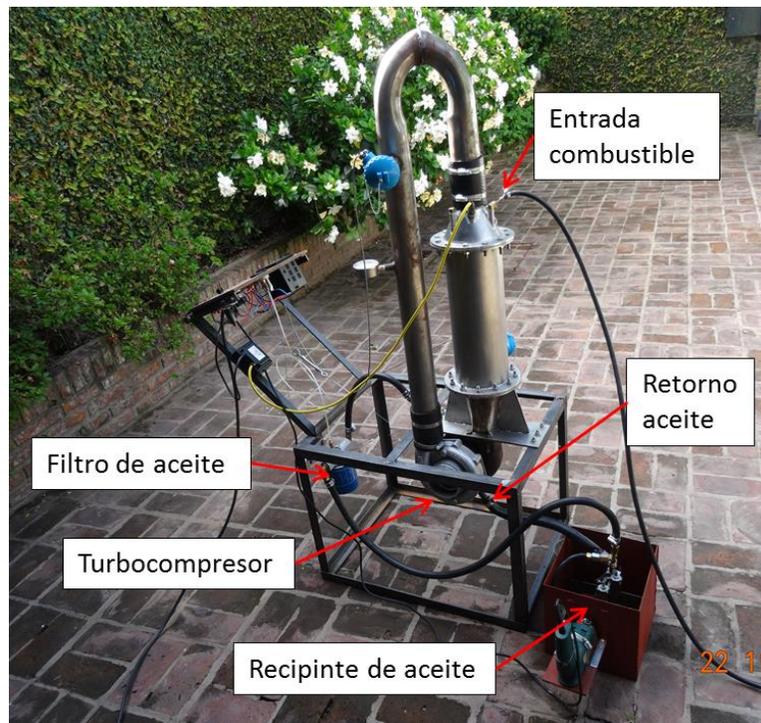


Figura 52: Ensamble final

12.1 Estructura Soporte

El conjunto formado por el turbocompresor y la cámara de combustión se apoyó sobre una estructura diseñada para tal fin. Se realizó mediante el soldado de perfiles “L” de tamaño 5/4”x 5/4”x 1/8”, resultando en un tamaño final de la estructura de 50 cm de ancho, 50 cm de alto y 70 cm de largo. Además sobre el soporte se colocó un tablero desde donde se manejará el equipo. En un siguiente apartado se describe este panel eléctrico.

La cámara de combustión se colocó sobre dicha estructura de manera que quedara en posición vertical y que las gotas de agua que no se evaporan vayan en la dirección correcta con ayuda de la gravedad. Si se dispusiera de manera horizontal por ejemplo, las gotas de agua no evaporadas podrían juntarse formando depósitos indeseados en algunos lugares inapropiados de la cámara de combustión.

12.2 Conexión compresor con la cámara de combustión

Para poder vincular la salida del compresor con la cámara de combustión, se utiliza un caño de acero de 3” de diámetro (76 mm de diámetro externo). Dicho diámetro es estándar para tubos sin costura. Para lograr dicha conexión el tubo debe tener una curva de 180 grados y una distancia entre centros de 176 mm.

Mediante una dobladora de caños se intentó doblar el tubo 180 grados con un radio de curvatura de 1.5 veces el diámetro del caño (radio mínimo para doblar un caño). Cada vez que se trató de doblar 180 grados, el caño se corrugaba en la zona donde se doblaba. Por lo que finalmente se optó por doblar 2 caños a 90 grados y luego soldarlos entre sí para formar una “U”. En este caño se soldaron además cuplas de ¼ y ½ BSP para la colocación del manómetro y termocupla respectivamente.

Para unir este caño a la entrada de la cámara de combustión y salida del compresor, se utilizó una manguera de 3” de uso automotriz. Esta manguera se fija mediante abrazaderas.

12.3 Panel eléctrico

El panel de control está fabricado a partir de una pieza de madera tipo *fibra fácil*, enchapada, de 1 cm de espesor. Sobre el mismo se disponen los elementos de puesta en marcha y funcionamiento de la turbina de gas construida. En el plano que se muestra a continuación (Figura 53), de derecha a izquierda: encendido del circuito de lubricación (en el plano, “llave de aceite”), encendido del circuito de inyección de agua (“llave de agua”), y el encendido del display de temperaturas (“llave de display”). Hay además un llave selectora para cambiar la temperatura mostrada en el display, entre la que mide una u otra termocupla. Arriba, también de derecha a izquierda, un potenciómetro para variar la velocidad de la bomba de aceite, el manómetro que muestra la presión del circuito de aceite, y por último el display.

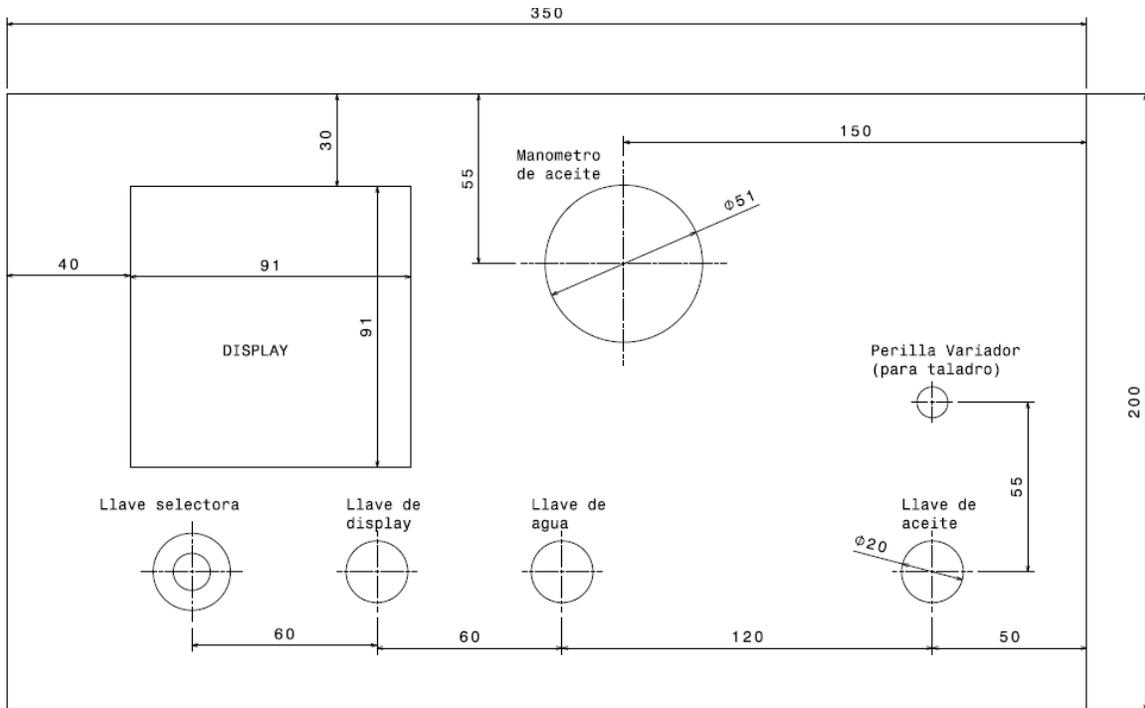


Figura 53: Disposición del panel eléctrico de mando

Detrás de esto, el circuito eléctrico es el que se muestra a continuación, Figura 54.

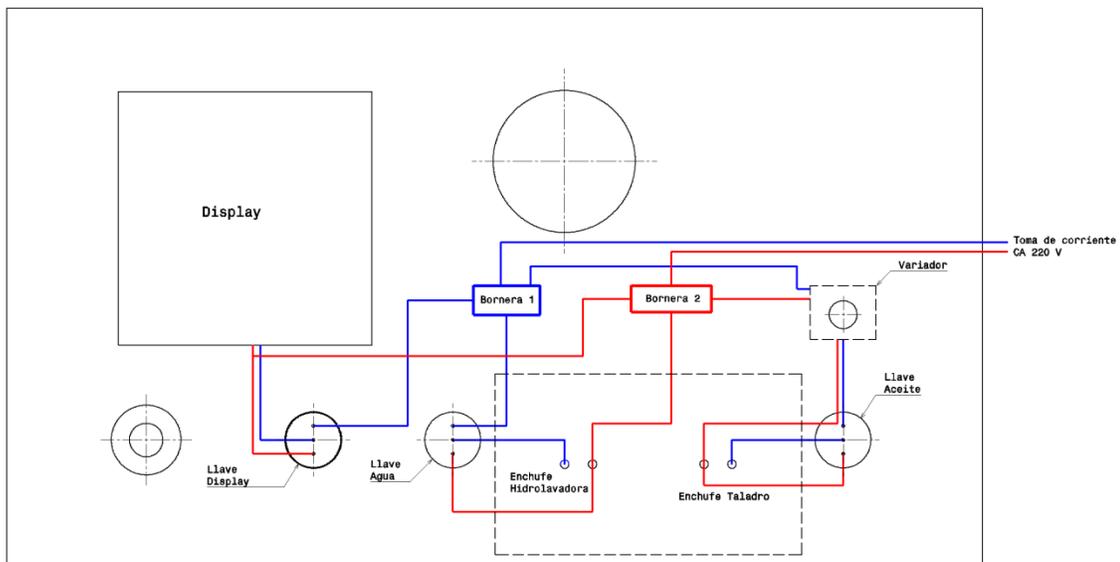


Figura 54: Esquemático del circuito eléctrico del panel de control

Como fuente de alimentación se utiliza la toma de 220 V de corriente alterna. Incluso el display se alimenta con esta tensión para su funcionamiento. Detrás del panel eléctrico se realizaron todos los conexiones eléctricos y la colocación de 2 enchufes para poder enchufar la hidrolavadora y taladro del circuito de aceite.

Tal como se mencionó anteriormente, se utilizó una llave selectora para elegir la temperatura que se quiere mostrar en el display. El conexionado de las termocuplas es el que muestra la Figura 55

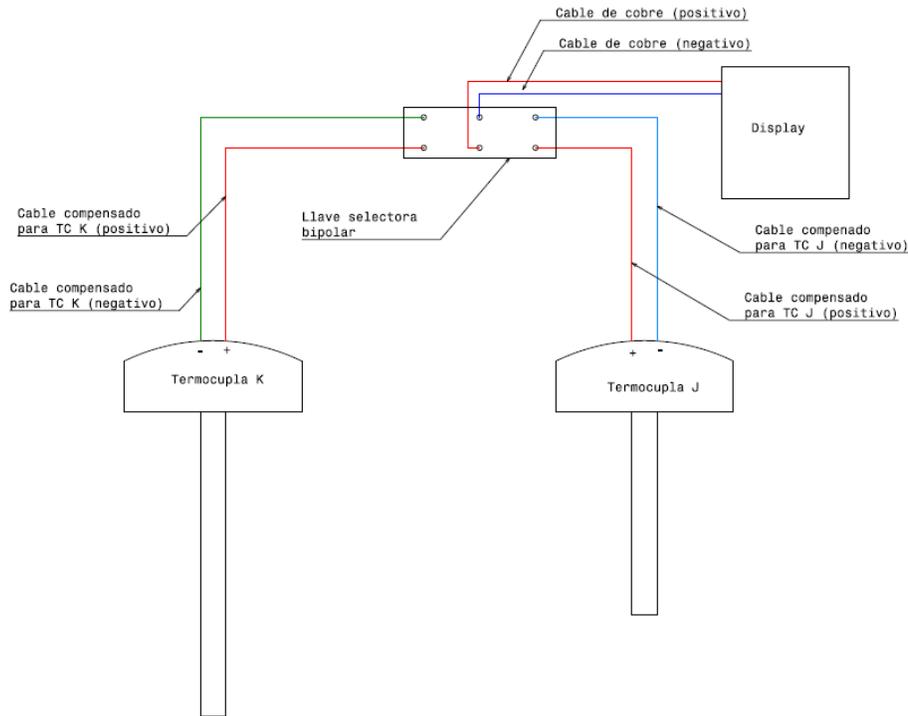


Figura 55: Conexionado de las termocuplas

Como se puede observar entre las termocuplas y la llave selectora se utilizaron cables compensados y entre el display y llave selectora se utilizaron 2 cables de cobre, trenzados entre sí para contrarrestar algún ruido electromagnético.

12.4 Mecanizado de bridas y utilización de juntas

Las bridas soldadas en la cámara de combustión sufrieron deformaciones debido a las tensiones residuales formadas durante la soldadura. Por este motivo, su planitud se vio alterada, afectando así la sellabilidad de la cámara por la luz entre ellas. Para contrarrestar este efecto, se volvieron a mecanizar las bridas con el conjunto ya armado. Este trabajo se realizó en el taller que el ITBA posee en Barracas, CIDIM, en la fresa CNC.

Para además asegurar la sellabilidad, se utilizaron juntas. Estas se fabricaron a partir de un material utilizado en la industria automotriz, para sellar la unión del múltiple de escape con el bloque de motor. Este material es capaz de resistir altas temperaturas, por lo que es el indicado para esta aplicación. También se utiliza esta misma junta entre la salida de la cámara de combustión y la entrada de la turbina.

13. Puesta en marcha

Teniendo toda la máquina debidamente ensamblada se procedió a realizar pruebas, utilizando una garrafa de 3 kg de GLP como combustible que no contiene propano puro. El objetivo principal de estas pruebas fue encontrar fallas de la máquina y comprobar su arranque y funcionamiento. A continuación se detallan los resultados y conclusiones de dichas pruebas.

Prueba I 24/10/2014:

En esta prueba, en una primera instancia no se pudo lograr un encendido de la llama mediante el generador de chispa tipo Magiclick. La causa de este inconveniente fue principalmente por la ubicación del electrodo de encendido, ya que donde se generaba la chispa no fluía combustible. Cambiar de lugar el electrodo resultaba muy difícil por lo que se optó en agregarle un agujero al inyector el cual “apuntara” hacia el lugar donde se generaba la chispa con el fin de asegurar el encendido. Esto dio resultado positivo, ya que se logró un encendido.

Una vez que la llama encendió, el equipo arrancó, pero debido a que la temperatura a la entrada de la turbina superaba en muy poco tiempo los 800 °C, se debía cortar el suministro de combustible para apagar la llama y evitar así cualquier daño al equipo.

En esta prueba se tuvo que solucionar además un pequeño inconveniente con el sistema de aceite. El mandril del taladro se aflojaba debido a que el eje de la bomba estaba mal centrado respecto al eje del taladro y debido a esto, no se podía lograr una buena sujeción del mandril. Corrigiendo el centrado se solucionó el inconveniente.

Prueba II 28/10/2014

En esta prueba si bien se lograba encender la llama (con dificultad), no se logró que la turbina funcione en régimen. Cuando se retiraba el soplador, las revoluciones de la misma decaían hasta llegar a 0 rpm y en esos casos la llama se apagaba por falta de oxígeno.

La garrafa de GLP se enfriaba debido a la descompresión, perdiendo así presión de inyección de gas. Como consecuencia, el caudal de gas disminuye (sin alterar la apertura de la válvula), y la llama se torna inestable, hasta apagarse. Por este motivo se optó por sumergir parcialmente la garrafa en un baño de agua caliente, evitando el descenso pronunciado de la temperatura.

En estas dos primeras pruebas se observó que el largo de la llama superaba el largo de la cámara de combustión y se veía a la salida de la turbina. Es por eso que se decidió cambiar el diseño del inyector para así también mejorar la mezcla del aire con el combustible. Se taparon los agujeros del inyector (mediante soldadura) y se hicieron nuevos. En vez de realizarlos al frente del inyector, estos se realizaron orientados más hacia el centro del mismo, a 45° respecto a su posición original. Con esto se asegura un mezclado del combustible con el aire más eficiente, ya que las direcciones del flujo de ambos fluidos no son más colineales. Además, en vez de 7 agujeros de 1mm, se realizaron 5, aumentando la presión de inyección de combustible.

Prueba III 9/11/2014

Debido a la dificultad (y incomodidad) que presentó el encendido en las pruebas anteriores, se decidió cambiar el sistema de la generación de la chispa. El encendido tipo “magiclick” se reemplazó por un transformador de encendido (220V/8Kv). Esta fuente genera un arco voltaico de alta frecuencia (50 Hz) que mejora y facilita considerablemente el encendido.

La Figura 56 muestra una foto del transformador utilizado.



Figura 56: Transformador de encendido

Se logró poner en marcha el equipo correctamente una única vez y luego el contenido de la garrafa no fue suficiente para lograr una presión de suministro de combustible adecuada para mantener una llama estable (ni siquiera calentando la garrafa).

Prueba IV 16/11/2014

Con la garrafa cargada nuevamente, se lograron sucesivos arranques satisfactorios. A partir de este resultado positivo, se procedió a probar el funcionamiento del equipo con inyección de agua. En un primer intento, el caudal de agua fue muy grande y la pulverización pobre, ocasionando la “inundación” de la cámara de combustión. Para no provocar el daño del rodete de la turbina por las gotas de agua, se decidió a apagar el equipo.

Para lograr la completa evaporación dentro de la cámara de combustión se hizo necesario disminuir al caudal de agua para asegurar la evaporación del agua. Como solución provisoria se realizó un bypass del caudal de agua precario, disminuyendo así el caudal de agua entrando a la cámara de combustión. Así se logró un funcionamiento del equipo con una completa pulverización de agua. Queda para un futuro proyecto mejorar el diseño del sistema de inyección de agua.

La temperatura T3 alcanzada en estos arranques fue de aproximadamente 800°C; y la presión medida a la salida del compresor fue 0.75 bar.

14. Tareas pendientes para futuros proyectos

Como se comentó a lo largo del informe, muchas cosas fueron analizadas pero no se implementaron en esta primera instancia. Quedarán pendientes para un futuro proyecto de mejoras y optimización.

Uno de los puntos más importantes que se deberán tener en cuenta a futuro, es todo lo relacionado con la instrumentación de la turbina de gas. Para empezar, se debe resolver la medición del caudal de aire que ingresa a la etapa compresora. En la sección *Medición de caudal de aire*, en la página 45, se discutió la utilización de un caudalímetro MAF. Hay otras opciones que se podrían desarrollar, como el uso de un tubo Pitot, un Venturi, o una placa orificio, entre otras.

En lo que respecta a la medición de las rpm del turbocompresor, en esta primera instancia se utilizará un estroboscopio, pero lo ideal sería desarrollar una instalación fija que no necesite de la presencia de una persona tan cerca del equipo. También se han discutido algunas opciones en la sección *Velocidad del turbocompresor*, página 44, pero se necesitará de un trabajo más profundo para lograr la implementación.

Para la instalación del sistema de combustible, faltaría agregar una válvula de seguridad. Esta es una electroválvula que debería estar conectada al circuito de aceite, para así permitir el pasaje de combustible si y solo si la bomba de aceite está funcionando. Esto está vinculado con la criticidad del sistema de lubricación que se discutió en la sección correspondiente. Con la electroválvula se puede aprovechar la salida a relé del controlador. Si la temperatura de la cámara de combustión supera un determinado valor crítico, con la salida a relé del controlador se puede cerrar la válvula cortando así suministro de gas y protegiendo el equipo. También es necesario agregar un caudalímetro, el cual permita obtener el consumo de combustible. Será necesaria una mejor regulación del caudal de combustible, debido a las deficiencias que presenta el sistema actual: la simple válvula de la garrafa. Tal como se mencionó anteriormente será además necesario un sistema de regulación de caudal para la inyección de agua.

Además, por otro lado, sería interesante desarrollar un sistema de control realimentado con las variables del proceso. Integrar la adquisición de datos del ciclo en el equipo a una computadora, que confeccione el diagrama del Ciclo Brayton que está sucediendo en la turbina de gas. Este sistema también podría incluir los modos de parada de emergencia cuando las revoluciones del eje del turbocompresor y la temperatura de los gases a la entrada de la etapa de expansión superen los valores admisibles. Estos son los dos parámetros más críticos que podrían dañar el equipo de no estar controlados. En esta primera instancia, la parada ante una eventual situación de emergencia será de forma manual, cortando la inyección de combustible.

Para poder obtener empuje de esta turbina de gas faltaría diseñar y acoplar una tobera de salida a la salida de la turbina y/o entre la cámara de combustión y la turbina, dado el caudal extra de gases generados por la inyección de agua. En esta primera instancia no se ha analizado nada al respecto de la obtención de empuje del equipo. Queda para un desarrollo futuro.

Por último, se podría realizar una simulación de la combustión que se desarrolla dentro de la cámara de combustión. La herramienta a utilizar podría ser el CFD. Por lo que se investigó para esta primer parte del trabajo, la combustión es uno de los procesos más complejos de simular, y se necesita un muy buen manejo de las herramientas computacionales para obtener resultados que tengan algún valor. Mediante simulaciones computacionales se pueden obtener también perfiles de temperaturas en la cámara de combustión más precisos que los obtenidos en la estimación realizada.

15. Manual de operación de la turbina al 16-11-2014

A continuación se detallan todas las verificaciones y procedimientos a seguir para poder garantizar un adecuado funcionamiento de la máquina.

15.1 Tablero

En el informe se ha mostrado mediante planos y esquemas el posicionamiento de los instrumentos y llaves eléctricas. En la Figura 57 se muestra una foto del tablero y se indica qué es cada cosa.

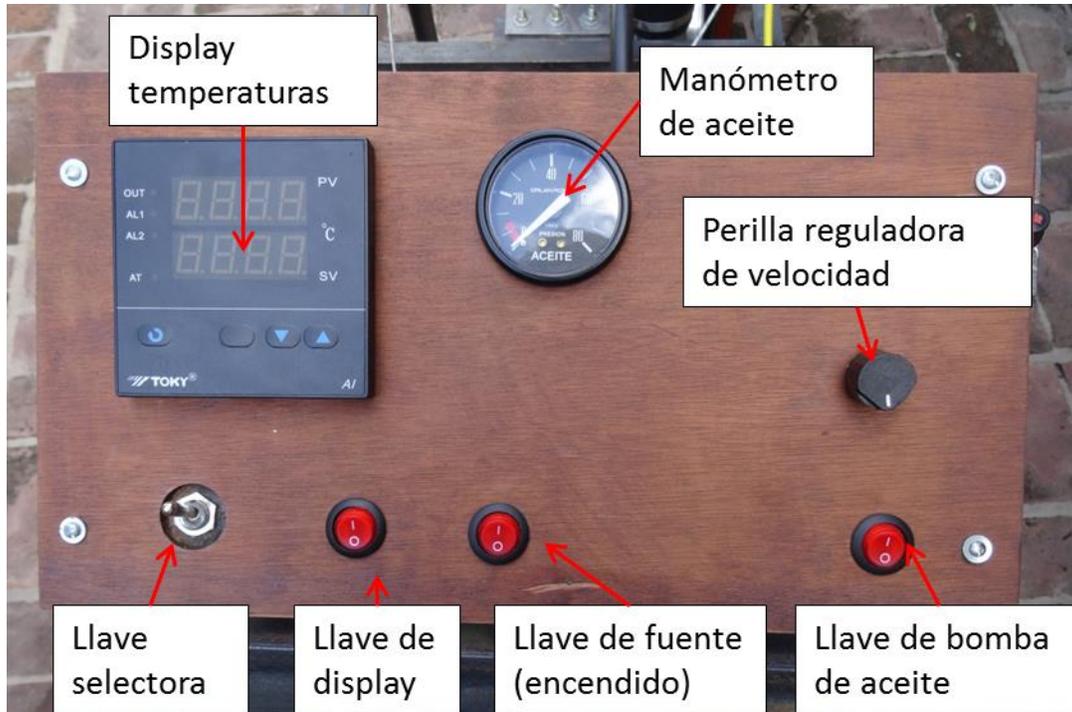


Figura 57: Foto tablero con sus componentes

15.2 Verificaciones previas para la puesta en marcha

1. Verificar que haya suficiente aceite en el recipiente. La toma de la bomba de aceite debe estar sumergida.
2. Conectar el taladro e hidrolavadora a los enchufes que se encuentran en el lado de atrás del tablero.
3. Verificar que todas las abrazaderas están debidamente apretadas
4. Conectar el enchufe que alimenta el tablero a una toma de corriente de 220 V.
5. Encender el display de control de temperaturas mediante la llave correspondiente del tablero y verificar que haya lecturas de temperaturas cercanas a la temperatura ambiente (leer sección *Manual de control de temperaturas*).
6. Verificar que la bomba de aceite e hidrolavadora enciendan correctamente.
7. Verificar que todas las conexiones estén correctas:
 - a. Circuito de aceite
 - b. Circuito de agua
 - c. Bulones correctamente apretados
 - d. Abrazaderas correctamente apretadas

15.3 Manual de control de temperaturas

En el display del tablero se muestran 2 temperaturas. La superior (que tiene los números en color rojo), muestra la temperatura de la termocupla conectada y la inferior (que tiene los números en

color verde) muestra el “set point” del controlador, el cual se puede modificar apretando el botón de SET.

Para cambiar la termocupla conectada al display y así mostrar su temperatura es necesario en primer lugar cambiar la posición de la llave selectora. Si se mueve la perilla de la llave hacia arriba, estará conectada al controlador la TC tipo K (temperatura de entrada de la turbina). Si se mueve hacia abajo la TC tipo J (temperatura salida del compresor).

Además en el controlador se debe realizar lo siguiente:

Display en Modo Medición

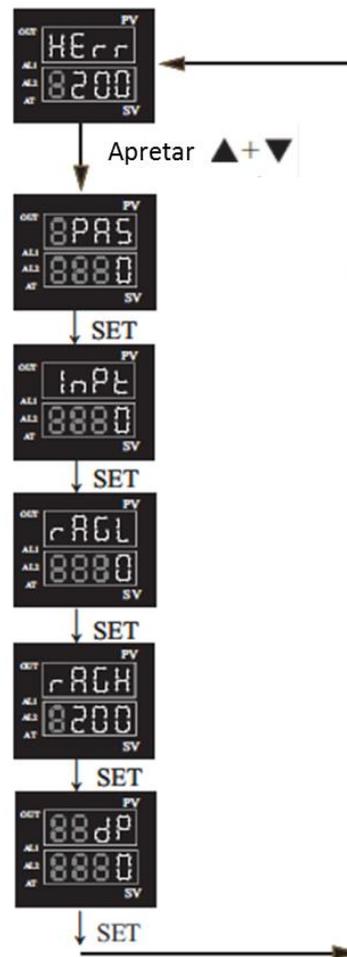
Ingresar la contraseña del sistema
En este caso la contraseña es igual a 11

Ingresar tipo de termocupla
TC tipo K → **InPt** = 2
TC tipo J → **InPt** = 5

Ingresar límite inferior de TC

Ingresar límite superior de TC

Ingresar punto decimal



15.4 Pasos a seguir durante el arranque

1. Mostrar en el display la temperatura de la cámara de combustión. Es importante controlar de cerca esta temperatura ya que si aumenta demasiado se puede dañar el equipo.
2. Encender la bomba de aceite y girar la perilla de control de velocidad hasta que el manómetro de aceite indique una presión de 40 psi. Se debe esperar a que el circuito entre en régimen y salga todo el aire presente dentro de él.
3. Encender el transformador de encendido.
4. Una vez que el circuito de aceite esté funcionando correctamente, alcanzando la presión de trabajo (40 psi), se debe soplar aire por la entrada del compresor, mediante el ventilador de arranque.

5. Cuando se alcance un régimen de giro estable (soplando no menos de 20 segundos), se enciende la bujía de arranque, y recién luego de esto se abre la válvula de gas.
PRECAUCIÓN IMPORTANTE: bajo ningún concepto se debe encender la bujía de arranque sin efectuar previamente un barrido de gases de la cámara de combustión
6. Una vez encendida la llama se debe seguir soplando aire por la entrada del compresor, hasta que se sienta que la turbina haya levantado su velocidad (cambia el ruido que hace el equipo).
7. Es importante verificar en este momento la presión de aceite, ya que el cambio de velocidad del eje puede afectar a dicha presión. Ante cualquier cambio, se debe hacer el ajuste correspondiente variando la velocidad de la bomba.
8. Una vez que la turbina haya entrado en régimen, se puede prender la hidrolavadora y abrir la válvula de agua, para así realizar la inyección de agua. Además ya se puede apagar el transformador de encendido que genera la chispa.

15.5 Durante el funcionamiento

1. Durante el funcionamiento hay que verificar siempre que la presión de aceite no baje de los 35 psi y no supere los 45 psi. En caso de estar fuera de ese rango, se debe ajustar la perilla de control de velocidad para lograr una presión adecuada. Si no se puede lograr esto, se debe cortar inmediatamente el suministro de combustible.
2. También se debe verificar que la temperatura a la entrada de la turbina (o salida de la cámara de combustión) no suba excesivamente. Si supera los 800°C, se debe cortar el suministro de combustible.

15.6 Pasos a seguir durante el apagado

1. Cortar suministro de gas (cerrar la válvula de la garrafa)
2. Apagar la hidrolavadora.
3. Una vez que el eje de la turbina se haya detenido, es necesario que el aceite siga fluyendo con el fin de refrigerar los cojinetes y el mismo aceite. Una vez que haya fluido durante 10 min después del apagado, se puede apagar dicha bomba.
4. Desconectar el enchufe que alimenta al tablero.
5. Desconectar el taladro e hidrolavadora.

16. Referencias:

- [1] Francis F Huang (2006), "*Ingeniería Termodinámica, fundamento y aplicación*", 7ma Ed, México: Compañía Editorial Continental.
- [2] Claudio A. Molanes (2009), "*Compendio de Vapor y Máquinas Térmicas*", 1era Ed, Buenos Aires
- [3] <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/>
- [4] Willy J. G. Bräuling (2009), "*Flugzeugwerktriebwerke*", Berlin Heidelberg: Springer-Verlag
- [5] Frank M. White "*Fluid Mechanics*", 4th Ed, McGraw-Hill
- [6] A. M. Y. Razak, "*Industrial Gas Turbines, Performance and operability*", Cambridge England: Woodhead Publishing Limited
- [7] Yunus A. Cengel, "*Transferencia de calor*", 2 ed, México: McGraw-Hill
- [8] Arthur H. Lefebvre & Dilip R. Ballal, "*Gas Turbine Combustion*", 3rd Ed. New York: Taylor and Francis Group.
- [9] Reeves, D.(1956), "*Flame Radiation in an Industrial Gas Turbine Combustion Chamber*," National Gas Turbine Establishment, UK
- [10] Frank Kreith, Raj M. Manglik and Mark S. Bohn (2011), "*Principles of Heat Transfer*", Stamford: Cengage Learning Inc

17. Planos Anexos

Plano 1: Cámara de combustión

Plano 2: Detalle del cono difusor de entrada de la cámara de combustión

Plano 3: Inyector de combustible

Plano 4: Recipiente de aceite

Plano 5: Recipiente de aceite (vista isométrica)

Plano 6: Entrada de aceite

Plano 7: Estructura

Plano 8: Tubo curvado

Plano 9: Plano manifold del circuito de agua

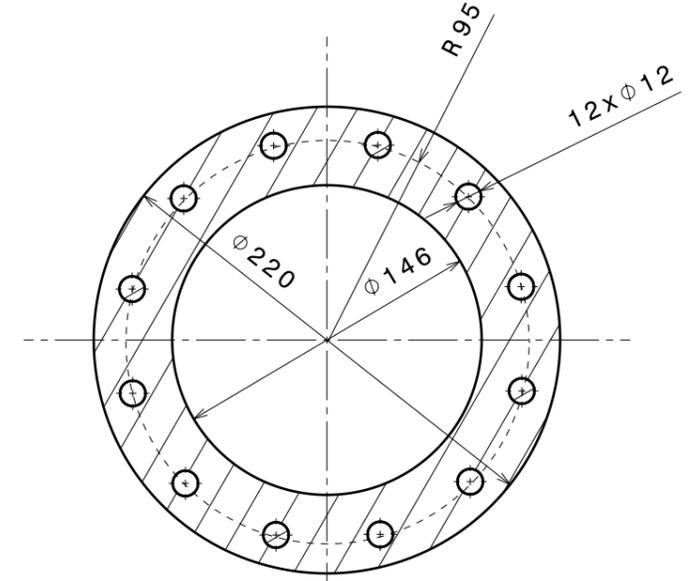
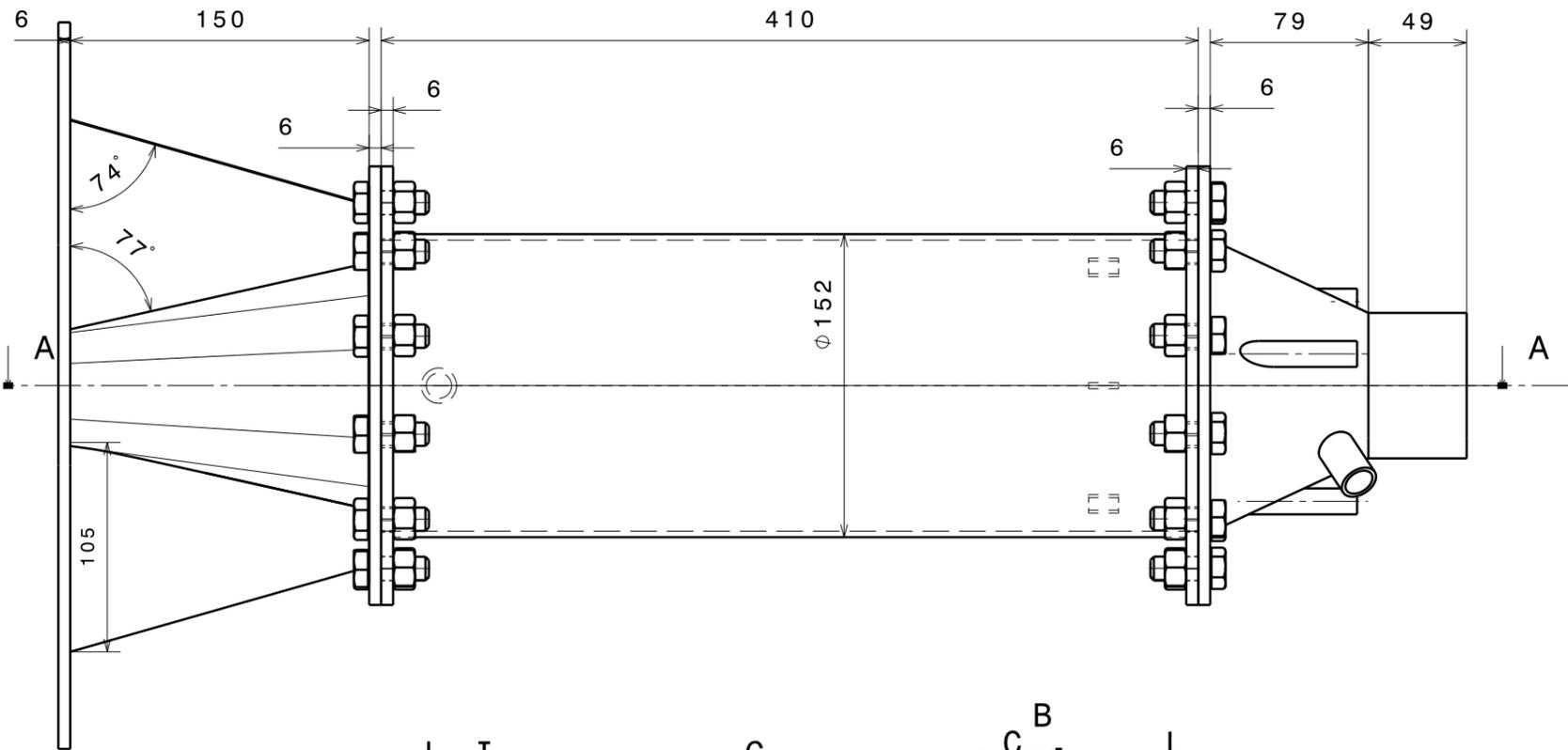
18. Índice de figuras

Figura 1: Esquema de funcionamiento de turbina de gas	3
Figura 2: planos P-v y T-s del ciclo Brayton simple	4
<i>Figura 3: Detalle del área y radio considerados para el A/R.....</i>	<i>9</i>
Figura 4: Eje de turbocompresor con rodete de turbina y compresor	9
Figura 5: Turbocompresor Master Turbo, modelo 801202	10
Figura 6: Nomenclatura de los turbocompresores Garrett	11
Figura 7: Mapa de compresor de turbocompresor.....	12
Figura 8: Mapa de turbina de turbocompresor	14
Figura 9: Mapa de turbina provista por BorgWarner.....	15
Figura 10: Mapa típico de turbina.....	16
Figura 11: Selección del punto de trabajo.....	17
Figura 12: Ciclo Brayton simple.....	18
Figura 13: Interfaz gráfica utilizada para ingreso de variables y visualización de resultados.....	22
Figura 14: Vista explotada de la cámara de combustión	23
Figura 15: Denominación de zonas en cámara de combustión	24
Figura 16: Gráfico de estabilidad de llama.....	25
Figura 17: desprendimiento capa límite en cono difusor	26
Figura 18: Flujo generado por el torbellinador	27
Figura 19: Detalle inyector de combustible	27
Figura 20: Fotografía del inyector de combustible, material: latón	28
Figura 21: Detalle de posicionamiento de inyector de combustible	28
Figura 22: Detalle de los inyectores de agua	29
Figura 23: Detalle inyector de agua	29
Figura 24: Inyectores de agua e inyector de combustible, acero inoxidable y cobre.....	30
Figura 25: Diferencia entre aleaciones AISI 316 y 304.....	31
Figura 26: Fotos tomadas durante el proceso de fabricación.....	32
Figura 27: Transferencia de calor en el tubo de llama	34
Figura 28: Emisividad de aceros.....	35
Figura 29: Posicionamiento esquemático de los instrumentos de medición.....	39
Figura 30: Termocupla tipo J.....	40
Figura 31: Termocupla tipo K	41
Figura 32: Ubicación de la termocupla a la salida de la cámara de combustión	42
Figura 33: Display de temperaturas, Toki	43
Figura 34: Esquemático de la conexión del sensor y display	44
Figura 35: Principio de funcionamiento de Tubo de Pitot	46
Figura 36: Curvas de funcionamiento de una bomba periférica.....	47
Figura 37: Hidrolavadora utilizada para la inyección de agua	48
Figura 38: Circuito de inyección de agua	49
Figura 39: detalle manifold de inyección de agua	49
Figura 40: Cojinetes radiales y axiales del turbo.....	50
Figura 41: Bomba de aceite.....	51
Figura 42: Vista interior (engranajes) de la bomba de aceite	51
Figura 43: Esquemático del variador de velocidad (dimmer)	52
Figura 44: Circuito de lubricación.....	53
Figura 45: Cañería de aceite en la entrada del turbo.....	54

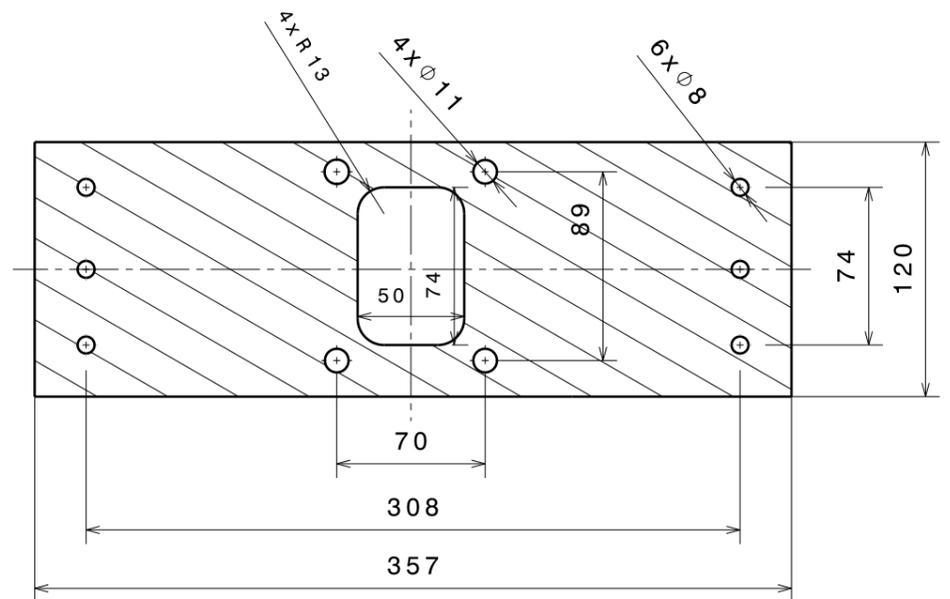
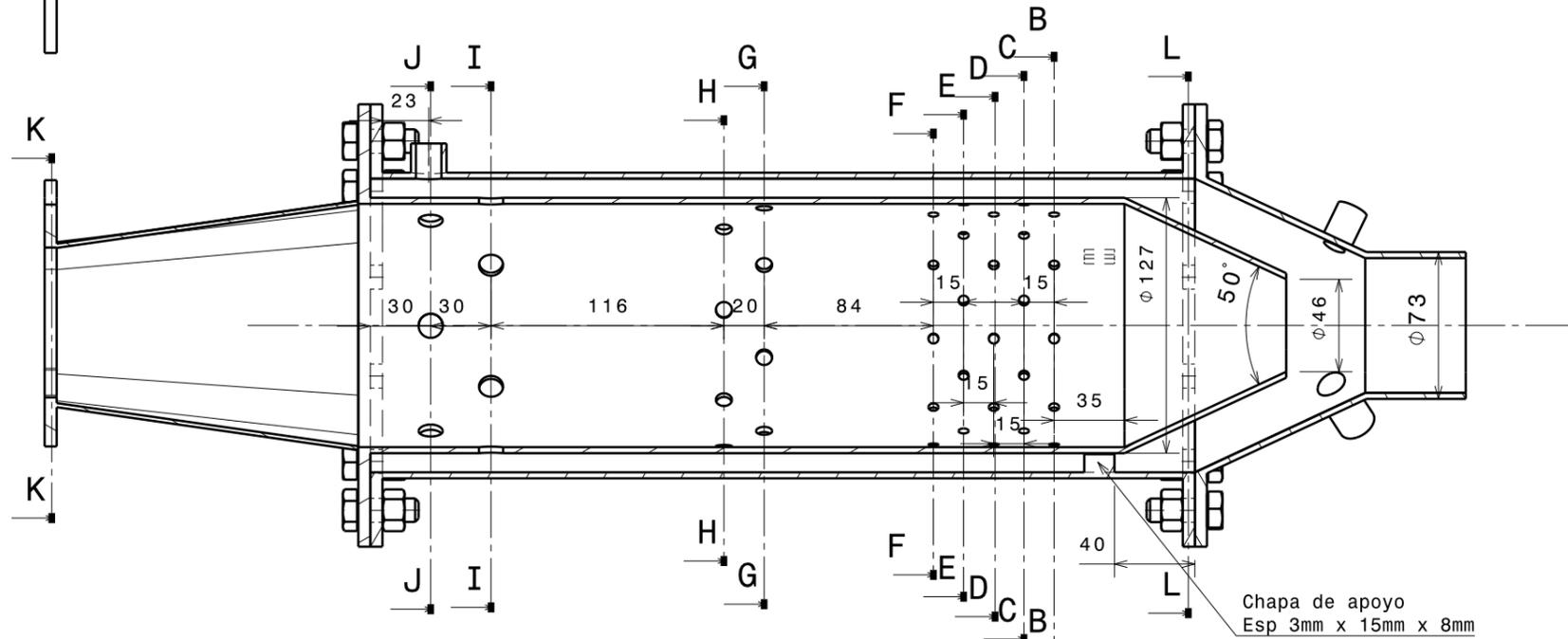
Figura 46: Conjunto bomba, recipiente y motor.....	54
Figura 47: Dimensiones generales del electrodo de encendido	55
Figura 48: Circuito de encendido	56
Figura 49: MagiClick y electrodo de encendido	56
Figura 50: Circuito de combustible	57
Figura 51: Ensamble final	58
Figura 52: Ensamble final	58
Figura 53: Disposición del panel eléctrico de mando	60
Figura 54: Esquemático del circuito eléctrico del panel de control.....	60
Figura 55: Conexión de las termocuplas	61
Figura 56: Transformador de encendido.....	63
Figura 57: Foto tablero con sus componentes.....	65

19. Agradecimientos

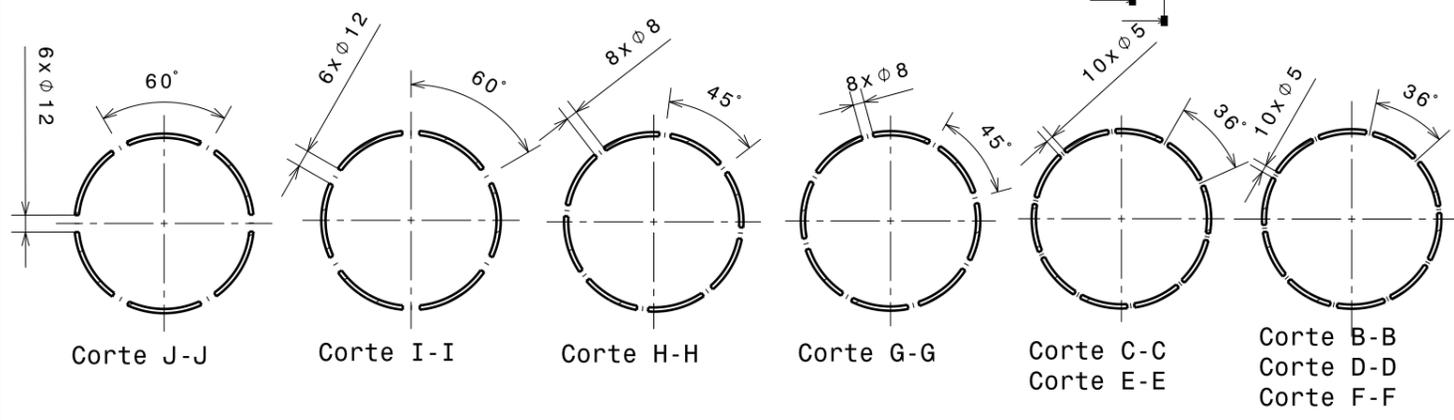
- Al Ing. Jose Pablo Del Carmen Cebreiro, por haber liderado el proyecto aportando su tiempo y conocimiento para la correcta realización del mismo
- Al Ing. Vicente Celani por su aporte de conocimiento técnico en temas relevantes como motores de combustión interna.
- Al Centro de Investigación y Desarrollo de Ingeniería Mecánica (CIDIM, sede Barracas) por prestarnos sus instalaciones y en especial a Jesica Salvini, por el mecanizado de las bridas y a Alejandro Centeno por realizar soldaduras en el montaje final.
- Al Ing. Juan Zubiri por su asesoramiento y disposición en cuestiones de adquisición de materiales y construcción de equipo.
- Al Ing. Dan Etenberg, Ing. Martin David , Ing. Sebastián Colombo y Ing. Patricio Pedreira por asesoramiento técnico general.
- Al Ing. Jorge Kocsis y Eduardo Kocsis, de Inumet SA, por aportar ideas y sugerencias para el diseño de la cámara de combustión y su posterior fabricación.
- A nuestras familias por el apoyo y acompañamiento brindado durante este largo período de trabajo.
- Al Instituto Tecnológico de Buenos Aires por darnos la posibilidad de finalizar nuestra formación académica con un proyecto de esta envergadura.



Corte L-L
Detalle Bidas



Corte K-K



Corte J-J Corte I-I Corte H-H Corte G-G Corte C-C
Corte E-E Corte B-B
Corte D-D
Corte F-F

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA Cliente	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas		Rugosidad superficial 3.2 [.125]	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	Aprobaciones	
Dibujó: Jan Ebinger Jessica Klein		Fecha: 26-04-2014		Denominación: Camara de combustion	
Aprobó:		Esc.:		Material:	
Proyecto: Proyecto final		Plano Nº: 01		Peso [kgf]:	

4

3

2

1

4

3

2

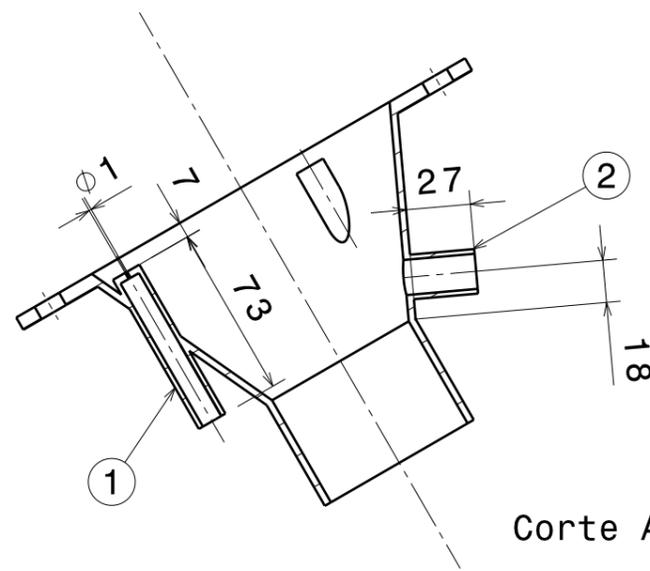
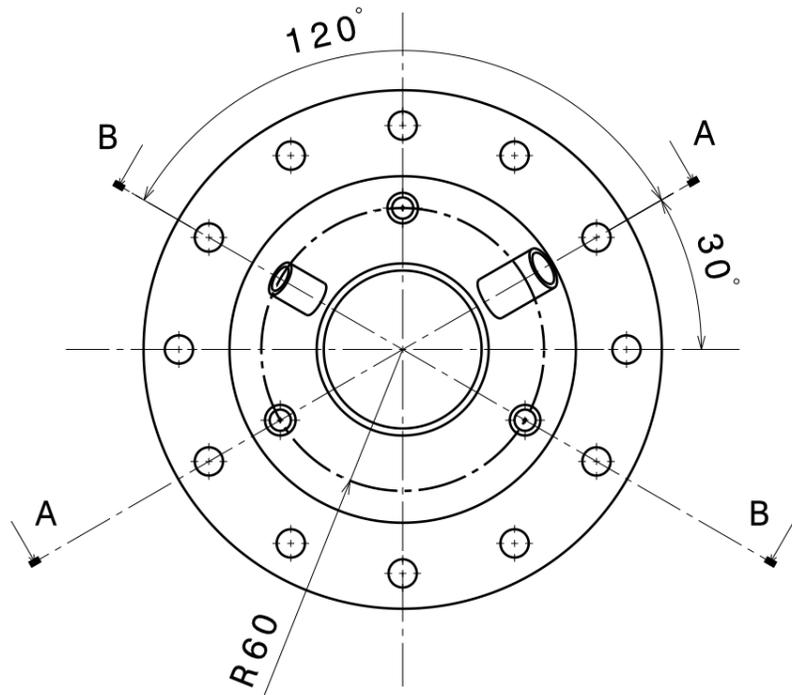
1

H

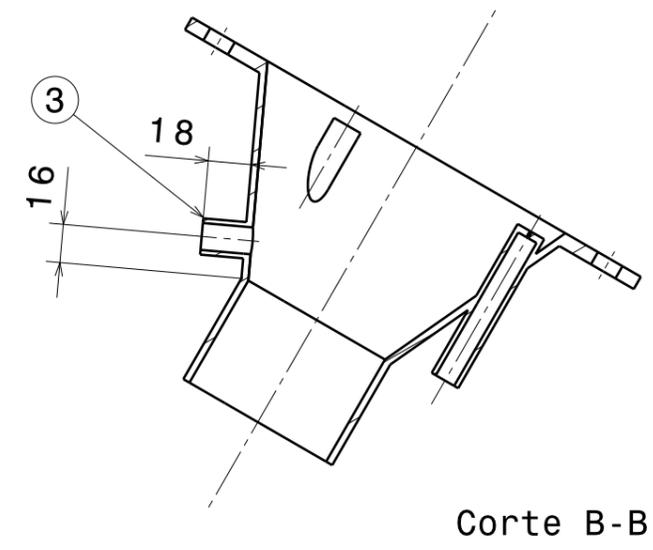
G

B

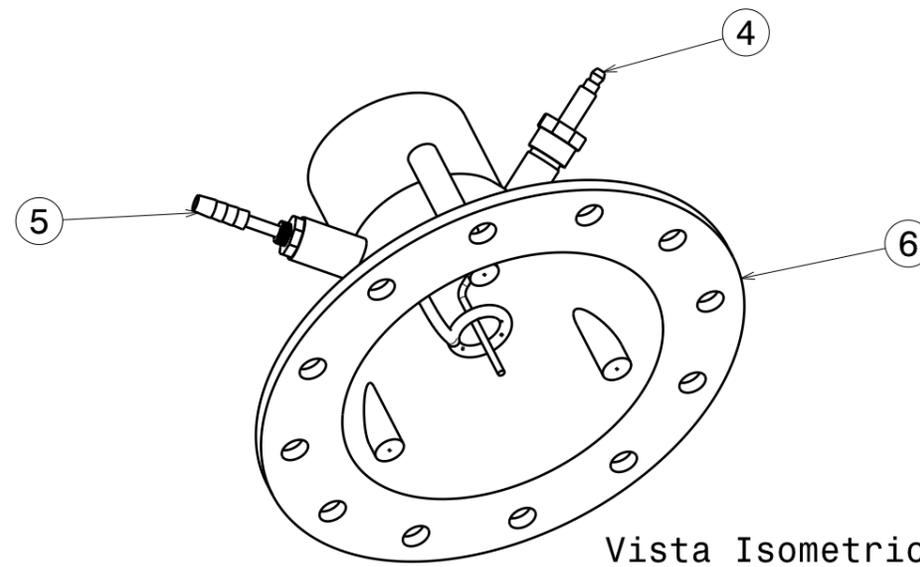
A



Corte A-A



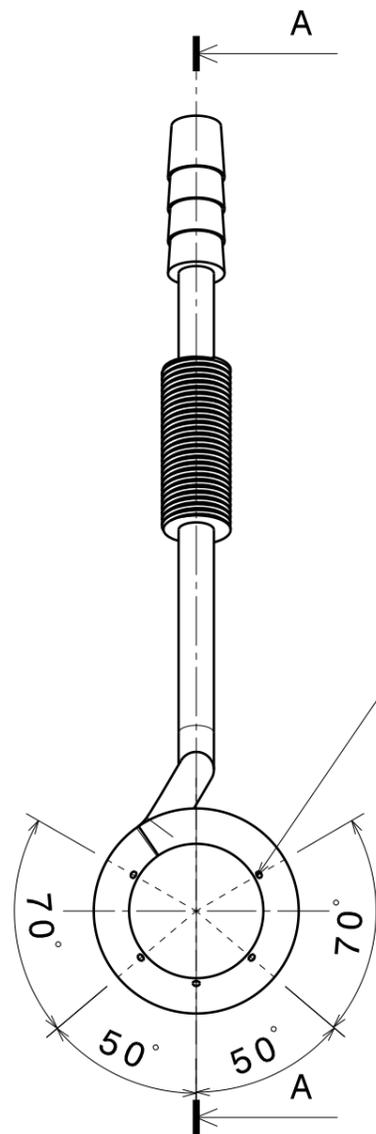
Corte B-B



Vista Isometrica del conjunto
Cono de entrada - Inyector - Electrodo

Nr	Detalle componente
1	Caño de 1/4 BSP del inyector de agua
2	Cupla de 3/8 BSP con rosca hembra para la sujeción del inyector de combustible
3	Cupla de 1/4 BSP con rosca hembra para la sujeción del electrodo de encendido
4	Electrodo de encendido
5	Inyector de combustible
6	Cono de entrada camara de combustión

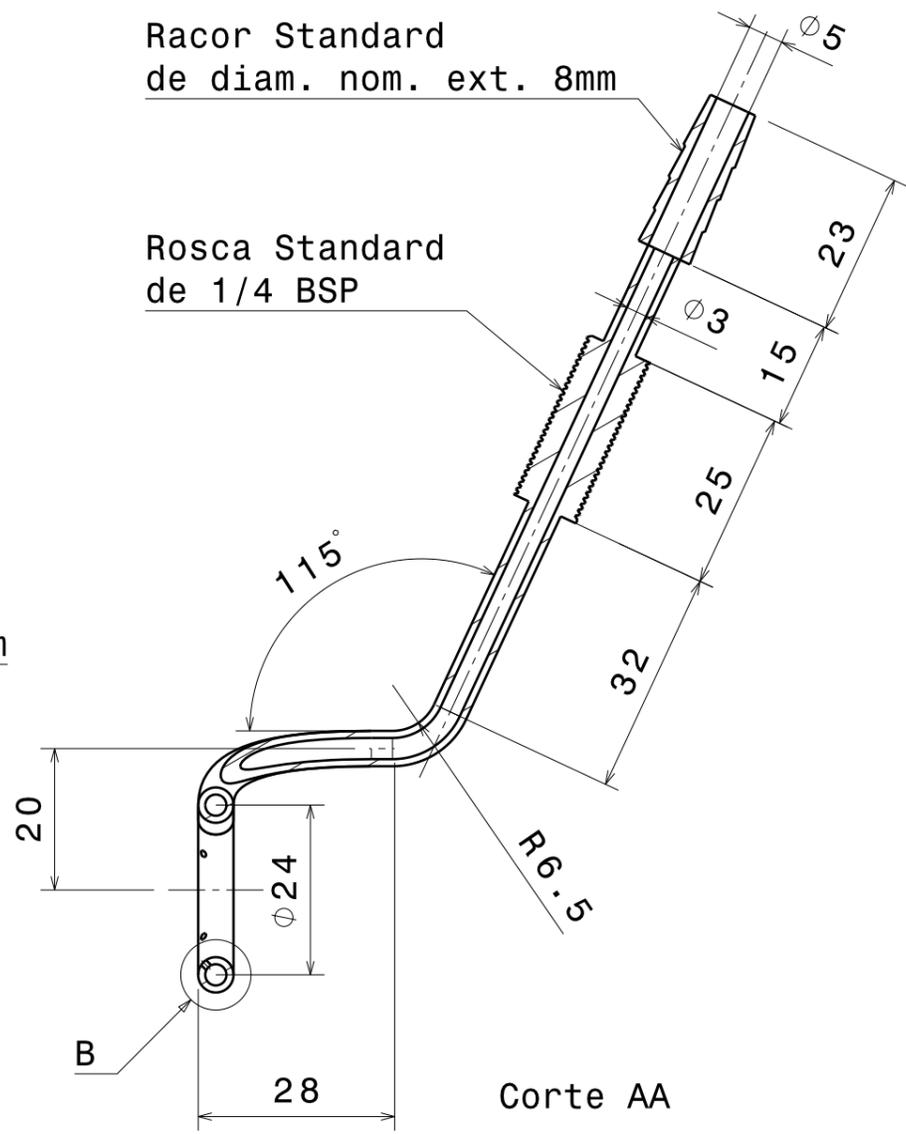
Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		Cliente	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas		Rugosidad superficial 3.2[.125]	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	Aprobaciones	
Dibujó: Jan Ebinger		Fecha: 01-07-2014		Denominación	
Aprobó: Jesica Klein		Esc. A3		ITBA	
Proyecto: Proyecto final		Esc. A3		Detalle Cono difusor	
		Plano Nº 02		Material	
				Peso [kgf]	



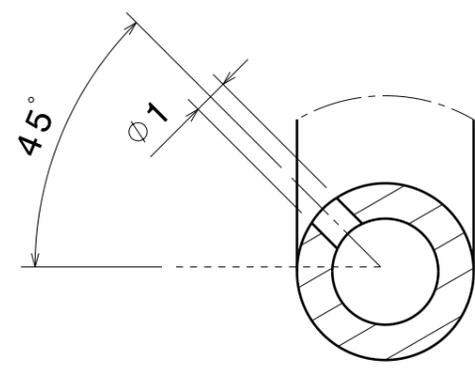
5 Agujeros de diam. 1mm

Racor Standard de diam. nom. ext. 8mm

Rosca Standard de 1/4 BSP

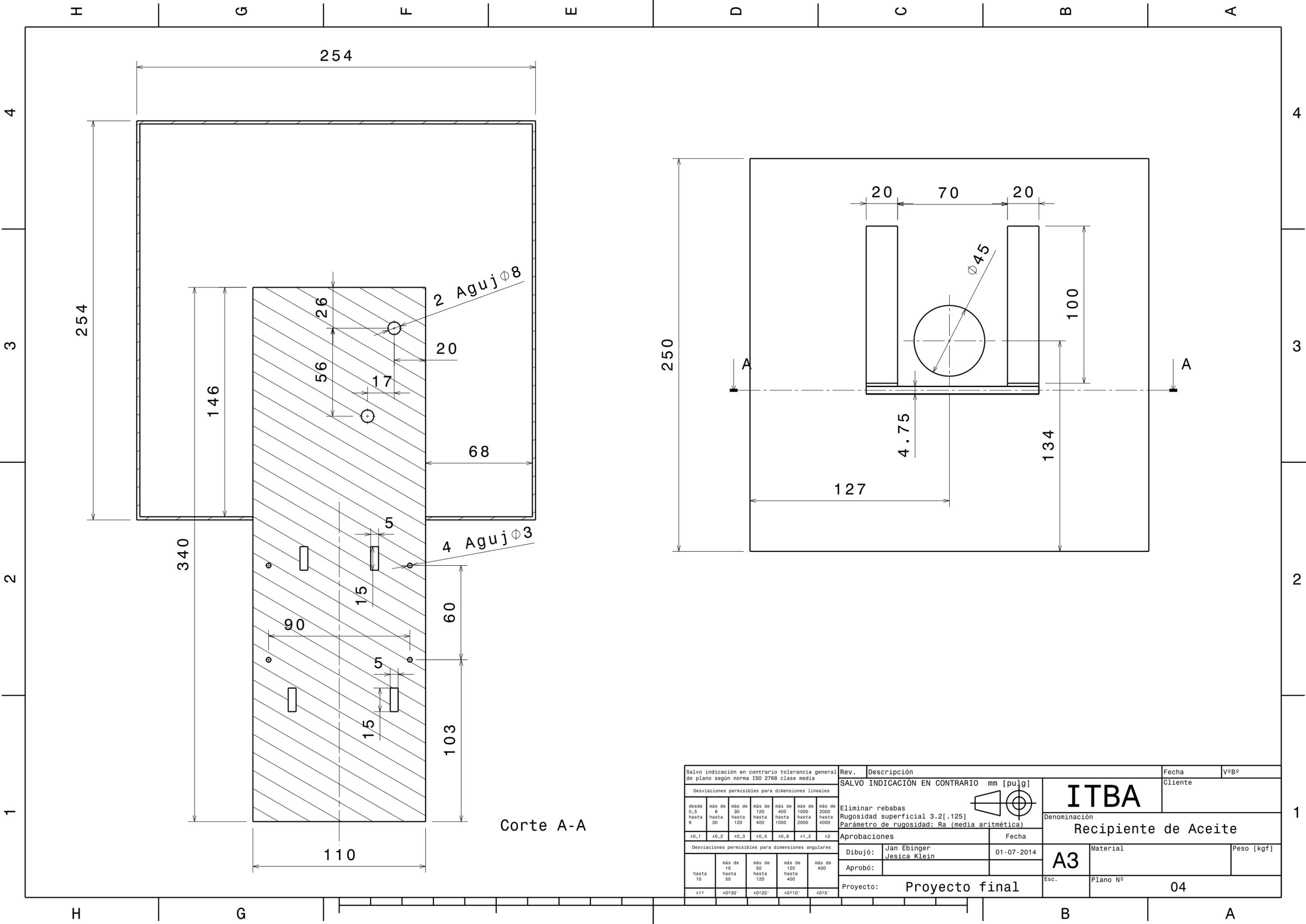


Corte AA



Detalle B

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas		Rugosidad superficial 3.2[.125]	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
+1°	+0°30'	+0°20'	+0°10'	Aprobaciones	
Dibujó: Jan Ebinger		Fecha: 26-04-2014		Denominación: Inyector de combustible	
Aprobó: Jesica Klein		Esc. A3		Material	
Proyecto: Proyecto final		Plano Nº: 03		Peso [kgf]	



Corte A-A

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas		Rugosidad superficial 3.2[.125]	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
+1°	+0°30'	+0°20'	+0°10'	Aprobaciones	
Dibujó: Jan Ebinger		Fecha: 01-07-2014		Denominación: Recipiente de Aceite	
Aprobó: Jessica Klein		Esc. A3		Material	
Proyecto: Proyecto final		Esc. A3		Plano N° 04	
				Peso [kgf]	

H G F E D C B A

4

4

3

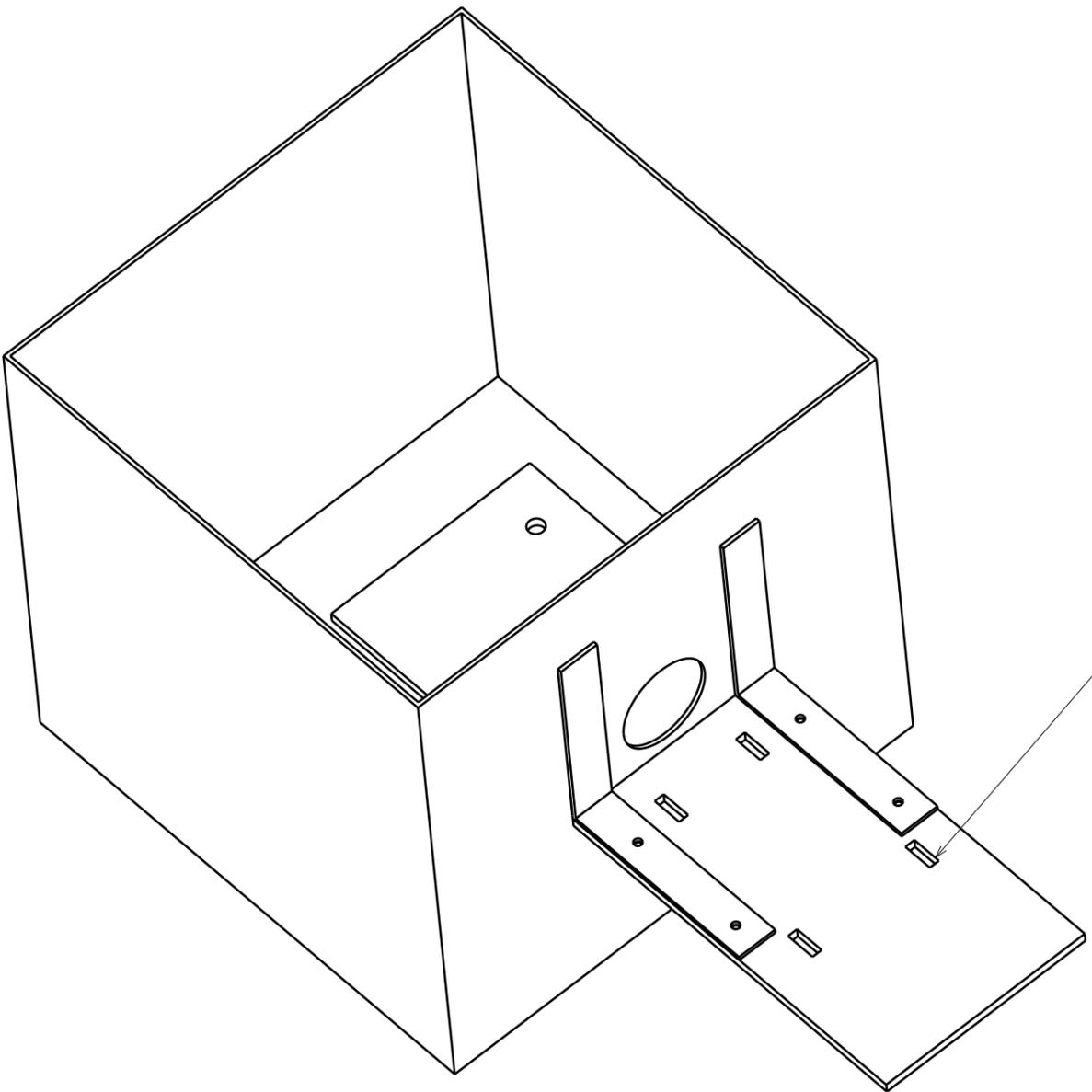
3

2

2

1

1



Ranuras para abrazadera

Vista Isométrica
Conjunto

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media							Rev.	Descripción	Fecha	VºBº	
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales							SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA		Cliente
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000	más de 2000 hasta 4000			Denominación		
							Eliminar rebabas		Recipiente de Aceite (ISO)		
							Rugosidad superficial 3.2[.125]		A3		Material
							Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)		Peso [kgf]		
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	Aprobaciones		Fecha		
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares							Dibujó: Jan Ebinger Jessica Klein		01-07-2014		
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400	Aprobó:		Proyecto: Proyecto final		Esc. Plano Nº 05		
+1º	+0º30'	+0º20'	+0º10'	+0º5'							

H G F E D C B A

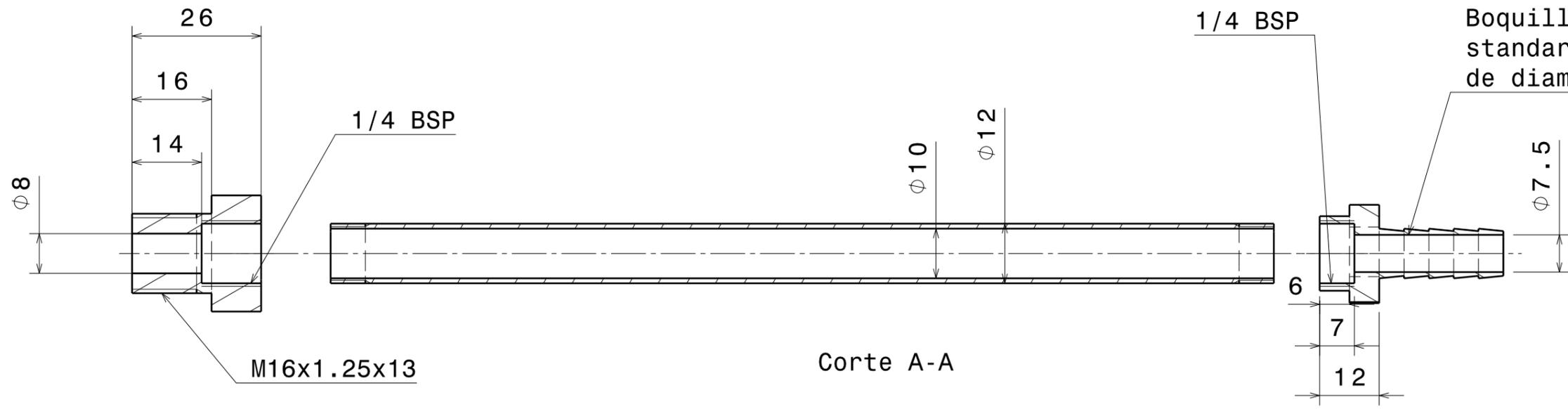
H G F E D C B A

4

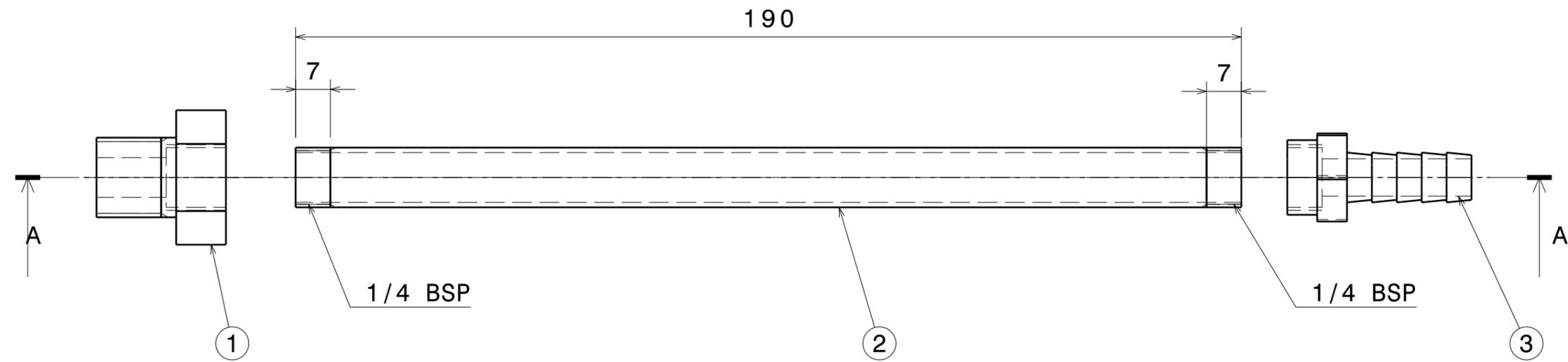
3

2

1



Corte A-A

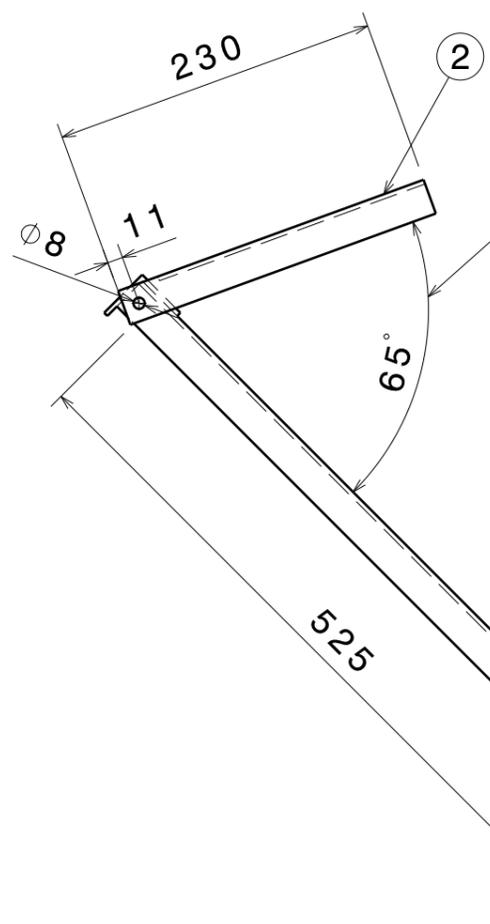


Nro	Descripción
1	Bulón standard M16x1,25 modificado
2	Tubo de latón
3	Racor Standard con rosca de 3/8 BSP y con pico de 10 mm de diámetro modificado

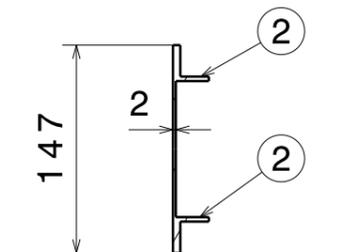
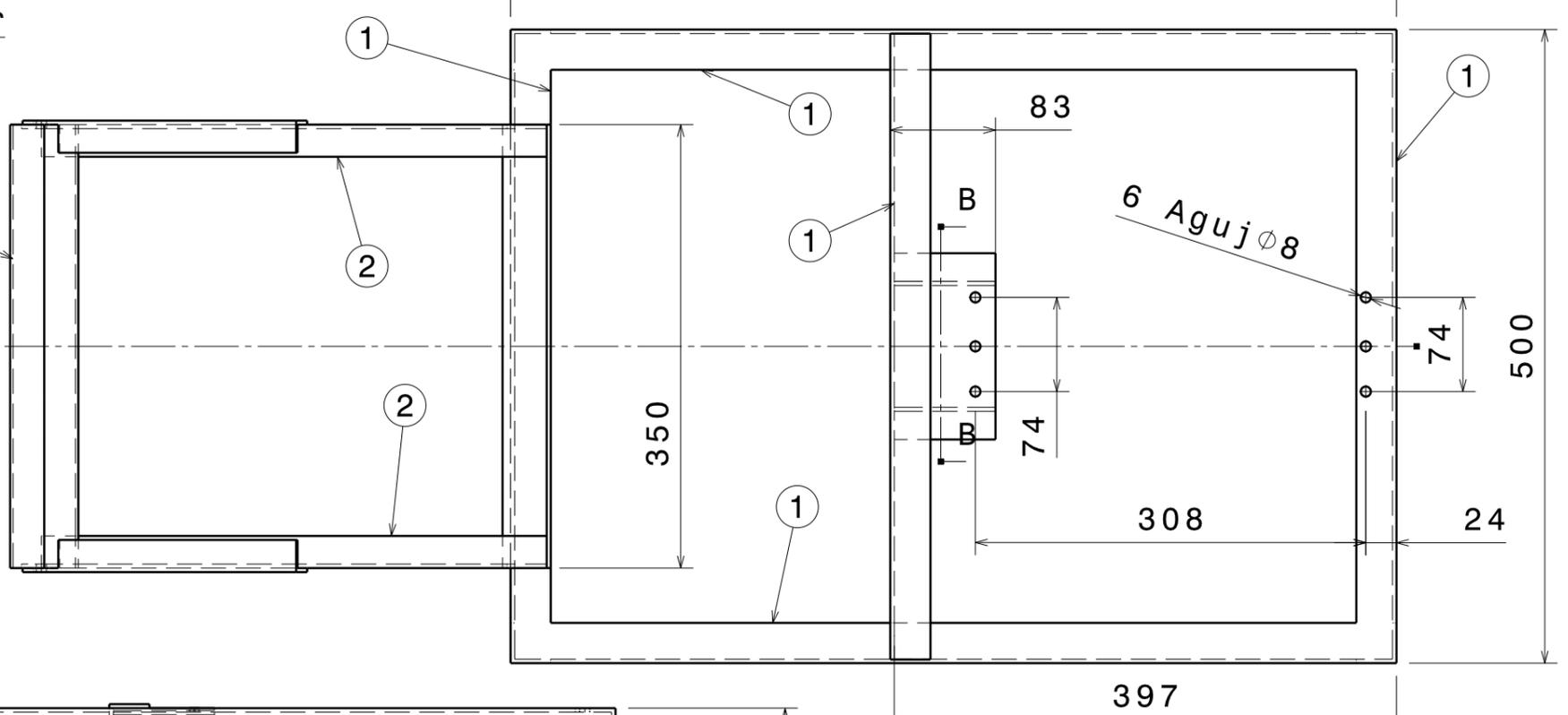
Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas		Rugosidad superficial 3.2[.125]	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
±1º	±0º30'	±0º20'	±0º10'	Aprobaciones	
Dibujó: Jan Ebinger		Fecha: 01-07-2014		Denominación	
Aprobó: Jessica Klein		Esc. A3		Entrada de aceite	
Proyecto: Proyecto final		Plano Nº 06		Material	
				Peso [kgf]	

H G F E D C B A

H G F E D C B A



Este ángulo se puede modificar



Corte BB

Nro	Tamaño Perfil "L"
1	1 1/4" x 1/8"
2	1" x 1/8"
3	1 1/2" x 1/8"

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas		Rugosidad superficial 3.2[.125]	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
±1°	±0°30'	±0°20'	±0°10'	Aprobaciones	
Dibujó: Jan Ebinger		Aprobó: Jessica Klein		Fecha: 01-07-2014	
Proyecto: Proyecto final		Denominación: Estructura		Material: A3	
Esc.:		Plano Nº: 07		Peso [kgf]	

H G B A

H G F E D C B A

4

3

2

1

4

3

2

1

Niple Standard
con rosca hembra de 1/2 BSP

Niple Standard
con rosca hembra de 1/4 BSP

Ø76

R152

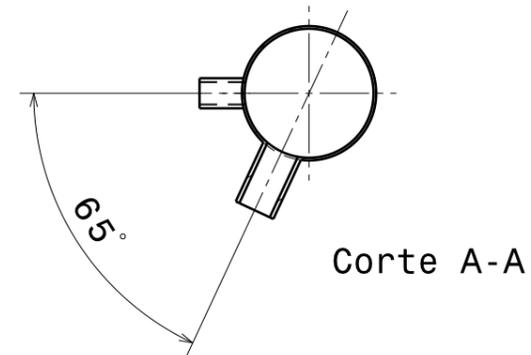
Union soldada

A A

176

186

700



Corte A-A

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas		Rugosidad superficial 3.2[.125]	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
±1º	±0º30'	±0º20'	±0º10'	Aprobaciones	
Dibujó: Jan Ebinger		Fecha: 01-07-2014		Denominación: Tubo acoplador	
Aprobó: Jesica Klein		Esc. A3		Material	
Proyecto: Proyecto final		Esc. A3		Plano N° 08	
				Peso [kgf]	

H G F E D C B A

H G F E D C B A

4

3

2

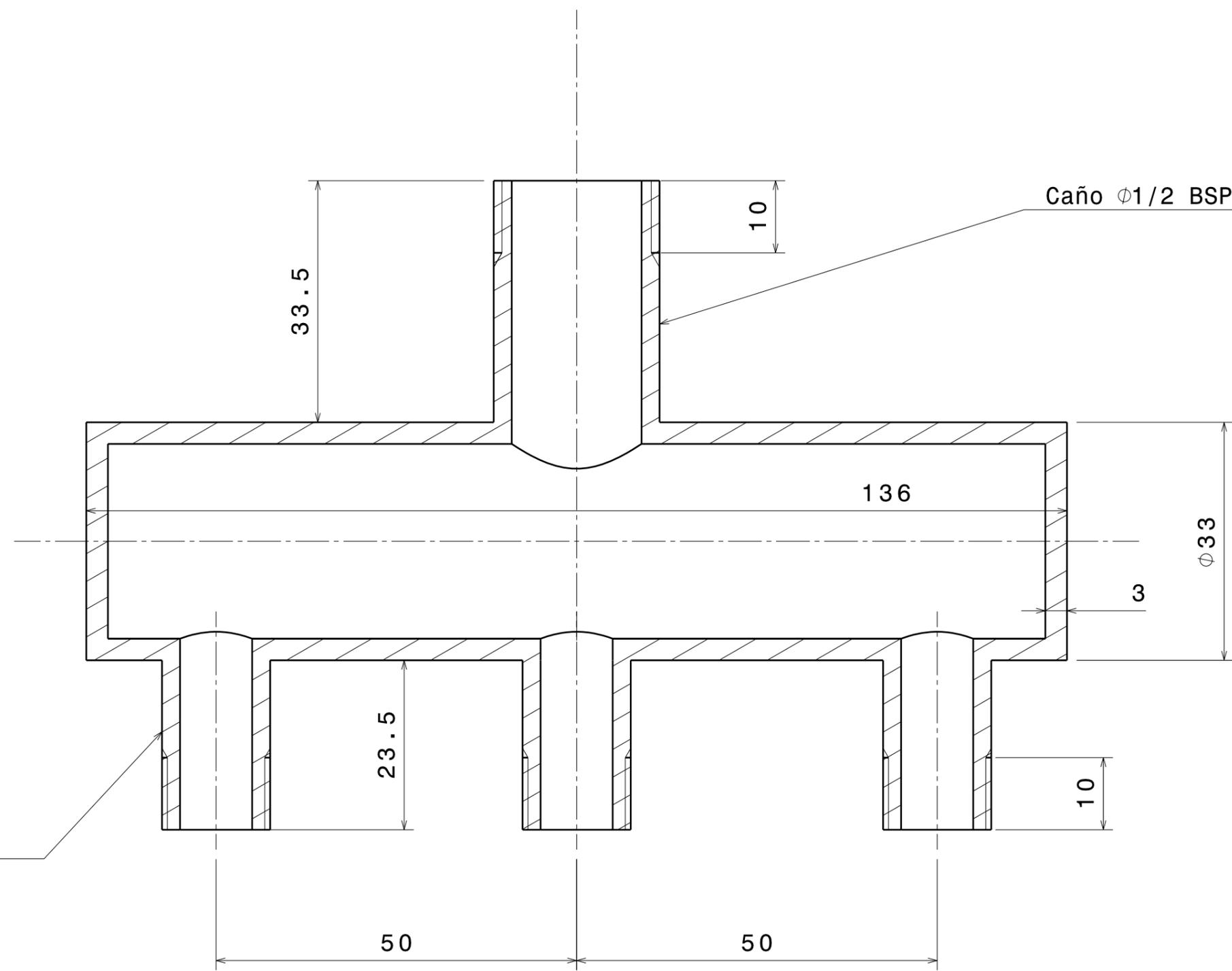
1

4

3

2

1



3 Caños de $\phi 1/4$ BSP

Caño $\phi 1/2$ BSP

Salvo indicación en contrario tolerancia general de plano según norma ISO 2768 clase media		Rev.	Descripción	Fecha	VºBº
Desviaciones permisibles para dimensiones lineales		SALVO INDICACIÓN EN CONTRARIO mm [pulg]		ITBA	
desde 0,5 hasta 6	más de 6 hasta 30	más de 30 hasta 120	más de 120 hasta 400	más de 400 hasta 1000	más de 1000 hasta 2000
±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
Desviaciones permisibles para dimensiones angulares		Eliminar rebabas		Rugosidad superficial 3.2[.125]	
hasta 10	más de 10 hasta 50	más de 50 hasta 120	más de 120 hasta 400	Parámetro de rugosidad: Ra (media aritmética)	
±1º	±0º30'	±0º20'	±0º10'	Aprobaciones	
Dibujó: Jan Ebinger		Fecha: 01-07-2014		Manifold	
Aprobó: Jessica Klein		Esc. A3		Material	
Proyecto: Proyecto final		Plano Nº 09		Peso [kgf]	

H G F E D C B A