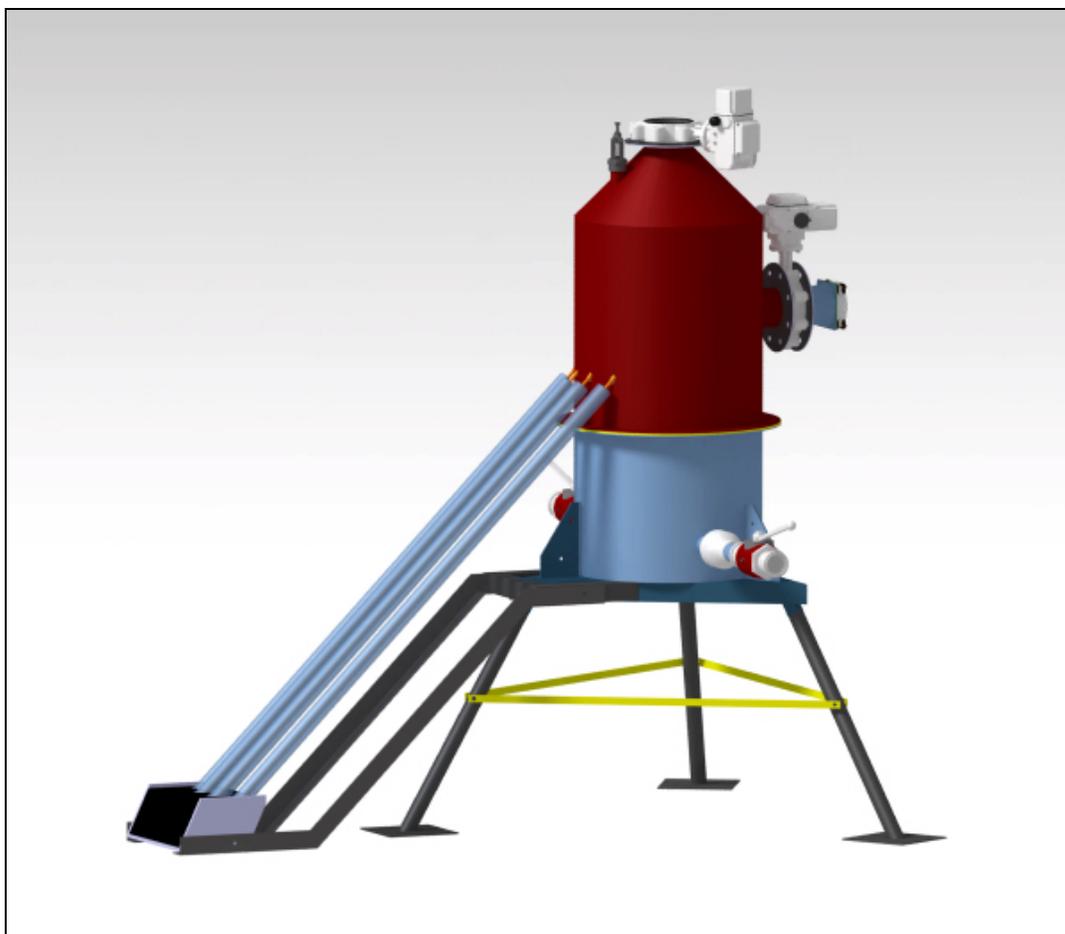


INSTITUTO TECNOLÓGICO DE BUENOS AIRES – ITBA
ESCUELA DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Diseño de una Bomba Solar Térmica



AUTORES: ***Dainotto Julian (51218)***

Moreno Kiernan Santos (52439)

TUTOR: ***Juan Ricardo Lauretta***

Agradecimientos

Este trabajo fue resultado de mucho esfuerzo y sacrificio no solo de nosotros que lo llevamos a cabo sino también de todos los que nos acompañaron en este largo camino. Haberlo completado es el punto final de una etapa que no podríamos haber siquiera empezado sin ayuda de muchos.

Agradecemos a aquellos que nos acompañaron y apoyaron moral y económicamente durante toda la carrera. Todos aquellos que cuando les dijimos: “no puedo, tengo que estudiar” nos entendieron y nos motivaron a seguir adelante. Especialmente queremos agradecer a nuestros padres y hermanos que fueron los que vivieron más de cerca nuestro esfuerzo y compromiso por terminar lo que empezamos y ser hoy profesionales. A nuestras novias que estuvieron siempre cuando necesitamos de su ayuda, motivándonos a estudiar y a seguir adelante. A nuestros amigos, por hacer el estudio y el esfuerzo más ameno, por la compañía en largas horas, por los sagrados momentos de improductividad y divague.

En lo particular a este trabajo, queremos agradecer al Lic. Ricardo Lauretta, quien fue nuestro tutor y siempre demostró interés y nos apoyó en el avance del mismo. Por último, agradecemos a la Ing. Maria Lea Baglietto por formar parte del equipo en el desarrollo y construcción del primer prototipo, siendo su tesis y la nuestra complementos de un mismo trabajo.

Resumen

El objetivo de este trabajo fue el diseño de una máquina para bombear agua utilizando energía solar térmica (radiación solar) para su funcionamiento. La máquina aprovecha el fenómeno de expansión del aire que ocurre cuando absorbe calor y eleva su temperatura.

Se llevaron a cabo los estudios físicos necesarios para poder realizar un diseño mecánico y optimizarlo. Estos estudios hicieron necesaria la construcción de un prototipo para realizar ensayos y verificar los desarrollos efectuados. Los resultados obtenidos, desencadenaron modificaciones del modelo físico propuesto y mejoras del diseño mecánico que se utilizaron para desarrollar el diseño de un segundo prototipo, del cual queda pendiente su construcción y ensayo.

Este trabajo muestra las dificultades técnicas que se deben superar a la hora de aprovechar la energía solar de manera diferente a la fotovoltaica. Entre ellas, la combinación de diferentes materiales, el desarrollo de un diseño apto para cumplir con el objetivo mencionado, la disponibilidad en el mercado de diferentes accesorios y los costos involucrados.

Índice

Resumen	4
Índice	6
Introducción	10
Generalidades	10
Problema	11
Introducción a Distintas Soluciones Existentes	13
Solución eléctrica con paneles fotovoltaicos, baterías y bomba	13
Motor de combustión interna conectado a bomba mecánica	13
Stirling y sus variaciones	13
Objetivos	14
Desarrollo Prototipo 1	16
Punto de Partida para el Diseño.	16
Diseño Preliminar	17
Desarrollo Termodinámico	17
Desarrollo Transferencia de Calor y Mecánica de Fluidos	23
Desarrollo Mecánico	25
Diseño Final del Prototipo 1	29
Descripción general del prototipo y simplificaciones adoptadas	29
Construcción del Prototipo 1	33
Recipiente	33
Diafragma	33
Bridas y discos del pistón.	34
Soporte para peso	35
Válvulas	36
Soldadura	37

Colocación de sensores y resistencia	38
Prueba de hermeticidad	39
Ensayos Prototipo 1	40
Descripción general ensayos	41
Resultados y Análisis	41
Conclusiones Prototipo 1	51
Desarrollo Prototipo 2	53
Punto de Partida para el Diseño	53
Diseño	54
Alternativas de diseño	54
Desarrollo termodinámico y maximización del rendimiento	58
Análisis del modelo termodinámico y el diseño consecuente	63
Diseño mecánico	68
Conclusiones	80
ANEXOS	84
ANEXO I: Recipiente a Presión	84
ANEXO II: Chimenea	85
ANEXO III: Acople Motor-Bomba	87
ANEXO IV: Materiales y Aislantes	88
ANEXO V: Optimización de Superficie	91
ANEXO VI: Heatpipes	92
ANEXO VII: Coolers	94
ANEXO VIII: Flotador	96
ANEXO IX: Disipadores	99
ANEXO X: Eficiencias Sistema Fotovoltaico	101
BIBLIOGRAFÍA:	104

Introducción

I. Generalidades

Hoy día, el precio de combustibles fósiles es bajo y esto le quita competitividad a otras fuentes de energía como la solar, eólica, mareomotriz, geotérmica, etc. El conocimiento por parte de la población mundial acerca del cambio climático y la contaminación hacen posible el desarrollo de nuevas tecnologías que reducen el impacto ambiental producido por los combustibles fósiles y otras fuentes no renovables. Es notable a nivel mundial, el continuo crecimiento del aprovechamiento energético de la radiación solar como fuente de energía. Si se quiere determinar la factibilidad de un proyecto de energía solar, es necesario contar con información estadística sobre la distribución espacial y temporal de este recurso. Por lo tanto se tomaron como referencia datos estadísticos sobre la irradiancia (Potencia solar por unidad de superficie) incidente en la Argentina.

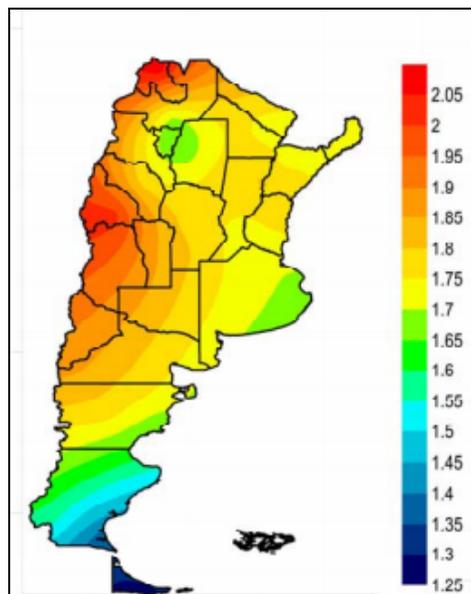


Fig.1.1 Carta de irradiancia anual (MWh/m²)

La disponibilidad de regiones del país con alta irradiancia solar, amerita considerar el uso de paneles fotovoltaicos, termo tanques solares u otras formas de captación para aprovechar esta energía. Por esta razón sería interesante buscar otras formas de sacar provecho de la radiación solar más allá de las existentes.

En el país se pueden encontrar actualmente ciertas herramientas legales que incentivan tanto el uso como la producción de equipos de estas características mediante beneficios impositivos, planes de compra, etc. Siendo algunos de ellos, la "Ley de la Provincia de Jujuy (5.904)" y la Ley 4024 de CABA. Por otro lado, el gobierno actual ha abierto varias licitaciones por generación de energías renovables que han sobrepasado las expectativas en cuanto a la cantidad de ofertas presentadas por el sector privado.

II . Problema

Argentina es un país con una vastas superficie territorial, por lo tanto la provisión de energía a cada poblado en cada rincón del país es un proceso lento y costoso. Se ha avanzado considerablemente en los últimos 20 años, por ejemplo con la conexión de líneas de alta tensión en la región Patagónica y otros proyectos, pero aún restan muchas zonas sin provisión constante de energía. Más allá de esto, el tendido de líneas de baja tensión es un costo que no todos los usuarios pueden pagar y por lo tanto muchas veces se pueden utilizar fuentes de energía alternativas.

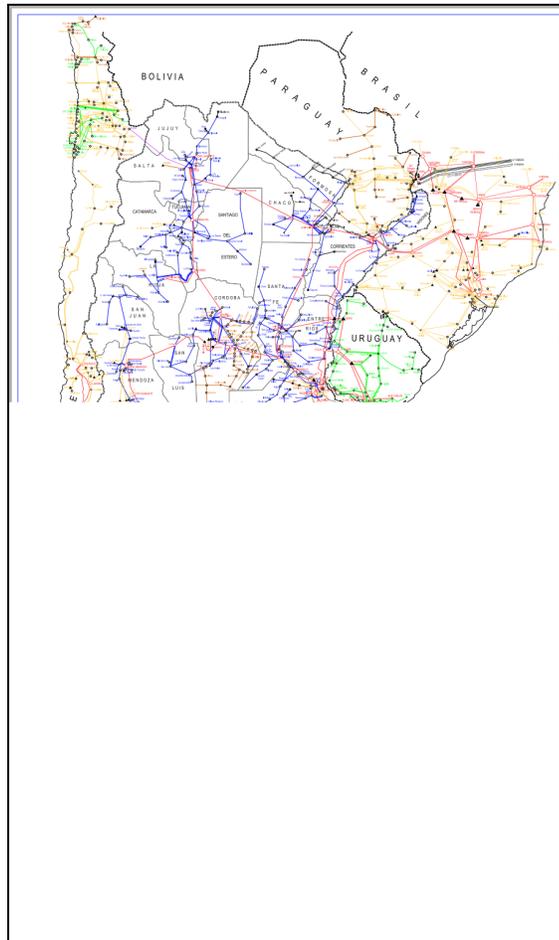


Fig.II.1 Matriz eléctrica Argentina

La obtención de agua para uso domiciliario en regiones aisladas y secas, no es un problema trivial. Suelen utilizarse motores de combustión interna, acoplados directamente a bombas mecánicas o grupos electrógenos para alimentar bombas eléctricas. La opción de aprovechar energías alternativas para alimentar el bombeo de agua resulta atractiva para resolver algunas situaciones particulares, por ejemplo cuando es necesario elevar agua a algún tanque reservorio y obtener así la presión necesaria para los usos comunes.

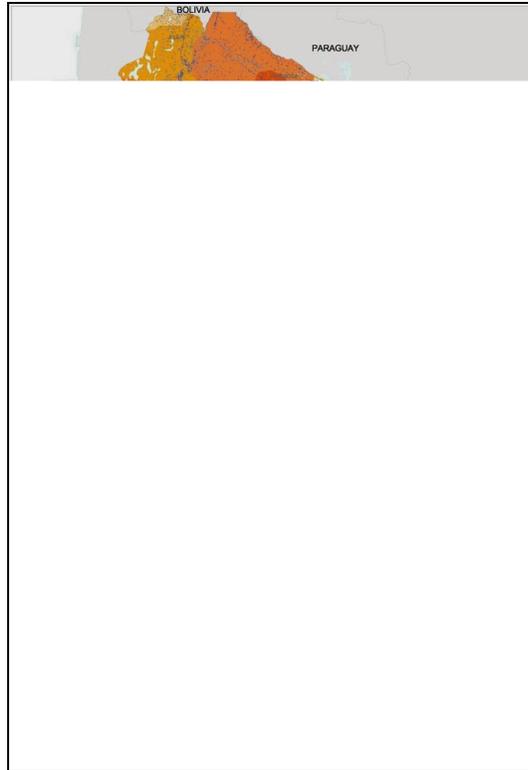


Fig.II.2 Zonas afectadas por falta de agua

Con ese propósito se decidió realizar un proyecto que busque aprovechar la energía solar térmica como fuente de generación de trabajo para el bombeo de agua. De esta manera se permitiría, en forma sustentable y sin tener que recurrir al consumo de combustibles y/o redes eléctricas, satisfacer esta necesidad.

III . Introducción a Distintas Soluciones Existentes

i) Solución eléctrica con paneles fotovoltaicos, baterías y bomba

Una de las posibles soluciones al problema planteado es la ya muy utilizada combinación de paneles fotovoltaicos en conjunto con motor eléctrico y bomba. Existe la opción de instalar baterías para acumular energía y utilizarla en periodos de ausencia de irradiancia solar.



Fig.III.1 Sistema de riego/bombeo con paneles fotovoltaicos

Su amplio uso se ve justificado por su simplicidad de montaje y bajos costos operativos. Los paneles fotovoltaicos y su electrónica asociada son los componentes más nuevos. Las mayores producciones de los últimos años, incentivadas por gobiernos globalmente, han reducido mucho los costos de los paneles como también la electrónica de potencia.

ii) Motor de combustión interna conectado a bomba mecánica

La amplia disponibilidad y alta densidad de potencia, entre otras cosas, hace de los hidrocarburos la fuente más utilizada para generación de trabajo hoy en día. Un motor de combustión interna puede ensamblarse fácilmente a una bomba y mover grandes cantidades de agua con tiempos de puesta en marcha relativamente cortos. Por otro lado la utilización de hidrocarburos genera gases de efecto invernadero que contribuyen al calentamiento global. Tomando en consideración las tendencias globales mencionadas anteriormente que buscan modelos sustentables y el aprovechamiento de energías renovables, esta solución no es de nuestro interés en este proyecto, pero el cambio hacia sistemas sustentables es lento y mientras esta solución sea económicamente viable seguirá siendo utilizada.

iii) Stirling y sus variaciones

El principio de funcionamiento del motor Stirling básicamente consta de un ciclo cerrado con dos cámaras conectadas entre sí que permiten que el fluido de trabajo (gas o aire) aumente su temperatura y dilate en una mientras que en la otra se enfría y contraiga. Este dispositivo aprovecha la dilatación y contracción cíclica para obtener trabajo a través de un eje de rotación el cual podría estar ensamblado a un mecanismo de bombeo. Existen tres variantes Stirling Alfa, Beta y Gamma.

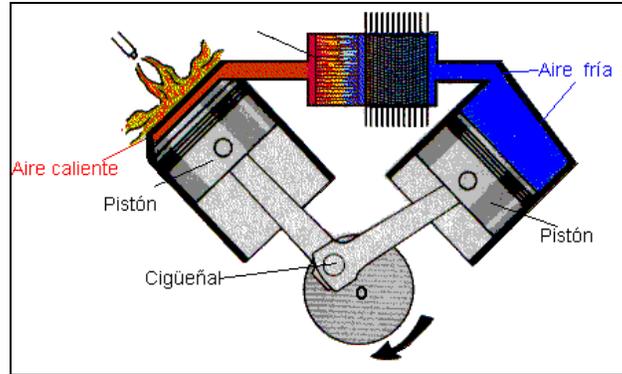


Fig.III.2 Esquema motor Stirling

IV. Objetivos

El objetivo del proyecto es desarrollar un sistema mecánico de bombeo de agua, mediante el aprovechamiento de energía solar térmica. Se buscará diseñar una máquina que tenga eficiencias similares a las obtenidas con paneles fotovoltaicos y en lo posible con menores costos. Con estos objetivos en mente se consideró que el mecanismo a diseñar debería ser lo más simple posible, evitando mecanizados costosos con ajustes precisos y el uso de muy altas temperaturas. Por esto se descartó la idea de diseñar un motor Stirling, ya que también es una solución al problema que ha sido ampliamente estudiada por terceros.

Buscando alternativas se pensó aprovechar la expansión de una masa de gas por aumento de la temperatura. Esta expansión sería aprovechada mediante un pistón, generando trabajo al recorrer una cierta carrera. El trabajo generado se utilizará para bombear agua.

Desarrollo Prototipo 1

V. Punto de Partida para el Diseño.

A partir de una idea propuesta por el tutor, se comenzó a analizar diferentes alternativas de diseño para el equipo. Inicialmente se decidió separar el equipo en dos partes: la generación de trabajo y el bombeo de agua. Las mismas estando relacionadas mediante un vástago.

Para generar trabajo se propuso el siguiente esquema:

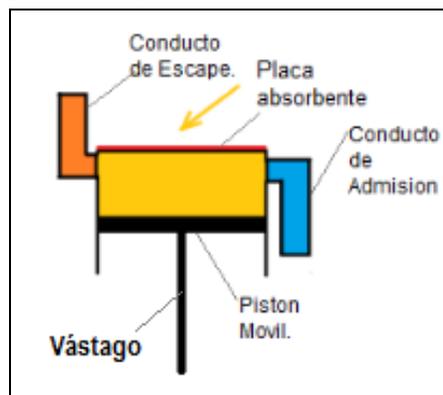


Fig.V.1 Esquema del primer equipo pensado

Como se puede observar, este primer diseño cuenta con una placa superior, o placa absorbente, que cumple la función de captar la radiación solar incidente en su superficie. Por debajo de esta placa se encuentra un cilindro hermético que en su parte inferior aloja un pistón. Este último está conectado mediante un vástago a una bomba mecánica, no representada, que cumple su función al absorber el trabajo que le transmite el pistón. Sobre la periferia del cilindro existe una entrada y una salida de aire, admisión o escape respectivamente.

Inicialmente, estando el pistón en la parte superior, el recipiente se llena con una cierta masa de aire que ingresa por el conducto de admisión. Una vez llenado el volumen del recipiente, se cierran las válvulas, permitiendo así que el aire se expanda y genere trabajo al ir absorbiendo el calor proveniente de la placa superior. Al llegar el pistón al punto inferior se abre el paso de la masa de aire, ahora caliente, al conducto de descarga. De esta manera el recipiente perderá presión y dejará de generar trabajo. Para que el pistón vuelva al punto superior se pensaron inicialmente dos mecanismos que ejerzan una fuerza opuesta al peso, un sistema de balancín o resorte.

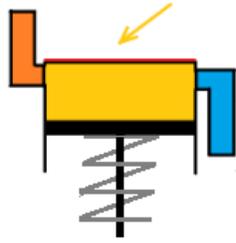


Fig.V.2 Esquema del equipo con resorte

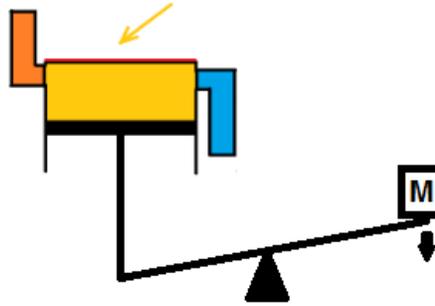


Fig.V.3 Esquema del equipo con balancín

VI . Diseño Preliminar

En vista del objetivo del proyecto se realizó una primera estimación del problema. El consumo medio de agua por persona por día es de aproximadamente 200 litros, y si se considera una familia de 5 personas, su consumo aproximado sería de 1000 litros por día (1m^3). Considerando que la misma se debe bombear a una altura de 5 metros, para tener presión suficiente en la instalación, y que el periodo de tiempo para bombear son las 6 horas en que el sol tiene su mayor intensidad, se llega, multiplicando el caudal, la altura y el peso específico del agua, a que se requieren en promedio 2,27 watts de potencia. Por lo tanto la máquina a diseñar deberá proveer en promedio, como mínimo, dicha cantidad durante 6 horas para cumplir con el objetivo.

i) Desarrollo Termodinámico

Como se mencionó, se consideró el funcionamiento del mecanismo con un balancín o con un resorte, y para decidir cuál sería más conveniente, se realizó el siguiente análisis termodinámico:

En ambos ciclos, el fluido de trabajo recibe calor proveniente de una zona del recipiente, fuente caliente, que a su vez recibe ese calor por conducción de otra superficie del motor sobre la cual incide radiación solar. El trabajo obtenido es generado por la expansión del aire que entra a la maquina “frio” del ambiente y absorbe el calor de la fuente caliente. El ambiente absorbe el calor proveniente de las pérdidas de la máquina y también el cedido por el aire caliente una vez que este ha salido del motor, al terminar el ciclo.

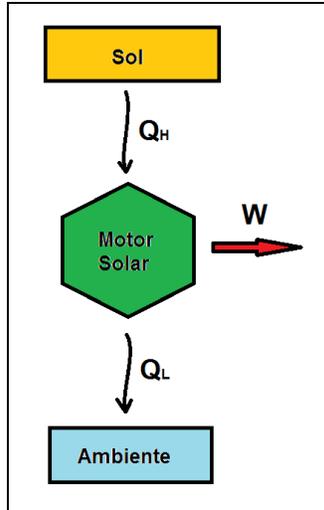


Fig.VI.1 Diagrama de la máquina térmica

Se considera para el análisis termodinámico que el volumen de control es el interior del recipiente, este tiene un volumen variable ya que cuando el pistón baja, el volumen de control aumenta. El fluido de trabajo se considera que es aire seco, y se aproxima su comportamiento como gas ideal ya que las temperaturas de trabajo no serán bajas ni las presiones muy altas. Los dos ciclos por analizar se muestran en el siguiente diagrama P-V:

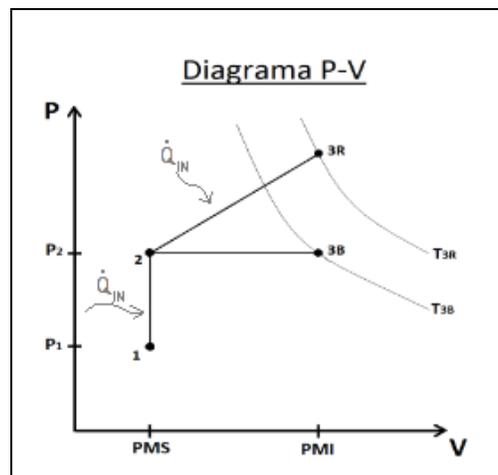


Fig.VI.2 Diagrama P-V del ciclo termodinámico

Como se ve en la gráfico de la figura VI.2, el ciclo será abierto, ya que el aire es tomado del ambiente en 1 ($P_1 = P_0 = 1 \text{ atm}$ y $T_1 = T_0 = 20^\circ\text{C}$), y liberado al ambiente en el punto 3. El ciclo inicia en el punto 1 y es descrito a continuación:

1. El pistón está en su punto muerto superior (PMS) y recién se han cerrado ambas válvulas después de introducir aire frío en el cilindro.
- 1-2. El aire encerrado herméticamente dentro del cilindro empieza a recibir calor proveniente de la placa absorbente, y así empieza a aumentar su presión hasta llegar al punto 2.
2. La presión dentro del cilindro ejerce una fuerza sobre el pistón lo suficientemente grande

para superar la fuerza de roce estática del pistón, el mecanismo acoplado y el peso del balancín o fuerza inicial del resorte. De este modo el pistón empieza a moverse hacia abajo aumentando el volumen del aire en el cilindro.

- 2-3. En el caso del balancín (2 a 3B), la fuerza ejercida por éste es constante y por lo tanto la presión en el recipiente se mantiene constante (P_2). A medida que el aire absorbe calor se expande isobáricamente.

Para el caso del resorte (2 a 3R), se considera que la fuerza ejercida por el resorte respeta la ley de Hook ($F = k \Delta x$ donde Δx es el desplazamiento del pistón desde el PMS, k una constante proporcional, y F la fuerza ejercida por el resorte). Esto significa que a medida que el aire se expande al absorber calor, desplaza el pistón hacia abajo y a su vez la presión en el recipiente aumenta ya que la fuerza ejercida por el resorte aumenta al ser comprimido.

3. Cuando el pistón llega al punto muerto inferior (PMI) se abre la válvula de escape y el aire caliente sale del recipiente. Inmediatamente la presión en el recipiente cae a la atmosférica y por la fuerza del balancín o resorte, el pistón vuelve al PMS. Luego se abre la válvula de admisión para iniciar nuevamente el ciclo en 1.

Para ciclos termodinámicos se suele expresar la eficiencia de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{W_{\text{útil}}}{Q_H} \quad \text{(VI.1)}$$

Donde $W_{\text{útil}}$ es el trabajo útil generado en un ciclo y Q_H el calor aportado por la fuente caliente en ese ciclo. El trabajo útil es, como su nombre lo indica, el trabajo que efectivamente se utilizará para bombear agua sin considerar el trabajo que se hace contra la atmósfera, el cual se pierde. Para realizar una primera aproximación del rendimiento se decidió considerar, el roce mecánico involucrado y las pérdidas de calor al ambiente nulos. De esto último, se entiende que el calor proveniente de la fuente caliente es el calor total que el sistema intercambia con su entorno. Por esta razón, el rendimiento calculado sería un límite superior teórico al rendimiento real obtenible.

El calor proveniente de la fuente caliente se puede dividir entre el calor intercambiado con el entorno en cada etapa del ciclo:

$$Q_H = Q_{1-2} + Q_{2-3} \quad \text{(VI.2)}$$

Por lo tanto, se tiene para los ciclos:

$$\eta_B = \frac{W_{\text{útil},B}}{Q_{1-2} + Q_{2-3B}} \quad \text{y} \quad \eta_R = \frac{W_{\text{útil},R}}{Q_{1-2} + Q_{2-3R}} \quad \text{(VI.3)}$$

Para calcular cada término de esta expresión se plantea el Balance de Energía, proveniente del Primer Principio de la Termodinámica, para cada etapa del ciclo:

$$\Delta U_{1-2} = Q_{1-2} - W_{1-2} \quad \text{(VI.4)}$$

$$\Delta U_{2-3B} = Q_{2-3B} - W_{2-3B} \quad \text{(VI.5)}$$

$$\Delta U_{2-3R} = Q_{2-3R} - W_{2-3R} \quad \text{(VI.6)}$$

Donde ΔU es la variación de energía interna del aire entre dos estados, y W el trabajo total realizado por el sistema entre cada sucesión de estados.

Por otro lado, la variación de energía interna del aire entre dos estados termodinámicos, considerando que es un gas ideal, se puede expresar de la siguiente forma:

$$\Delta U_{1-2} = c_v m (T_2 - T_1) \quad \text{(VI.7)}$$

$$\Delta U_{2-3B} = c_v m (T_{3B} - T_2) \quad \text{(VI.8)}$$

$$\Delta U_{2-3R} = c_v m (T_{3R} - T_2) \quad \text{(VI.9)}$$

Donde c_v es la capacidad calorífica a volumen constante del aire por unidad de masa, m la masa del aire utilizado y T la temperatura en cada estado. El trabajo total para cada etapa del ciclo se puede calcular como el área por debajo del ciclo en el diagrama P-V:

$$W_{1-2} = 0 \quad \text{(VI.10)}$$

$$W_{2-3B} = p_2 (V_3 - V_2) \quad \text{(VI.11)}$$

$$W_{2-3R} = \frac{(p_2 + p_3)(V_3 - V_2)}{2} \quad \text{(VI.12)}$$

$$W_{AMB} = p_1 (V_3 - V_2) \quad \text{(VI.13)}$$

Entre los estados 1 y 2 la variación de volumen del aire es nula, por lo tanto, el trabajo es cero. Restándole a estas expresiones el trabajo realizado contra el ambiente en cada etapa y el roce involucrado, se obtienen las expresiones de trabajo útil:

$$W_{\text{útil},B} = (p_2 - p_1)(V_3 - V_2) - W_{\text{Roce},B} \quad \text{(VI.14)}$$

$$W_{\text{útil},R} = \frac{(p_2 + p_3)(V_3 - V_2)}{2} - p_1 (V_3 - V_2) - W_{\text{Roce},R} \quad \text{(VI.15)}$$

Como se mencionó anteriormente, el roce de cada sistema se desprecia ($W_{\text{Roce}}=0$), obteniendo un valor de rendimiento teórico mayor al real. Despejando los calores del Balance de Energía y reemplazando los valores, se obtienen las siguientes expresiones para el calor intercambiado con el entorno en cada etapa

del ciclo:

$$Q_{1-2} = \Delta U_{1-2} = c_v m (T_2 - T_1) \quad (\text{VI.16})$$

$$Q_{2-3B} = \Delta U_{2-3B} + W_{2-3B} = c_v m (T_{3B} - T_2) + p_2 (V_3 - V_2) \quad (\text{VI.17})$$

$$Q_{2-3R} = \Delta U_{2-3R} + W_{2-3R} = c_v m (T_{3R} - T_2) + \frac{(p_2 + p_3)(V_3 - V_2)}{2} \quad (\text{VI.18})$$

Dado que la evolución de 2 a 3B se realiza a presión constante, el calor intercambiado con el entorno también se puede expresar de la siguiente manera:

$$Q_{2-3B} = c_p m (T_{3B} - T_2) \quad (\text{VI.19})$$

Finalmente, reemplazando estas expresiones y simplificando, se pueden escribir las expresiones para el rendimiento de cada ciclo:

$$\eta_B = \frac{(p_2 - p_1)(V_3 - V_2)}{c_v m (T_2 - T_1) + c_p m (T_{3B} - T_2)} \quad \text{y} \quad \eta_R = \frac{\frac{(p_2 + p_3)(V_3 - V_2)}{2} - p_1 (V_3 - V_2)}{c_v m (T_{3R} - T_1) + \frac{(p_2 + p_3)(V_3 - V_2)}{2}} \quad (\text{VI.20})$$

Con el fin de comparar estos rendimientos y simplificar el análisis, se decidió imponer en este desarrollo teórico que la variación de temperatura entre el estado 1 y el estado 2 es igual a la variación de temperatura entre el estado 2 y el 3 para ambas eficiencias (ΔT), por lo tanto, todas las variaciones de temperatura son iguales entre ciclos y dentro del ciclo. Utilizando esta nueva condición se pueden simplificar las expresiones para rendimiento y llegar a lo siguiente:

$$\eta_B = \frac{(p_2 - p_1)(V_3 - V_2)}{m \Delta T (c_v + c_p)} \quad \text{y} \quad \eta_R = \frac{\left[\frac{(p_2 + p_3)}{2} - p_1 \right] (V_3 - V_2)}{2 m \Delta T c_v + \frac{(p_2 + p_3)(V_3 - V_2)}{2}} \quad (\text{VI.21})$$

Esta hipótesis tiene como consecuencia una modificación en el ciclo termodinámico planteado:

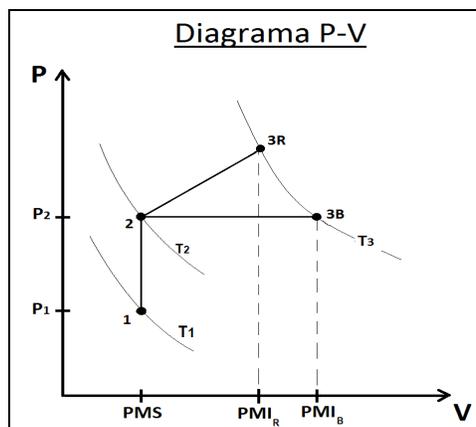


Fig.VI.2 bis Diagrama P-V del ciclo termodinámico

Al igualar los ΔT_{2-3} entre ciclos del resorte y balancín, la variación de volumen para el resorte resulta menor. Esta condición resulta en que el trabajo útil realizado por el resorte (área bajo la curva 2-3R) no sea necesariamente mayor al del balancín (área bajo la curva 2-3B).

La hipótesis de ΔT_{1-3} iguales es lógica al considerar que la temperatura máxima y mínima están delimitadas por la temperatura ambiente y la temperatura máxima soportada por los materiales. Por lo tanto la variación de temperatura total (ΔT_{1-3}) necesariamente sería igual en cualquiera de los dos formatos. Otra posible hipótesis hubiera sido fijar las mismas carreras, en cuyo caso los ΔT serían distintos y el rendimiento del sistema resorte, sería mayor que el del sistema balancín.

Utilizando diferentes condiciones de borde y la siguiente ley de los gases ideales para describir evoluciones entre dos estados:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad \text{(VI.22)}$$

Se llegó a que el rendimiento del ciclo termodinámico para el balancín es mayor que el del resorte, como se puede ver en la Figura VI.3.

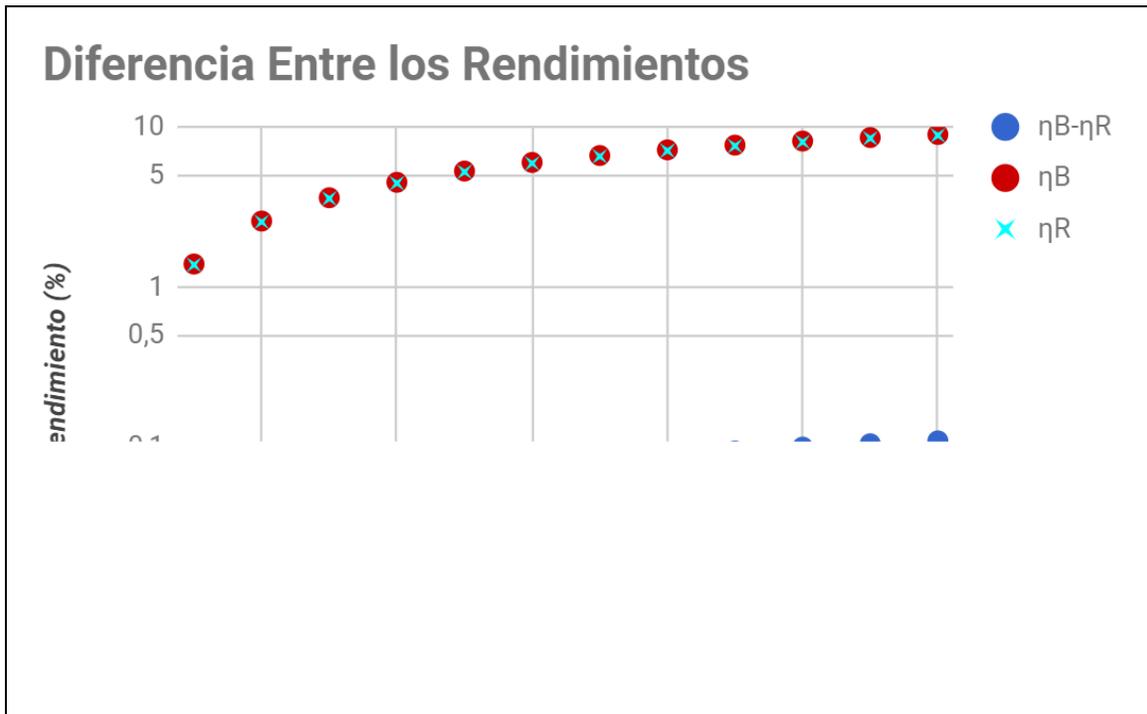


Fig. VI.3 Comparación entre el rendimiento del ciclo del Balancín y el Resorte

Si se consideran las siguientes condiciones de borde:

- $T_1 = T_{amb} = 20^\circ\text{C}$
- $T_3 = 200^\circ\text{C}$
- $P_1 = P_{amb} = 1\text{ atm}$

El rendimiento termodinámico del ciclo con balancín es de 4,16%, y considerando el gráfico VI.2 bis se

puede observar que el rendimiento del resorte sería 4,11% lo cual no es significativamente diferente. Vale mencionar que si se incrementa la constante del resorte, el rendimiento del ciclo del resorte disminuye. Por lo tanto, se buscarán soluciones que se asemejen a un ciclo con balancín.

Se debe tomar en consideración que estos valores calculados son un límite superior, ya que inicialmente se supuso que no hay pérdidas de calor ni roce. La condición que se deberá imponer experimentalmente, para validar este modelo, es que las variaciones de temperatura entre los estados 1-2 y 2-3 sean aproximadamente iguales. Para estas condiciones de borde mencionadas, si se considera un diámetro de pistón de 300 mm, y un volumen inicial de aire frío de aproximadamente 20 lts., la carrera resultante es de 70 mm y la fuerza ejercida por el pistón es de 2,2 kN.

ii) Desarrollo Transferencia de Calor y Mecánica de Fluidos

Como punto de partida en el diseño preliminar, se propusieron alternativas que pudieran acercar el diseño del equipo real al teóricamente pensado.

Fuente de Calor:

En lo que respecta a la fuente de calor, se pensaron las siguientes alternativas:

1. Utilizar únicamente una placa metálica con algún tipo de pintura solar absorbente, por ejemplo, cromo negro. Este último es capaz de absorber una gran parte de energía de radiación y transmitirla a través de la misma al interior del recipiente.
2. Con el objeto de aumentar el porcentaje de radiación absorbida se estudió la posibilidad de construir una cámara de aire o vacío entre la placa pintada y una tapa superior de vidrio transparente. La misma generaría efecto invernadero. Esta alternativa se vuelve más compleja para la construcción, ya que sería necesario asegurar la hermeticidad de dicho recinto, estando este al vacío.
3. Otra alternativa pensada fue la de aumentar la superficie de absorción más allá de los límites del recipiente, esto se podría lograr con un área de placa mayor, Figura VI.4a, o bien utilizando deflectores externos que reflejen los rayos a la placa captadora, Figura VI.4b.

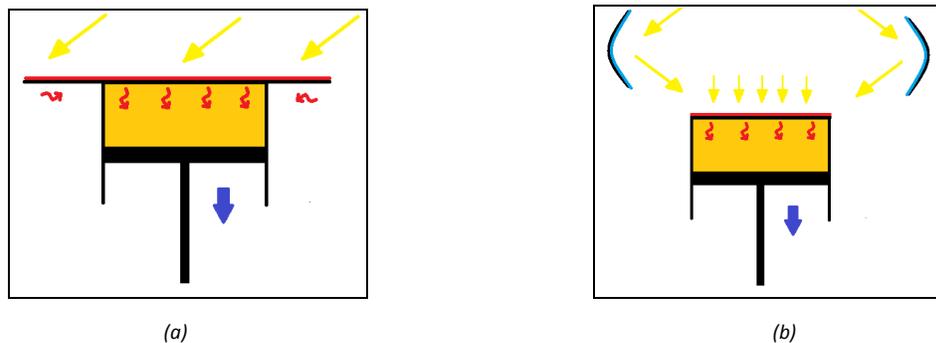


Fig.VI.4 Esquema de mayor superficie de captación solar

La alternativa (a) requiere la aislación del lado inferior de la extensión de placa para poder reducir las pérdidas.

La alternativa (b), es más compleja desde el punto de vista constructivo, y también más costosa por los materiales necesarios, espejos parabólicos o estilo fresnel, que aumentan en gran medida el área de captación.

Circulación del aire:

Independientemente de la forma de captar el calor de radiación, surgió el inconveniente de lograr un calentamiento homogéneo en la masa de aire, ya que el aire caliente tiende a subir y estancarse en el entorno de la placa metálica (fuente de calor). Para ello se pensó alguna forma de recircular el aire durante el calentamiento con la utilización de un tipo de agitador acompañado de placas guías para favorecer el mezclado del fluido (Figura VI.5).

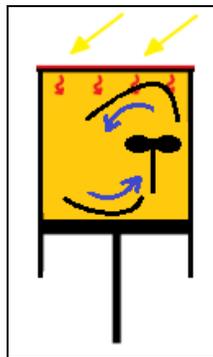


Fig.VI.5 Esquema del recipiente con agitador y placas guías

Se debe tomar en cuenta que cualquier componente que permanezca en el interior del recipiente debe soportar las temperaturas a las cuales puede llegar a estar sometido.

Otra alternativa para lograr un calentamiento más homogéneo del fluido de trabajo fue disponer placas disipadoras solidarias a la placa metálica absorbente, de esta manera el calor llegaría hasta un punto más bajo a través de las mismas y beneficiaría el efecto de convección en el recipiente.

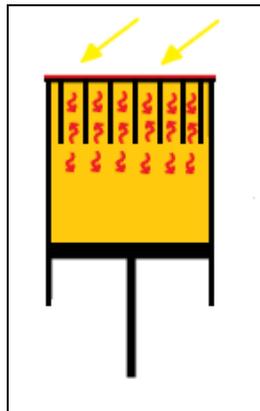


Fig.VI.6 Esquema del recipiente placas disipadoras

Para que la variación de temperatura del aire sea lo más grande posible, se diseñará la toma de aire lo más cerca del suelo posible, donde el aire está más frío. Por el contrario, considerando que las masas calientes se mueven hacia arriba, el conducto de salida debería fomentar el efecto chimenea. Este conducto provocaría una succión que favorecería el recambio de la masa de aire en el interior del recipiente.

iii) Desarrollo Mecánico

a. Recipiente

Al ser un recipiente sometido a presión interna se utilizará preferentemente la geometría cilíndrica con una tapa en forma de casquete en uno de los extremos, mientras que en el otro se colocará el pistón móvil que accionará la bomba. Para la construcción del recipiente se tendrá en cuenta la presión máxima alcanzable en el interior y se determinará el espesor necesario de la chapa de acero que le atribuya la suficiente resistencia.

b. Mecanismos apertura y cierre de válvulas

Para que el motor funcione es necesario diseñar un mecanismo que abra y cierre las válvulas en los instantes indicados.

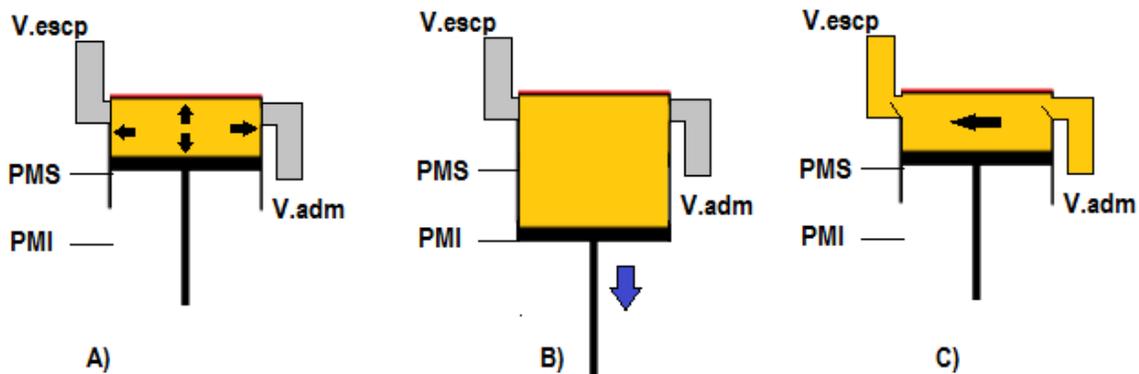


Fig.VI.7 Etapas de funcionamiento- apertura y cierre de válvulas

Cuando el pistón se encuentra en el PMS (Fig.VI.7-A), las válvulas de Admisión y Escape estarán cerradas para poder sacar provecho del calentamiento del aire y su consecuente expansión. Dicha expansión, desplaza el pistón hasta alcanzar el PMI (Fig. VI.7-B), abriendo la válvula de escape e instantes después la válvula de admisión (Fig.VI.7-C).

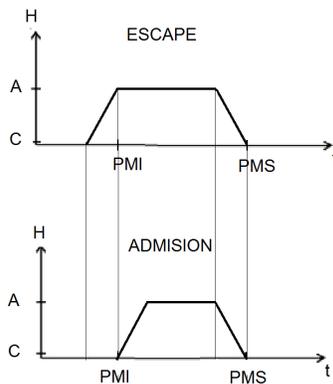


Fig.VI.8 Diagrama de tiempos de apertura y cierre de válvulas
 C: Valv. Cerrada; A: Valv. Abierta; H: Carrera ; t: Tiempo

En la Fig.VI.8, se puede ver el cruce de válvulas que le permitiría a los gases calientes iniciar un movimiento hacia la chimenea. Este movimiento, podría ser aprovechado para ingresar aire “frío” al recipiente. Continuando el ciclo, el pistón alcanza el PMS nuevamente y ambas válvulas se cierran para comenzar el ciclo nuevamente (Fig. VI.7-A).

Buscando alternativas de diseño se plantearon las siguientes soluciones:

1. Levas lineales sobre vástago:

Esta idea consiste en fijar un cilindro hueco al vástago del pistón, y sobre este cilindro mecanizar la leva para la apertura y cierre de las válvulas. Por estas debería pasar un seguidor que transfiera movimiento a las válvulas.

2. Levas planas:

Para controlar la temperatura final del ciclo en los ensayos se buscó la posibilidad de controlar la extensión de la carrera. Esto implicaba la utilización de levas que tuviesen un largo variable. Estas levas estarían montadas sobre ranuras en una placa, la cual estaría solidaria al vástago del motor.

3. Palancas e hilos:

Inicialmente se pensó transferir el movimiento de las levas hasta las válvulas por medio de palancas. Esta idea se descartó después de considerar la complejidad de transformar el movimiento circular de una palanca al lineal de las válvulas. También se consideró la utilización de hilos o cables para accionar las válvulas mediante esfuerzos de tracción.

4. Vaina y cable de acero (similar bicicleta):

Una alternativa a la utilización de palancas y cables fue la de vainas y cables de acero, como las que se utilizan en los frenos de bicicletas a pastillas. Estas permiten direccionar el movimiento de tracción fácilmente sin tener que utilizar varias palancas o, en el caso de hilos, roldanas.

5. Diseño de válvulas y sellos:

Las válvulas deberían ser normalmente abiertas o cerrada con un resorte que mantenga su posición normal. Se pensó en modelos de válvulas clapeta, mariposa y del tipo utilizadas para motores de combustión interna en la admisión y escape del aire del cilindro de combustión. La

válvula utilizada debería garantizar la hermeticidad del recipiente, por lo que el sello de éstas sería importante.

c. Diseño pistón, cilindro, sello.

Para que el pistón pueda realizar trabajo es fundamental que el conjunto cilindro pistón sea hermético para mantener la presión en el recipiente a medida que se calienta el aire. Con este objetivo en mente se pensaron las siguientes soluciones:

1. Sellado con O-rings:

Inicialmente se consideró utilizar como método de sello O-rings entre el cilindro y el pistón, mecanizando los alojamientos correspondientes. Esta alternativa se descartó por la dificultad de mecanizar con precisión un cilindro de gran diámetro.

2. Fuelle entre pistón y cilindro:

Se consideró la utilización de un fuelle conectado entre el cilindro y el pistón mediante bridas. Este podría estar fabricado de tela con algún revestimiento que soporte temperatura y le dé hermeticidad a la tela. La complicación principal de esta solución es la fabricación del fuelle, dado que también implica la fabricación de su molde. Si se utilizara esta solución, otra consideración es que el fuelle inicialmente debería tener su parte convexa hacia el aire caliente, ya que, si no es así, la posterior expansión del aire se gastaría en reacomodar el fuelle y no en empujar el pistón.

3. Membrana elástica:

Si la carrera del pistón no es muy extensa, se podría utilizar una membrana plana hecha de algún elastómero resistente a la temperatura. Éste podría estar acoplado al cilindro y pistón por bridas. Es importante destacar que si bien se determinó que el rendimiento del sistema con balancín es mayor, por cuestiones constructivas relacionadas con la hermeticidad de la máquina tendría sentido recurrir al uso de un diafragma polimérico, a pesar de su efecto elástico.

d. Determinación de chimenea.

En cuanto a la opción de construir una chimenea que generase succión para facilitar el intercambio del aire dentro del recipiente, se determinó mediante cálculos en el ANEXO II, que la altura correspondiente de la misma para que se justifique, es desproporcionada para las dimensiones del equipo en cuestión. Por lo que se dejó de lado la colocación de la misma según diseño teórico y se propuso experimentar con una de dimensiones razonables y observar algún efecto positivo.

e. Sistema de bombeo.

El sistema de bombeo a ensamblar sería del tipo utilizados en molinos de viento, los cuales tienen una junta de goma en su periferia, similar a un O-Ring, que sella por fricción con la superficie del cilindro de bombeo. El pistón de la bomba cuenta con una válvula anti retorno para permitir el paso de agua hacia arriba, y otra en el fondo del cilindro para permitir el ingreso de agua al sistema. La bomba se conectaría mediante una barra rígida desde el pistón hasta la palanca conectada al vástago del motor.

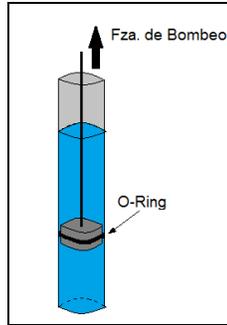


Fig.VI.9 Pistón de bombeo

f. Ensamble sistema de bombeo

Como se explicó, el motor en sí generará un trabajo alternativo haciendo fuerza hacia abajo al aprovechar la expansión del aire. Como la bomba requiere tener su carrera de trabajo realizando tracción hacia arriba, se necesita algún mecanismo que invierta el sentido de la fuerza. Considerando la necesidad de aumentar el desplazamiento generado por la poca carrera del pistón a expensas de una menor fuerza de salida, la solución más razonable es utilizar un brazo de palanca. ANEXO III.

VII . Diseño Final del Prototipo 1

i) Descripción general del prototipo y simplificaciones adoptadas

Utilizando como punto de partida las ideas planteadas en el inciso anterior e intentando mantener la simplicidad del diseño, se definieron los siguientes aspectos del prototipo:

Para el **cuerpo del motor**, se decidió utilizar un recipiente cilíndrico de acero, el mismo cerrado por uno de los extremos, mientras que en el otro se colocará una brida para acoplar el pistón. Se utilizó una membrana elástica plana para acoplar el pistón al cilindro y poder mantener la hermeticidad del recipiente mientras el mismo se desplaza.

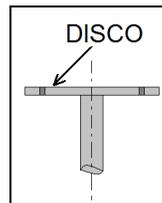


Fig.VII.1 Disco solidario al vástago

El **pistón** se diseñó de tal manera que tuviese un disco rígido (Fig.VII.1) ubicado en el centro del diafragma, para así obtener la fuerza resultante del correspondiente al aumento de presión y concentrarla en un vástago conectado al sistema de bombeo.

El **diafragma** se fijará al recipiente por medio de 2 bridas externas al recipiente (Fig. VII.3) , las mismas al igual que el disco rígido en el centro harán a su vez de sándwich con el diafragma, deformándolo por la presión entre las bridas para ejercer un mejor sello y hermeticidad del recipiente. La presión mencionada se lograría por la colocación de un número determinado de bulones que aseguren una deformación homogénea en todo el perímetro del disco (Fig.VII.2) y las bridas.

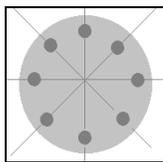


Fig.VII.2 Agujeros en el disco

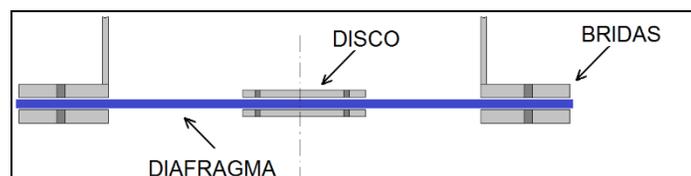


Fig.VII.3 Sándwich en el diafragma

Para el sistema de **válvulas** de admisión y escape, si bien se mencionó su secuencia de funcionamiento anteriormente (Fig.VI.8), en este apartado se hará referencia a la construcción de las mismas. Como se mencionó en las alternativas de diseño, la construcción de las mismas puede variar y llegar a ser muy compleja.

Ya que el objetivo del proyecto no es profundizar en la automatización de las válvulas y si en el ciclo en cuestión, se dejó de lado para este prototipo la búsqueda de la alternativa ideal. Determinando como solución, la construcción de un sistema de válvulas manuales.

Las mismas se diseñaron con un cuerpo de válvula tubular en el cual se instaló un buje que permitiese el libre desplazamiento del vástago de la válvula.

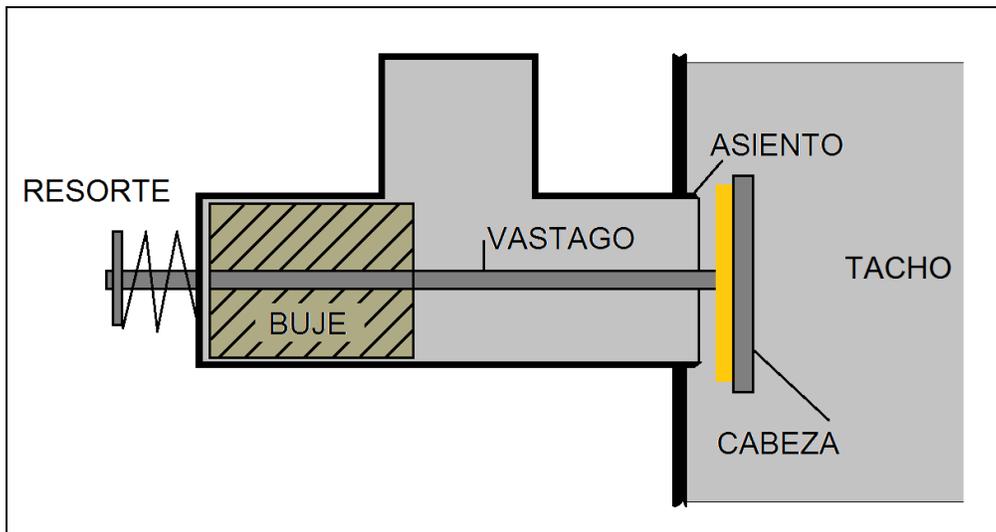


Fig.VII.4 Esquema de válvulas manuales

En particular se diseñó el cuerpo como un accesorio tipo "T" tubular para permitir el flujo de aire desde el tacho hacia el exterior o viceversa. El borde extremo del accesorio a ensamblarse en el recipiente hizo de asiento de válvula, por lo que se mecanizó con un biselado para lograr un mejor sello en el interior (fig.VIII.4).

Para poder obtener un sello óptimo entre el asiento y la cabeza de válvula se pensó en colocar sobre la superficie del asiento un elastómero que soporte las temperaturas del motor. El elastómero se deformará contra el asiento gracias a la fuerza de un resorte que mantiene a la válvula normalmente cerrada. Una vez que comienza a aumentar la presión interna, esta ayuda a mejorar el sello al ejercer sobre la cabeza de la válvula una fuerza en el mismo sentido que la que hace el resorte. Se realizó un modelo en CAD para definir las dimensiones de las válvulas (Fig.VII.5):



Fig.VII.5 CAD de válvulas

El vástago está roscado, para poder variar la compresión del resorte y así modificar su fuerza mediante una tuerca con arandela. Este puede desplazarse a través de un buje colocado en el interior del cuerpo haciendo a su vez de guía para mantener la concentricidad con el cuerpo.

Se mencionó la posibilidad de hacer el sistema de válvulas normalmente abierto o cerrado, debido a los tiempos que conllevan las etapas del ciclo, se decidió hacer el sistema normalmente cerrado. Esto se debe a que la situación que más tiempo consume del ciclo es la expansión y la misma se lleva a cabo con las válvulas cerradas.

Fuente de calor

A pesar de haber tratado las distintas alternativas de diseño para la fuente de calor del motor solar, se decidió para el prototipo en cuestión realizar una simplificación de la misma y focalizar en el análisis del ciclo.

Se dejó para más adelante la selección de una fuente de calor del tipo solar térmica y se continuó con la instalación de una resistencia eléctrica que pudiese variar la potencia entregada a través de una fuente de tensión. La resistencia utilizada contó con aletas de disipación para lograr una mejor emisión térmica dentro del recipiente. Esta se conectó mediante sus terminales a los cables de la fuente en el lado externo. Se tuvo mucha precaución en dicha conexión, debiendo asegurar la estanqueidad del recipiente.

Para **aislar el recipiente** térmicamente y reducir las pérdidas de calor se consideró colocar un aislante térmico en el interior del recipiente. Poner el aislante en el interior tiene la ventaja de no calentar la estructura metálica del recipiente la cual por conducción podría difundir calor a otras áreas metálicas así aumentando la potencia perdida al ambiente. A su vez, colocar el aislante en el interior, separa el aire que entra al recipiente de las paredes metálicas calientes. Esto permite que en la etapa de admisión el aire no se caliente tan repentinamente y por lo tanto éste mantenga una mayor densidad hasta que se cierran las válvulas.

Sistema de Bombeo

Así como se simplificó el prototipo en lo que concierne a la fuente de calor, se realizó una segunda simplificación con el sistema de bombeo. Se dejó para más adelante el sistema hidráulico y se modeló colocando un peso conocido sobre el vástago del pistón. Para que el pistón realice trabajo levantando la pesa mencionada, se tuvo que invertir el motor para poder llevar a cabo dicho ensayo.

Diseño Final

Luego de varias iteraciones en el diseño se llegó al siguiente prototipo para realizar los ensayos (Fig.VII.6):

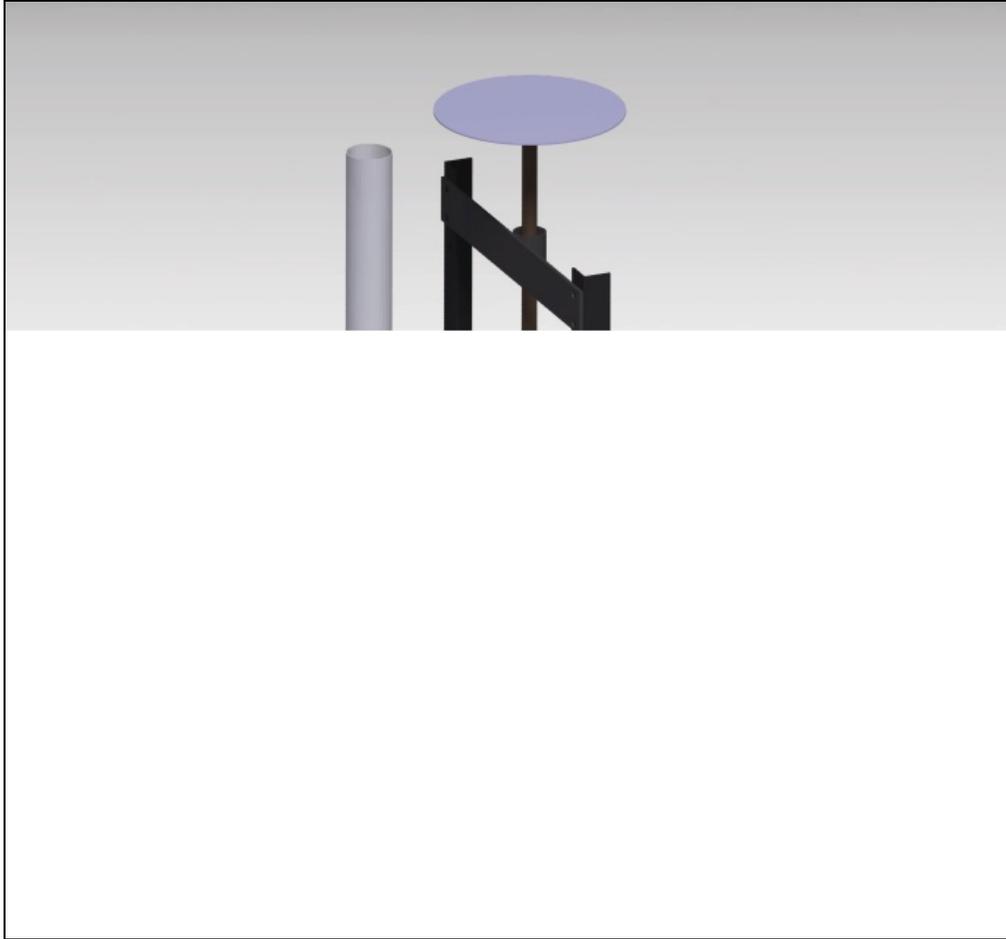


Fig.VII.6 CAD Diseño final para ensayos

En la imagen del CAD se puede observar el recipiente con sus dos bridas y los dos discos del pistón que en conjunto sostendrán el diafragma. También se observan las dos válvulas de aire manuales, una estructura para mantener el vástago perpendicular al diafragma y la plataforma para apoyar las pesas. En el interior del recipiente estaría la resistencia eléctrica.

VIII . Construcción del Prototipo 1

En esta sección se detalla el proceso constructivo del equipo según el diseño evaluado anteriormente. Se focalizará en un aspecto puramente técnico, haciendo referencia a los métodos de construcción y materiales utilizados.

i) Recipiente

Para el caso del cuerpo del motor, una vez determinado el espesor mínimo de la pared del recipiente en el ANEXO I y analizando las distintas alternativas para la construcción del recipiente cilíndrico, se determinó con fines prácticos la utilización de un recipiente “garrafa” de acero con capacidad de 22Lts como se ve en la imagen adjunta.



Fig.VIII.1 Garrafa de gas de 22Lts

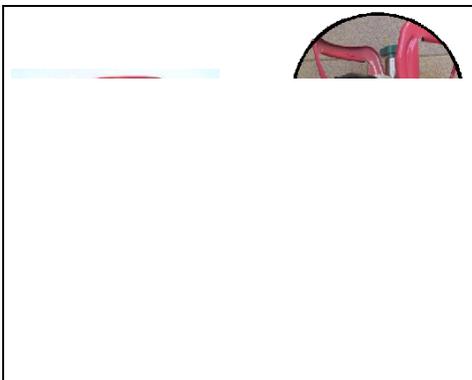


Fig.VIII.2 Corte del recipiente

Sobre la misma se realizaron las modificaciones necesarias para poder ensamblar los distintos componentes. En principio se cortó circunferencialmente el recipiente en el extremo de la válvula, para luego soldar la brida de sujeción del diafragma que conforma el pistón.

A continuación, se realizaron dos perforaciones enfrentadas sobre el cilindro para la posterior colocación de las válvulas. La perforación para el escape se hizo cerca del extremo superior del tacho y la de admisión cerca del extremo inferior. Se hicieron 5 perforaciones de menor diámetro para la colocación de instrumentos de medición (manómetro y dos termocuplas) y las dos terminales de la resistencia eléctrica.

ii) Diafragma

Se comentó anteriormente que sería de un material elastomérico apto para las temperaturas del ciclo. Se hizo un análisis de materiales con fin de determinar uno que mantenga las propiedades elásticas en el rango de temperaturas de trabajo. Ver ANEXO IV.

Teniendo en cuenta las propiedades elásticas y la resistencia a la temperatura, se seleccionó el caucho de silicona RTV 8001 provisto por la empresa Noviplast. El mismo se conformó utilizando dos componentes líquidos (el caucho y el catalizador). Para la fabricación del diafragma se construyó un molde cuadrado de espesor 5 mm en el cual se vertió la mezcla de los componentes y se dejó curar por 48 hs, según especificación del fabricante. El espesor fue determinado empíricamente. Un espesor menor era proclive a romperse y un espesor mayor aumentaría el coeficiente elástico del diafragma disminuyendo el rendimiento de la máquina al comportarse como un resorte.



Fig.VIII.3 Molde Caucho de silicona

Una vez transcurrido el tiempo y adquiridas las propiedades finales, se marcó y cortó el perímetro, junto con la perforación de los orificios para los bulones de las bridas y el disco.

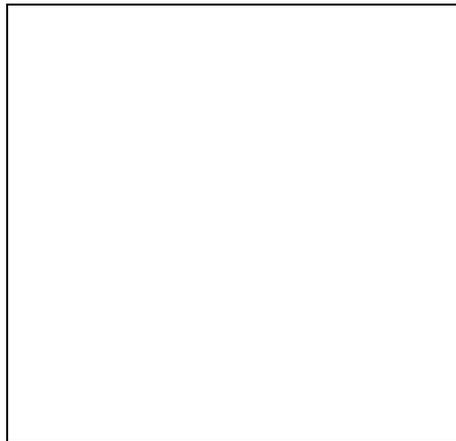


Fig.IV.4 Conformado de Diafragma

iii) Bridas y discos del pistón.

Las bridas se dimensionaron tomando en consideración el diámetro externo del recipiente y que estas fueran apropiadas para apretar el diafragma y evitar fugas. Se tomó en consideración que el espacio entre bulones no fuese demasiado grande, para asegurar la compresión homogénea del diafragma. Vale recordar que el objetivo del diafragma es otorgar flexibilidad para el movimiento del pistón sin extraer demasiado trabajo al estirarse. Esto implica que un diámetro chico de los discos del pistón permitiría una mayor carrera, pero un diámetro demasiado chico generaría que el diafragma se infle, quitándole trabajo útil a la máquina. El disco que se muestra en la figura VIII.5, resultó ser chico porque en los primeros ensayos se pudo observar que este se inflaba sin desplazar el pistón, desaprovechando la expansión del aire. Por por este motivo se fabricaron otros de mayor diámetro para evitar el efecto mencionado. Posteriormente se redondearon los bordes que entrarían en contacto con el diafragma, para no dañarlo. Al disco superior se le soldó una cupla para ensamblar el vástago con un pasador como se muestra en la siguiente figura.

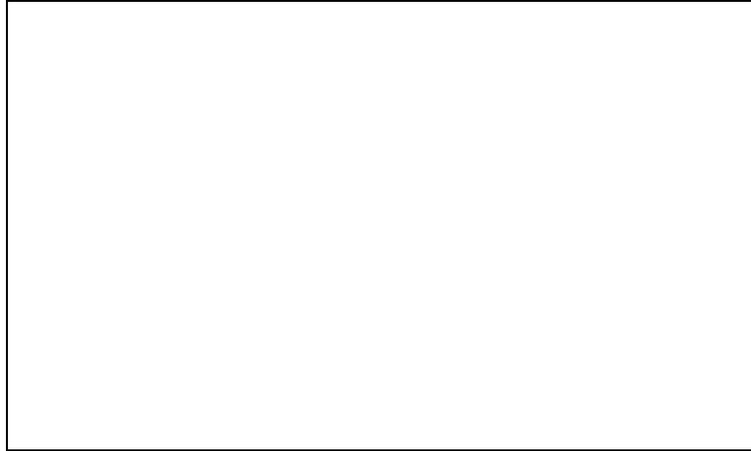


Fig. VIII.5 Bridas y disco acoplado a vástago

iv) Soporte para peso

Para evitar que el vástago se incline durante el movimiento, se diseñó y construyó un soporte que lo mantuviera en dirección vertical. Para esto se confeccionó una estructura con perfiles cuadrados de acero en el cual se instaló un buje que haría a su vez de guía para que el vástago se desplace libremente, ver fig.IV.6.



Fig. VIII.6 Estructura soporte de vástago

Como se puede observar en la figura anterior, la estructura tiene en su parte inferior dos perfiles ángulos soldados que son el medio por el cual, mediante bulones, se ensambla la estructura a las bridas ya solidarias al cuerpo.

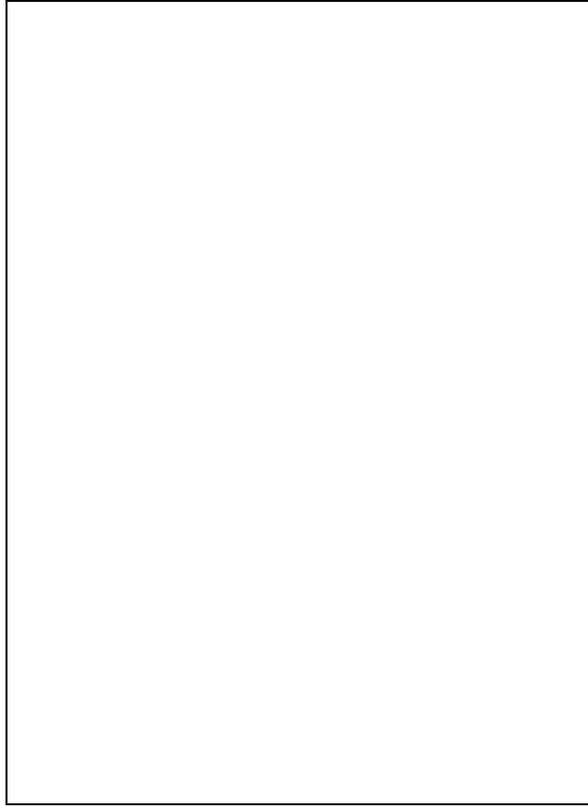


Fig.VIII.7 Conjunto ensamblado

v) Válvulas

La construcción de las válvulas se basó en la fabricación de distintos componentes por separado y luego un ensamble final en el cuerpo del accesorio tipo "T". Para el vástago se utilizó una barra de acero al carbono maciza, la misma se cilindro y frenteo mediante torneado hasta obtener baja rugosidad para reducir la fricción en el buje. Por otro lado, utilizando una barra de acero de un diámetro mayor que el del cuerpo de la válvula, se tornearon las tapas de válvula que luego se soldaron al vástago.

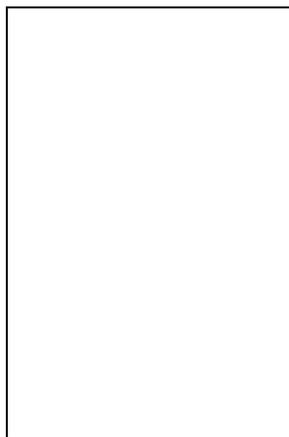


Fig.VIII.8 Vástago de la válvula

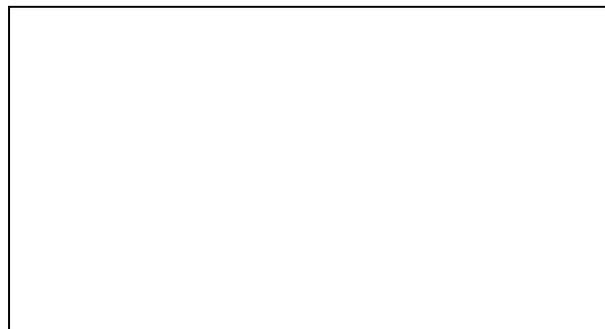


Fig.VIII.9 Vástagos de válvula

Para mejorar el sellado de la válvula, se colocó sobre el lado interno de la tapa un retazo circular de lámina

de caucho de silicona como se muestra en la *Figura.VIII.8*.

El buje, se construyó partiendo de una barra maciza de aluminio de 2", la cual se cilindró hasta obtener un diámetro menor al interior del accesorio "T", en la cual sería montada internamente.

El buje se ajustaría al cuerpo mediante un espárrago alojado en un orificio.



Fig.VIII.10 Componentes de la válvula

Una vez ensamblados todos los componentes, se soldó el cuerpo de la válvula ("T") al recipiente en los orificios previamente realizados.

Para completar el conjunto, se colocó el resorte en el extremo roscado y se ajustó mediante arandela y tuerca, hasta lograr la fuerza de cierre suficiente (*Figura VIII.11*).

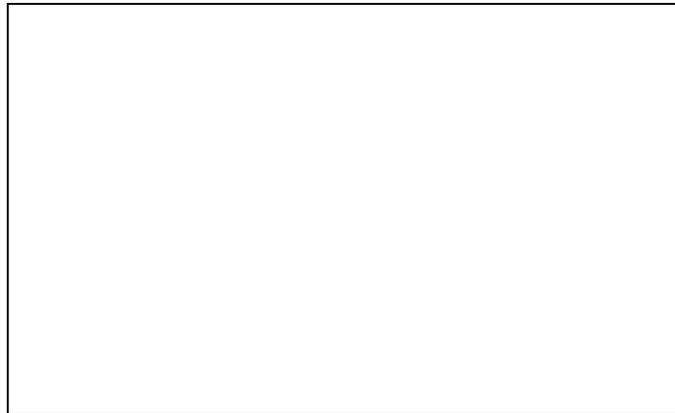


Fig.VIII.11 Vástagos de válvula

vi) Soldadura

Dado que el recipiente elegido tenía espesor de paredes fino, 1 mm, para soldar otros componentes de mayor espesor a este se utilizó soldadura con aporte de bronce, el cual tiene una menor temperatura de fusión. De esta forma se soldaron las válvulas, bridas y la cupla de bronce para acoplar el manómetro.

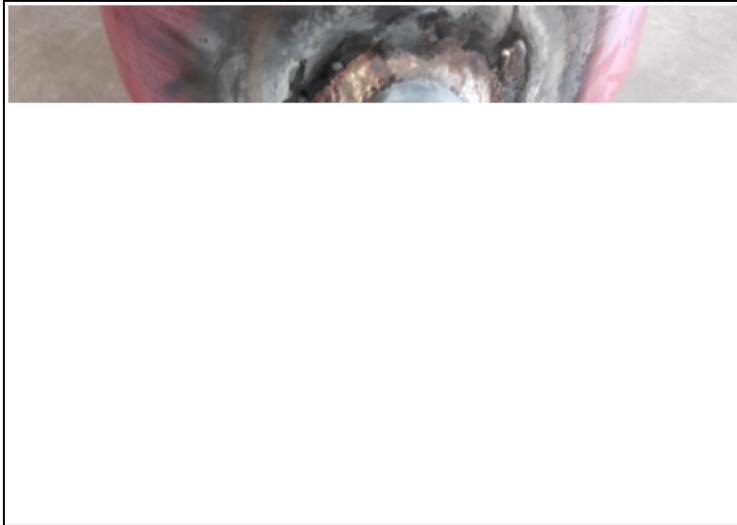


Fig.VIII.12 Soldadura de válvula con bronce

Las demás soldaduras que se realizaron fueron en la construcción de la estructura que sostiene el vástago, estas se realizaron con una soldadora MIG.

vii) Colocación de sensores y resistencia

Se adquirió una resistencia eléctrica de 700W para utilizar como fuente térmica del motor. Deformando levemente la forma del tacho, en la zona de los agujeros, se logró colocar la resistencia inclinada dentro del recipiente, tal como se muestra en la siguiente figura. Para asegurar la hermeticidad del tacho, se colocó sellador Fastix de alta temperatura en los agujeros de conexión.

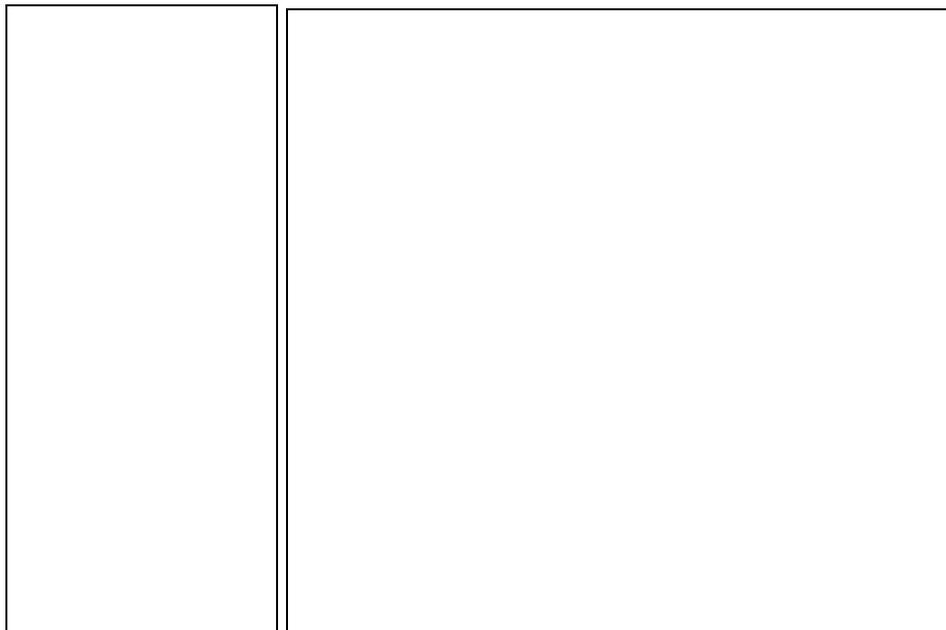


Fig.VIII. 13 Resistencia eléctrica desmontada (izq.) y montada (der.)

En la imagen de la derecha de la Fig.VIII.13, se puede apreciar la resistencia montada dentro del recipiente. En la parte exterior se conectaría a la fuente eléctrica mediante sus terminales. Se puede observar que la misma no está ubicada en la zona superior del recipiente como se pensó en la etapa de diseño, esto se debe a que las dimensiones de la misma no permitieron colocarla en forma horizontal y por ello se le dio cierta inclinación.

Para monitorear la presión dentro del recipiente durante los ensayos se instaló un manómetro en una cupla soldada al recipiente. Se tuvieron los recaudos suficientes para evitar fuga de aire.

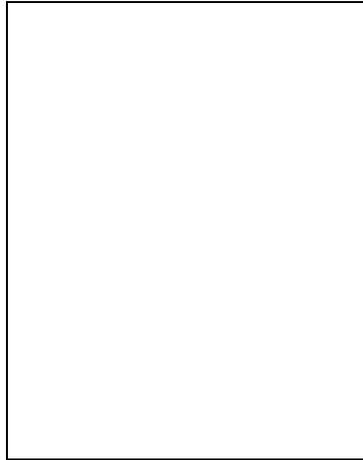


Fig.VIII.14 Manómetro instalado para ensayos

Los datos de temperatura del aire se adquirieron colocando dos termocuplas, una en la parte superior y otra en la inferior del recipiente. La necesidad de utilizar dos termocuplas se debe a la variación de densidad del aire caliente, ya que este tendería a situarse en la parte superior. Las mismas se instalaron manteniendo la hermeticidad del recipiente.

viii) Prueba de hermeticidad

Antes de realizar los ensayos se llevó a cabo una prueba neumática para verificar la ausencia de fugas en las soldaduras, juntas, y conexiones de los sensores, etc. Para llevarla a cabo, se presurizó el recipiente, elevando el pistón manualmente hasta el PMS con las válvulas abiertas para llenarlo de aire. Luego, con el pistón elevado y las válvulas cerradas, se colocó un peso sobre el vástago para generar presión en el interior. Finalmente se controló en el manómetro si esta última variaba.

El peso aplicado sobre el pistón fue de 80 kg, resultando en una presión manométrica interior de 110 mbar.

Al detectar la disminución de la presión mencionada, se aplicó agua jabonosa en las zonas de posibles fugas y se buscó la presencia de burbujas para poder identificarlas. Se encontraron algunas fugas en las soldaduras y en las juntas del diafragma que fueron reparadas hasta que el ensayo resultó positivo.



Fig.VIII.15 Prueba neumática

IX. Ensayos Prototipo 1

En esta etapa se llevaron a cabo las pruebas del prototipo con el fin de verificar los resultados teóricos obtenidos. Para realizar los mismos se colocaron los instrumentos de medición necesarios, entre ellos:

- 1 Manómetro
- 2 Termocuplas
 - Termocupla en zona alta del recipiente (T_{sup})
 - Termocupla en zona baja del recipiente (T_{inf})
- 4 Multímetros
 - 2 Mult. para medición de potencia en la resistencia
 - 2 Mult. para medir T° en la termocupla

Además se marcó una escala milimétrica sobre el vástago de pistón para medir la carrera del mismo.

Otros instrumentos necesarios para realizar los ensayos fueron:

- Peso conocido
- Fuente de tensión variable
- Cables con terminales para conectar la fuente con la resistencia

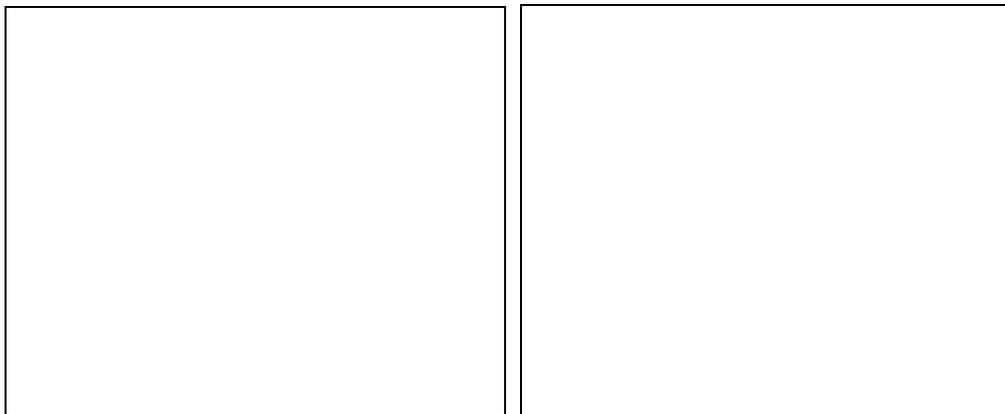


Fig.IX.1 Multímetros utilizados

i) Descripción general ensayos

Una vez comprobada la hermeticidad del recipiente, se colocó una masa de 15,9 kg sumada a la correspondiente de la plataforma y vástago, un total de 22 kg. Cada termocupla se conectó a un multímetro para obtener mediciones de temperatura en la zona inferior y superior del recipiente. Se conectó un multímetro en paralelo para medir tensión, y otro en serie para medir corriente de la fuente. La fuente eléctrica se conectó a las terminales de la resistencia situada en el interior del recipiente. La carrera del pistón se midió con la escala milimetrada y el tiempo del ciclo con un cronómetro. Con estos datos se obtuvo la potencia media de salida del motor durante una carrera.

Se llevaron a cabo diferentes ensayos con distintas potencias de entrada, al variar la tensión aplicada sobre la resistencia.

La potencia de alimentación de la resistencia se definió teniendo en cuenta los datos estadísticos de radiación solar en el país. Se muestra en el gráfico siguiente la variación de radiación durante el día para algunas provincias.

Fig.IX.2 Radiación solar en Argentina

Se tomarán los valores que hacen referencia a la provincia de Buenos Aires. Considerando que la máquina debería trabajar durante 6 horas diarias, y colocando este intervalo en el rango horario de mayor incidencia solar, se toma el valor mínimo de irradiancia de aproximadamente 350 W/m^2 (Fig.IX.2).

ii) Resultados y Análisis

Para los ensayos, se tuvo en cuenta la suposición realizada líneas atrás y se consideró que la potencia de la resistencia correspondiera a la radiación incidente en un área de captación de 1m^2 , obteniendo así una potencia equivalente a 350W. Los ensayos siguientes utilizaron valores de potencias del entorno 100W, 250W, 300W y 440W.

El primer ensayo se realizó con una potencia de 300W en la resistencia, el mismo no utilizó ningún tipo de aislación. Se muestran los resultados correspondientes a las temperaturas medidas en el siguiente gráfico:

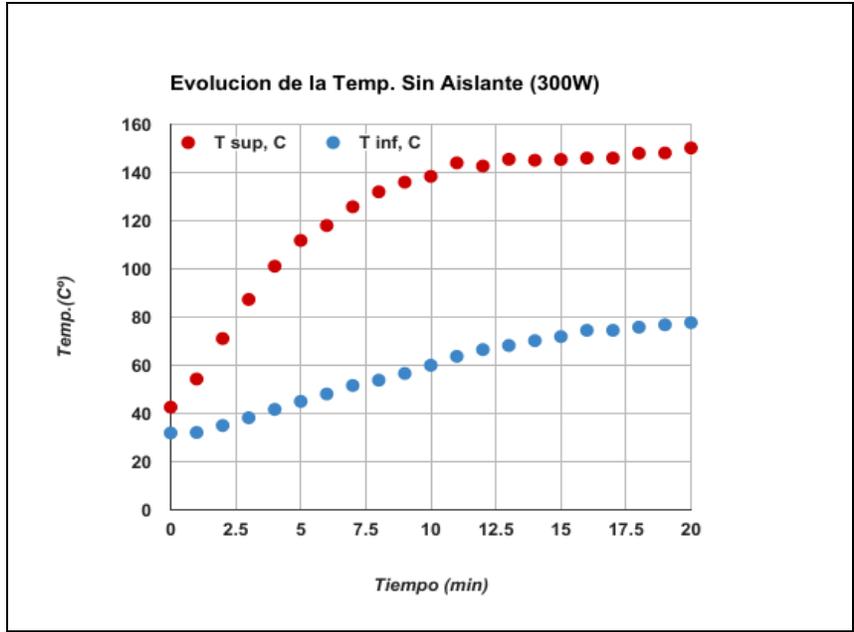


Fig.IX.3 Gráfico de Variación de T° durante el ciclo de trabajo con Pot.in 300W SIN AISLANTE

En el gráfico anterior se puede observar que para alcanzar una temperatura máxima de 150°C se tardaron 20 minutos. Otra observación que se realizó durante el ensayo fue que la temperatura dentro del recipiente tomaba mucho tiempo en bajar a los niveles de la temperatura ambiente, lo cual empeoraría el rendimiento del siguiente ciclo. Una posible razón del lento descenso de temperatura interna del recipiente se debía a que las paredes, previamente expuestas al calor del ciclo, actuaban como fuente de calor para el aire interior, acelerando su calentamiento durante el llenado. Con el fin de reducir este comportamiento y consecuentemente mejorar el rendimiento se decidió utilizar aislación térmica en el recipiente.

De este modo, aprovechando que los materiales aislantes tienen una capacidad calorífica volumétrica significativamente menor que los metales, las paredes internas del recipiente aportarían menos calor al aire que ingresa.

Previo a realizar el segundo experimento, se revistió el recipiente en el interior con una capa de aislante de espuma elastomérica y se ajustó la fuente para entregar una potencia de 250W.

La diferencia entre las potencias de los ensayos comparados (250W y 300W), se debe a que el análisis fue adicional a lo planificado en un principio.

Realizado el ensayo, se obtuvieron los resultados del siguiente gráfico:

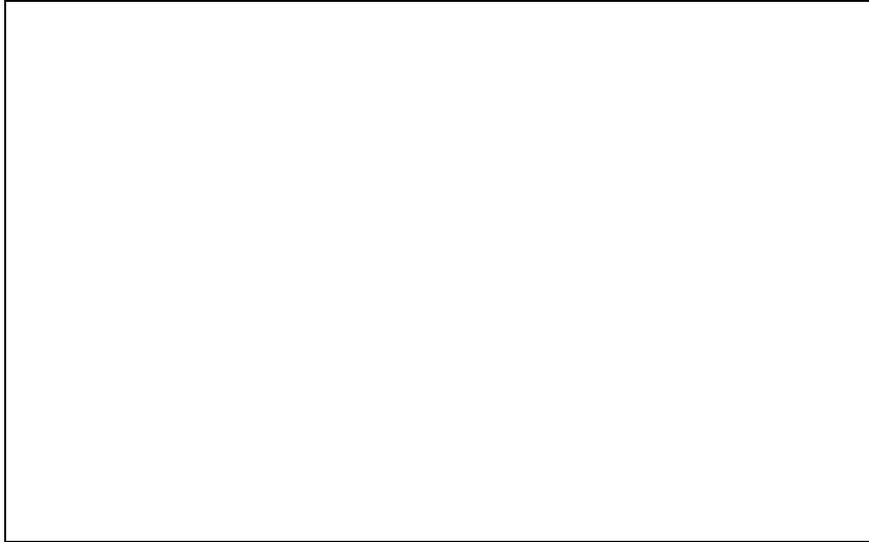


Fig.IX.4 Gráfico de la variación de T° durante el ciclo de trabajo con Pin 250W Con Aislante

Se puede observar, que, para la misma temperatura alcanzada en la primera prueba, los tiempos se reducen a menos de la mitad, y si se tiene en cuenta que la potencia de entrada es menor aún que la utilizada en el primer experimento, se puede concluir fácilmente que para los 300W correspondientes los tiempos serían aún menores. Este análisis justifica el uso de aislante en el recipiente.

En los gráficos de las figuras IX.3 y IX.4, se puede observar que existe una diferencia de por lo menos 60°C entre la temperatura en la zona inferior y superior del recipiente hacia el final del ciclo. Esto puede indicar que la fuente caliente no estaba lo suficientemente baja en el recipiente, ya que el aire en la parte inferior no logró calentarse apropiadamente. La figura VIII.13 muestra que la resistencia se colocó con cierta inclinación dentro del recipiente por su tamaño. En posteriores ensayos o prototipos se tendrá en cuenta lo anterior y se intentará colocar la fuente caliente lo más baja posible. Esto último, aseguraría que toda la masa de aire se caliente generando una mayor cantidad de trabajo.

Partiendo de esta conclusión se decidió continuar los ensayos sobre el prototipo con la aislación instalada. Se realizaron otros 2 ensayos (440W y 100W), además del previo con potencia de 250W. El objetivo de esta etapa fue comparar los tiempos de ciclos y los rendimientos termodinámicos y de la máquina que se obtendrían con las distintas entradas de potencia. Para ello se tomaron mediciones de los parámetros necesarios en cada ensayo:

1. T_{SUP} : T° en la termocupla superior en $^\circ\text{C}$
2. T_{INF} : T° en la termocupla inferior en $^\circ\text{C}$
3. P : Presión en el manómetro en mbar
4. h : Carrera del pistón en mm
5. Mg : Peso conocido en kg
6. I : Corriente en la resistencia en Amperes
7. V : Tensión aplicada a la resistencia en Volts

Luego de la recolección de datos, se llevó a cabo un análisis comparativo entre los distintos ensayos intentando determinar las mejores características para el desempeño del equipo. De las

mediciones realizadas, se decidió tomar los valores correspondientes a la temperatura de 125°C, medida en la termocupla superior. Para esta temperatura se conformó la siguiente tabla:

Ensayo N°	Pot. IN [W]	T° Sup [°C]	Tiempo[<i>min</i>]	Carrera . [<i>mm</i>]
1	100	125	22	34
2	250	125	4,3	32
3	440	125	3	36

Fig.IX.5 Tabla de mediciones de ensayos a 100W, 250W y 440W

Se puede observar que en los 3 ensayos la carrera obtenida al alcanzar los 125 °C es aproximadamente igual y considerando que la carga del motor es la misma en los tres experimentos, queda reflejado que el trabajo de salida al alcanzar la T° mencionada es aproximadamente el mismo. Sin embargo, como era de esperar, los tiempos de ciclo disminuyen al aumentar la potencia y esto se refleja en la posibilidad de aumentar la cantidad de ciclos de trabajo durante el día. Hay que tener en cuenta que un excesivo aumento de la potencia generaría un incremento en la temperatura y la misma está limitada por los materiales.

Durante los ensayos se pudo observar que la hipótesis planteada previamente, en la cual $\Delta T_{1-2} = \Delta T_{2-3}$, no se verifica.



Fig.IX.6 Gráfico de Volumen Vs Temperatura Superior



Fig. IX.6.bis Gráfico de Presión Vs Temperatura Superior

El gráfico de la figura IX.6, muestra que no hay un aumento de temperatura sin un aumento de volumen, es decir que ΔT_{1-2} es muy chico. Esto se podría deber a que la fuerza de roce inicial es despreciable y por lo tanto el pistón se empieza a desplazar inmediatamente al calentar el aire. Por lo tanto, el modelo termodinámico planteado debería reformularse tomando este comportamiento en consideración, o no planteando esta hipótesis. Es de interés considerar el gráfico de la figura IX.6.bis, donde se refleja la variación de presión que acompaña la variación de volumen mencionada.

En los ensayos se pudo observar, que el pistón realizaba un salto brusco en la carrera de 20mm en un periodo corto de tiempo. Esto se evidencia en los gráficos de las figuras IX.6 y IX.6.bis en el rango de temperaturas [65°-110°], y puede observarse más precisamente en el siguiente gráfico:



Fig IX.7 Gráfico del salto en la carrera del pistón debido a la forma del diafragma

Este salto en la carrera se debió a la forma del diafragma. El movimiento efectuado por este, es complejo, pero se puede imaginar que el diafragma inicialmente tiene forma de cono truncado, con su diámetro menor hacia el interior del recipiente, y que al finalizar el salto el cono se invierte, dejando su diámetro menor fuera del recipiente. Inicialmente el aire comienza a expandirse y el diafragma se comprime radialmente hasta quedar en el plano de la brida. En este proceso, el elastómero absorbe energía potencial elástica.

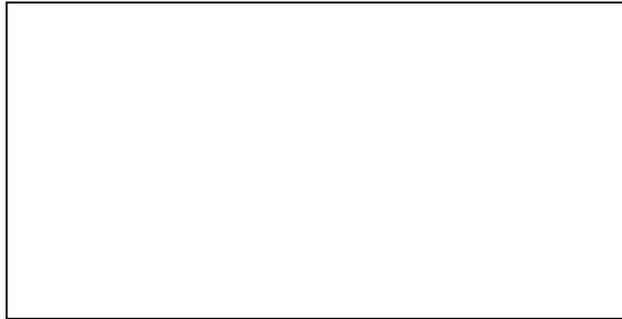


Fig.IX.8 Diafragma en compresión- Absorbe energía potencial elástica

Una vez superada la altura de la brida, el diafragma libera la energía elástica almacenada generando el salto en la carrera mencionado.

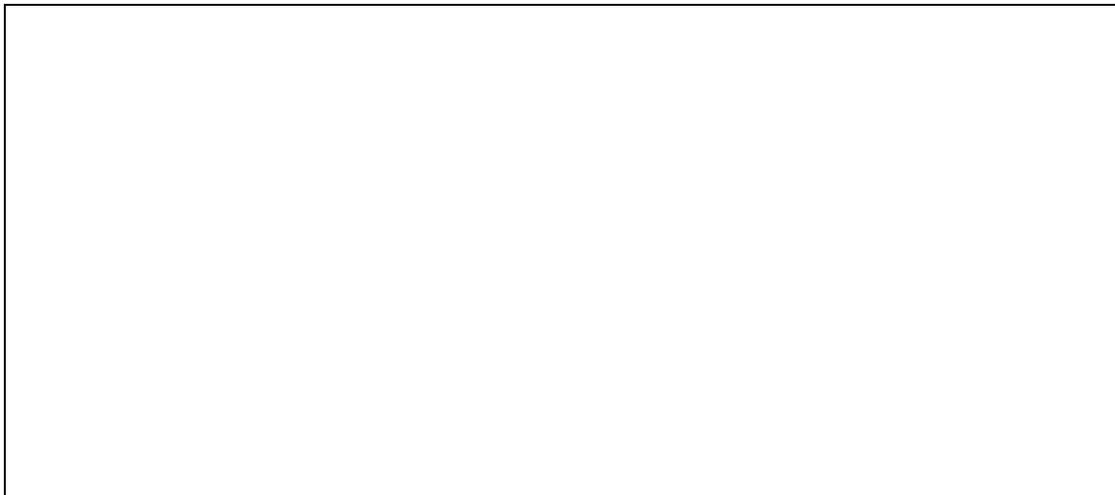


Fig.IX.9 Diafragma en expansión- Absorbe energía potencial elástica

Este proceso no afecta sustancialmente al rendimiento ya que el trabajo útil absorbido por el diafragma al comprimirlo se recupera cuando se expande. Las pérdidas involucradas en este proceso serían las generadas por el roce interno del elastómero, las cuales podrían resultar en desgaste por fatiga luego de muchos ciclos.

Se definieron parámetros instantáneos cuando el análisis se realizó sobre un intervalo entre dos mediciones, y se definió como acumulado cuando el parámetro se analizó desde el inicio del ciclo hasta un instante determinado. La consecuencia de este salto en el rendimiento instantáneo se puede observar en el siguiente gráfico:

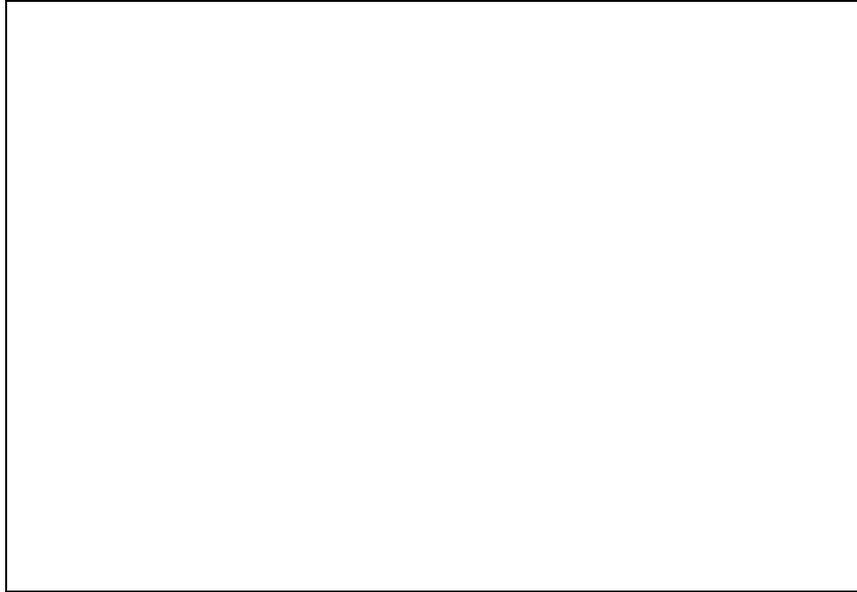


Fig.IX.10 Pico de rendimiento instantáneo debido a la expansión del diafragma

Es evidente que a los 3 minutos de iniciado el ciclo, el rendimiento de la máquina aumenta considerablemente porque entra en efecto la expansión del diafragma mencionada. El orden de los rendimientos antes y después del salto caracterizan un estado donde el motor está trabajando en contra del diafragma, provocando que este se comprima o se expanda. La diferencia es que el trabajo útil invertido antes es recuperado con el salto, debido a la liberación de energía elástica acumulada, pero el trabajo útil realizado después del salto, al estirar el diafragma, es perdido cuando se abren las válvulas y se descomprime la membrana elastomérica contra el ambiente. Esta diferencia de trabajo útil perdido se puede observar al comparar los rendimientos acumulados termodinámico y el de la máquina:

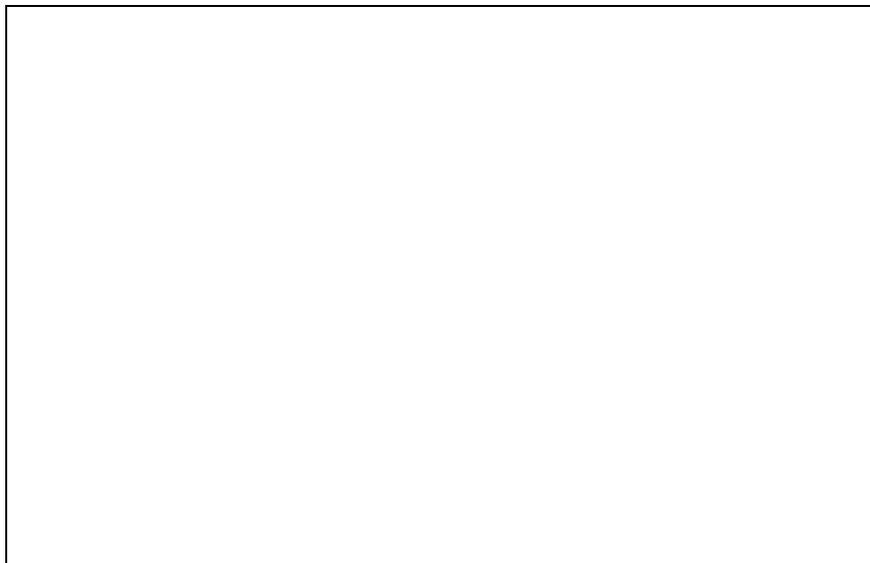


Fig. IX.11 Gráficos de rendimiento acumulado para ensayo de 250W

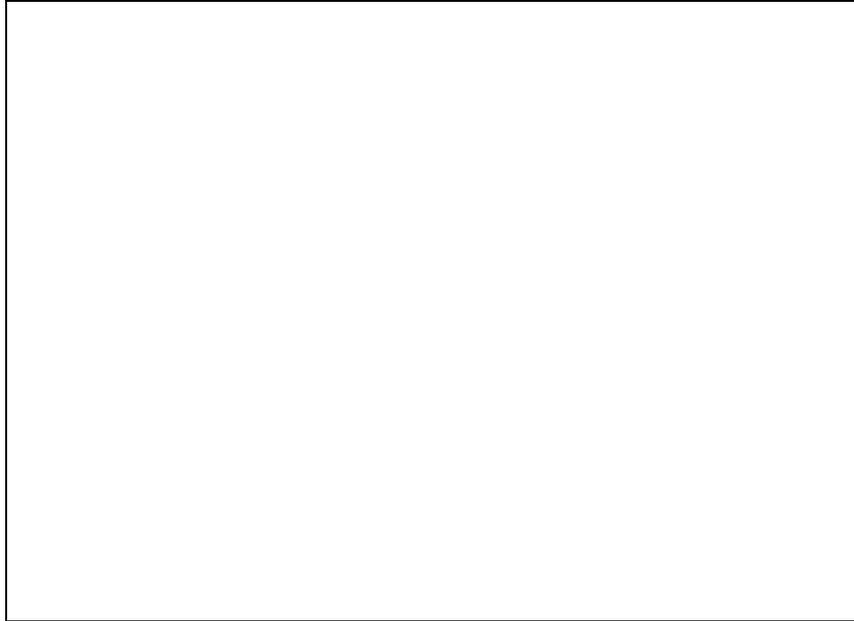


Fig.IX.12 Gráficos de rendimiento acumulado para ensayo de 100W

Se puede observar en los últimos gráficos, que el rendimiento termodinámico es mayor al de la máquina, y la diferencia entre estos se mantiene relativamente constante después del salto. Parte de esta diferencia se debe a que el rendimiento de la máquina considera el trabajo útil perdido al estirar el diafragma, mientras que el rendimiento termodinámico se calcula de acuerdo con la presión y variación de volumen del aire en el recipiente. Las expresiones para estos dos rendimientos son las siguientes:

$$\eta_{Maq,acum.} = \frac{Mgh_i/t_i}{\dot{Q}_{in}} \quad \text{(IX.1)}$$

$$\eta_{Termod,acum.} = \frac{\left[\sum_0^i P_i(V_i - V_{i-1}) \right] / t_i}{\dot{Q}_{in}} \quad \text{(IX.2)}$$

El rendimiento de la máquina acumulado se calcula como el producto entre la masa, M , la aceleración de la gravedad, g , la carrera, h_i , recorrida hasta la medición "i", sobre el tiempo transcurrido hasta dicha medición, t_i , dividido la potencia de entrada (relativamente constante, $\dot{Q}_{in} = IV$). Por otro lado, el rendimiento termodinámico acumulado se calcula sumando la multiplicación de la presión en cada medición, "i", por la variación de volumen entre dos mediciones dividido por el tiempo de la medición final sobre \dot{Q}_{in} . La variación de volumen del rendimiento termodinámico y la variación de la carrera en el mecánico están directamente relacionados por una constante que sería el área del pistón. Por lo tanto, el rendimiento termodinámico se puede escribir de la siguiente forma:

$$\eta_{Termodinamico} = \frac{\left[\sum_0^i P_i A(h_i - h) \right] / t_i}{\dot{Q}_{in}} \quad \text{(IX.3)}$$

Si se piensa en un balance de fuerzas, el rendimiento de la máquina sólo considera la fuerza del peso (Mg), mientras que el rendimiento termodinámico considera esta fuerza más la fuerza elástica generada por el diafragma que al sumarlas son iguales y opuestas a la presión por el área (PA). Esta diferencia entre los rendimientos resalta que parte del trabajo generado no está siendo aprovechado para levantar la masa M , y se desperdicia estirando un elástico que nunca devuelve el trabajo. Esta observación nos da un indicio de que el mecanismo del diafragma quizás no sea el apropiado para esta máquina.

En el siguiente gráfico de Presión Vs Volumen se puede ver el ciclo termodinámico del motor construido:

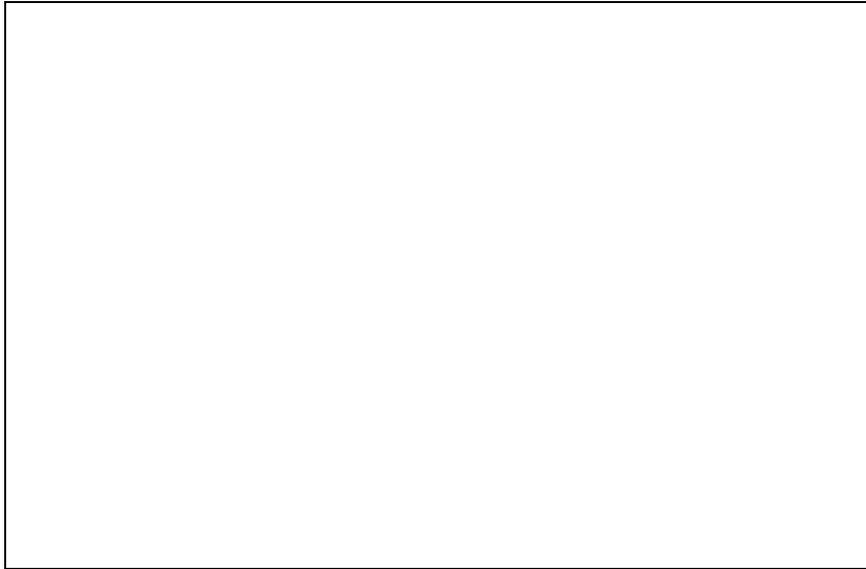


Fig.IX.13 Diagrama de Presión Vs Volumen del Ciclo

Es evidente que este está lejos de ser similar al planteado en el desarrollo termodinámico para un balancín. Inicialmente la presión en el recipiente aumentaba con poca variación de volumen, pero luego el salto descrito es tan abrupto que produce un descenso de presión en vez de generar una expansión a presión constante. Esto pone en evidencia la necesidad de reformular el modelo termodinámico o modificar el motor para evitar el salto e intentar aproximar el funcionamiento al teórico.

Otro análisis realizado a través de los ensayos fue la ejecución de ciclos consecutivos, para ello se dejaron las válvulas de escape y admisión abiertas durante un minuto y medio con el fin de renovar el aire en el recipiente y repetir la expansión. Se decidió realizar el intercambio de aire sin interrumpir la entrada de potencia y así simular la situación real donde el equipo estaría recibiendo energía solar constantemente.

También se analizó la influencia de la chimenea en el efecto de succión para mejorar el intercambio de aire en el recipiente. Para ello se observó el descenso de T° , inferior y superior, en las termocuplas durante el periodo del cambio de dicha masa de aire. Se pudo comprobar que ésta disminuía unos pocos grados durante ese tiempo. Esta observación es de gran importancia y es un factor que afecta gravemente el rendimiento de un segundo ciclo, ya que al ser mayor la T° inicial y manteniendo el límite máximo de la T° final alcanzable, el ΔT del ciclo será menor y por lo tanto el trabajo que el equipo puede realizar también.

Será de interés para un próximo diseño buscar una solución alternativa para mejorar el intercambio de la

masa de aire una vez completado cada ciclo, y así poder comenzar una segunda expansión con una T° inicial más baja.

Por último, se analizaron las potencias promedio de salida en cada uno de los ensayos para contrastar con los 2,27W necesarios para bombear 1m^3 de agua en un periodo de 6 horas de sol. Se considero que aparte del tiempo que lleva realizar cada ciclo, también se requerirán dos minutos adicionales para cambiar el aire entre cada ciclo. Razonablemente, la mayor potencia promedio de salida se obtuvo para el ensayo de 440W, y esta fue de 0,0242W.

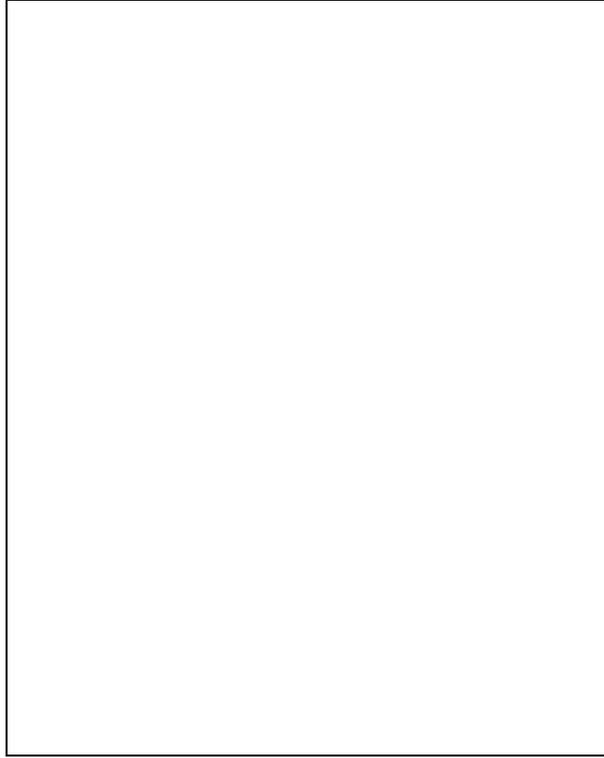


Fig IX.14 Máquina en funcionamiento, pistón en PMS

X. Conclusiones Prototipo 1

Dado que la mayor potencia promedio de salida de la máquina resultó ser unas 94 veces menor que la deseada, se consideró realizar varios cambios:

Luego de un análisis detallado sobre los resultados obtenidos de los ensayos del prototipo 1, se determinaron los factores más influyentes en el comportamiento del mismo y cuáles de ellos serían de interés para poder mejorar su rendimiento.

1. **Necesidad de Aislante en el recipiente.** Como se dijo, la utilización del mismo reduce significativamente las pérdidas a través de la periferia del tacho y eso conlleva a un mejor aprovechamiento de la potencia de entrada. Se deberá mejorar la aislación utilizada.
2. **Ubicación del Aislante.** En lo que respecta a la ubicación del aislante, se determinó que la colocación del mismo en el interior del recipiente evita dos efectos perjudiciales importantes:
 - *Calentamiento no deseado del aire durante el llenado:* Las paredes metálicas del recipiente son capaces de absorber una gran cantidad de calor al tener una capacidad calorífica volumétrica alta. Por lo tanto, si no hay aislante en el interior del tacho, ese calor absorbido durante el ciclo de expansión será liberado en la etapa de vaciado e intercambio de aire, calentando el aire en el momento erróneo. La colocación del aislante en la superficie interna separa el metal del contacto con el aire y reduce dicho efecto, dado que la capacidad calorífica volumétrica de estos materiales es mucho menor.
 - *Pérdidas a través del metal:* Este segundo efecto, es responsable de las fugas de potencia por disipación de calor en todas las superficies metálicas que componen al equipo. Como casi todas las partes metálicas están en contacto, si una de estas se calienta, las pérdidas consecuentes se extienden rápidamente al resto del equipo calentándolo integralmente. Al reducir la absorción de calor del recipiente, colocando el aislante en el interior, las superficies metálicas tendrán menor energía para disipar y por ende las pérdidas se reducen.
3. **Diafragma de Silicona.** El mismo cumplió con el objetivo de mantener la hermeticidad del recipiente, pero luego de un análisis comparativo entre los rendimientos teóricos y reales obtenidos de los ensayos, se pudo determinar que la energía potencial elástica absorbida por la silicona al estirarse durante la expansión reduce el trabajo útil obtenido.
4. **Válvulas Mecánicas.** Aunque no se haya llevado a cabo en la construcción del prototipo un sistema de control de válvulas mecánico como el pensado durante el diseño del mismo. Se puede concluir que, debido a la baja eficiencia de la máquina para realizar trabajo, el equipo estaría comprometido a consumir una porción de energía útil muy grande para operar dicho sistema y esto causaría un menor rendimiento. Por lo tanto, se evaluará como independizar la fuente energética del sistema de control de válvulas, del resto de la

máquina.

5. **Ubicación de la fuente térmica.** Se pudo verificar a través de las mediciones obtenidas en los ensayos que las temperaturas entre la zona inferior y superior son muy diferentes. Esto implica que el aire dentro del recipiente no se calienta homogéneamente y por ende no se logra la misma dilatación en toda la masa. Se entiende que para obtener una menor diferencia de T° , la fuente caliente debería estar lo más baja posible y que de este modo no quede aire frío sin dilatar bajo la misma. Por lo tanto la alternativa planteada inicialmente con un placa absorbente en la parte superior del recipiente, resulta poco conveniente. Es así que se buscará otra alternativa en el futuro. Otra mejora pertinente sería algún método de agitación dentro del tacho.
6. **Efecto Chimenea.** Como se comentó durante el desarrollo, el objetivo de esta fue el de generar succión para facilitar el intercambio de aire en el interior del tacho. Se demostró mediante los ensayos, que la longitud utilizada fue insuficiente para generar un efecto apreciable, y como no se pueden utilizar las dimensiones teóricas calculadas, en un futuro diseño se deberá buscar una forma alternativa que genere un adecuado intercambio de masa de aire.

Se logró construir una máquina capaz de mover un peso a través de una cierta distancia, utilizando el cambio de densidad del aire cuando es calentado por una fuente externa. Sin embargo, la ejecución de ciclos consecutivos es un problema que queda sin resolver. El objetivo de llegar a eficiencias similares a las de los paneles fotovoltaicos, dado los bajos rendimientos obtenidos, no se alcanzó para este prototipo.

Desarrollo Prototipo 2

XI . Punto de Partida para el Diseño

En busca de un nuevo esquema que solucione algunos aspectos mencionados en las conclusiones del prototipo 1, el tutor del proyecto propuso un nuevo formato para la máquina:

Fig.XI.1 Esquema propuesto el por tutor

En este esquema se puede observar un motor solar que bombea agua de un reservorio a otro de mayor altura. El motor consiste en dos pares de válvulas, uno para agua y el otro para el aire, un flotador, y una placa captadora de radiación solar. El nivel del agua del reservorio de donde se toma agua debe tener la altura suficiente para que el agua fluya hacia el interior del motor cuando las válvulas de aire están abiertas. Una vez que el flotador llega al nivel apropiado, se cierran las válvulas y el aire dentro del motor comienza a calentarse. Es así como el aire comienza a aumentar su presión, cerrando la válvula anti retorno de entrada de agua y abriendo la válvula de salida. Para que el agua comience a subir al tanque superior, la presión dentro del recipiente debe ser mayor a la columna de agua del caño que va al tanque superior. La función del flotador sería disminuir las pérdidas de calor del aire hacia el agua.

Esta nueva configuración combina el sistema de bombeo con el motor en un mismo cuerpo, y elimina las pérdidas de trabajo útil generadas por estirar el diafragma del prototipo 1. Cabe mencionar que este formato se asemeja más al modelo teórico buscado de balancín o presión constante de expansión. Como se mencionó en la sección III del prototipo 1, el diafragma se comportaba como un resorte en cuanto al ciclo termodinámico, aunque no cumplía la función de llevar el pistón a su punto inicial.

Habiendo planteado este nuevo esquema y sus ventajas sobre el prototipo anterior, se procederá a desarrollar un nuevo análisis en busca de mejoras a los problemas observados en el prototipo 1.

XII . Diseño

i) Alternativas de diseño

Considerando los problemas resueltos por el nuevo formato, se procederá a hacer mención de las diferentes alternativas estudiadas para solucionar el resto de los problemas planteados.

▪ Geometría del Recipiente

Se propusieron y analizaron dos alternativas, cuerpo con forma cilíndrica o en forma de cubo. Considerando que se quieren minimizar las pérdidas hacia el ambiente y que estas dependen del área superficial, se determinó que el cilindro presenta la mejor relación volumen sobre área superficial. Tomando esto en cuenta se llevó a cabo un análisis de optimización en el cual se determinaron las medidas del cilindro al fijar un cierto volumen ANEXO V. Otras desventajas que presenta el cubo son: Su menor resistencia mecánica como recipiente de presión, requiriendo posiblemente la adición de refuerzos mediante escuadras o fajas, y también en lo que respecta a su método de construcción, implica una mayor cantidad de costuras soldadas y por ende mayor riesgo de fuga. La suma de desventajas sobre la geometría cúbica llevó a tomar la decisión definitiva de utilizar la forma cilíndrica.

▪ Fuente térmica

Se realizó el estudio de varias alternativas:

- Placa absorbente superior: Es la alternativa más simple, Fig.XI.1, pero tiene varias desventajas desde el punto de vista de transferencia de calor. El calor captado por la placa, al ingresar al recipiente por la parte superior, dificulta la convección natural ya que el aire frío permanece en la parte inferior del recinto. Por otro lado, por más que la misma esté revestida o pintada para poder obtener un coeficiente de absorción superior, existen ciertos factores, como el viento, la reflexión, la convección, que hacen que la eficiencia de captación se vea reducida. Otra posible desventaja podría ser la conducción de calor al resto del recipiente, desde la placa absorbidora, que resultaría en un aumento de las pérdidas de calor.
- Vidrio superior y pintura absorbente en el interior del recipiente: Colocación de vidrio en la tapa superior, de tal forma que permita el paso de radiación hacia el interior del mismo y sea absorbida por la superficie interior pintada, Fig.XII.1. Esta opción, resuelve en gran parte el inconveniente de la pérdida de eficiencia por parte de la placa, dado que favorece la convección natural al posicionar la fuente caliente en la parte inferior del recipiente. Sin embargo, introduce el inconveniente de la inercia térmica que generan las paredes interiores durante el intercambio de aire y la fragilidad del vidrio a la flexión por la presión interna. También se puede considerar que, según la posición del sol, gran parte del interior del recipiente no reciba luz solar y por ende, radiación.

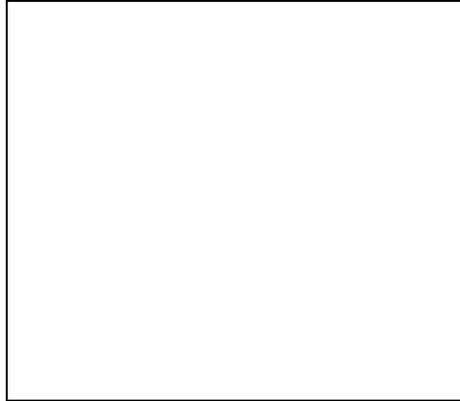


Fig.XII.1 Vidrio y pintura en el interior del recipiente

- Calentamiento de un fluido externo: Se pensó en utilizar una fuente térmica capaz de captar la radiación en el exterior del recipiente e introducirla en el mismo mediante algún fluido. Este fluido podría ser, aceite, agua ó algún gas. Para realizar dicho calentamiento, se podría utilizar concentradores *parabólicos o Fresnel* que concentran la radiación sobre un conducto por el cual pasa el fluido en cuestión. Este, una vez absorbido el calor proveniente del sol, sería forzado a pasar por una serpentina en el recipiente para ceder el calor al aire en el interior. Si bien este tipo de fuente de calor tiene excelentes rendimientos y son los utilizados en grandes centrales térmicas solares, conllevan sistemas de seguimiento de sol, lo que implica mayores costos de fabricación y mantenimiento.

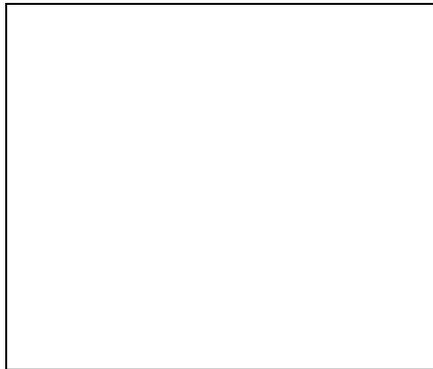


Fig.XII.2 Concentrador parabólico



Fig.XII.3 Concentrador fresnel

- Colectores Solares prefabricados: Son los utilizados en los termotanques solares, existen entre ellos los colectores planos y los tubulares, llamados *heat pipes*. Estos colectores toman el calor transmitido por radiación que incide sobre ellos y lo concentran en un conducto por donde circula un fluido que absorbe dicho calor. En el caso de los colectores planos, el agua a calentar es el fluido que circula por dichos conductos y luego ingresa al reservorio térmico para almacenar el agua a T° . En cambio, en los heatpipes, se utiliza un fluido confinado en un tubo de cobre que cambia de estado constantemente, aprovechando dicha propiedad para mejorar la transferencia de calor. El calor captado por los tubos evapora dicho fluido y este lo traslada en estado gaseoso hasta el extremo

superior donde se encuentra el manifold por donde circula el agua a calentar. En ese momento el fluido de trabajo transfiere calor al agua, condensando y cayendo por gravedad a la zona inferior del conducto para repetir el ciclo. Tanto el colector plano como el tubular, cuentan con una cámara de vacío entre el conducto y el exterior para reducir la fuga de calor por convección. Tienen dos ventajas principales frente a los mencionados previamente:

- Se pueden adquirir ya fabricados, en tal caso habría que diseñar el ensamble con el equipo.
- Alta eficiencia, ya que están diseñados para minimizar las pérdidas y maximizar la absorción de radiación al independizar el ángulo de incidencia.

Los heat pipes frente a los planos tienen mayor capacidad de absorción, porque no los afecta el ángulo de incidencia solar.



Fig.XII.4 Heat pipes

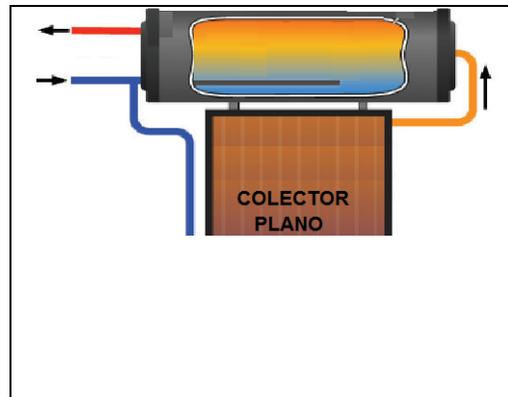


Fig.XII.5 Colector plano

De todas las alternativas mencionadas al analizar sus pros y contras, se decidió utilizar los colectores HEAT PIPES prefabricados. Estos engloban varias ventajas y evitan el sistema de control que implicaría un seguimiento solar. Además, los tubos podrían comprarse por unidad, ya que se venden como repuestos de los termotanques solares. Queda por ver más adelante, el sistema de ensamble con el recipiente, ya que dicha fuente concentra el flujo de calor a través de un bulbo situado en el extremo del tubo de cobre.

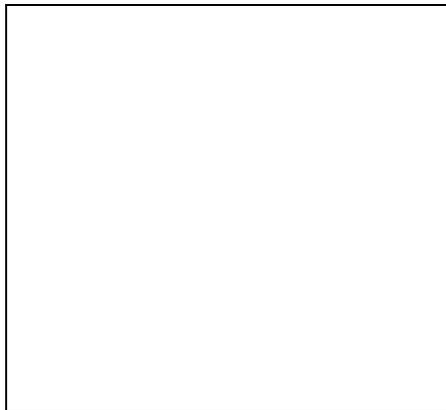


Fig.XII.6 Heatpipe

Se proveen más detalles de los colectores en el ANEXO VI.

- **Tiempo de llenado**

Como se mencionó en el desarrollo del prototipo 1, la chimenea utilizada no cumplió su función de succionar el aire caliente del recipiente lo suficientemente rápido, teniendo esta dimensión razonable. Por esta razón se decidió utilizar ventiladores, o coolers, en la entrada de aire del recipiente para forzar el recambio de aire. Estos coolers serían eléctricos, lo que implicaría la utilización de una fuente eléctrica.

- **Sistema eléctrico**

Como el sistema de control de las válvulas debe tener una fuente de energía independiente de la máquina, se decidió que la Bomba Solar cuente con un panel fotovoltaico auxiliar que la provea de energía eléctrica para alimentar dos electro válvulas de aire, los coolers para el llenado de aire frío y la electrónica involucrada en el control de la Bomba Solar.

- **Redireccionamiento del aire (placa interna)**

El aire frío que ingresa al recipiente debe barrer la mayor parte del volumen para mejorar el vaciado de aire caliente, es decir que sería conveniente que la entrada y salida del aire se encuentren en extremos opuestos del motor y, para favorecer la convección natural, la válvula de salida en el extremo superior y la de entrada en el inferior. Por otro lado, el flujo entrante de aire frío no debería incidir sobre la fuente de calor, dado que este la podría refrigerar y a su vez calentar el aire. Esto tendría la desventaja de tener una menor masa de aire dentro del recipiente para realizar trabajo, y por otro lado la fuente caliente estaría más fría cuando comienza el ciclo. Por esto, se decidió utilizar una placa deflectora que proteja a la fuente caliente del flujo entrante de aire frío, direccionando el flujo hacia la parte superior del recipiente. Para que este direccionamiento sea más efectivo se decidió que la tapa superior del recipiente fuese cónica con la válvula de salida en la punta truncada de este. La fuente caliente se debería colocar en la parte más baja posible del recipiente.

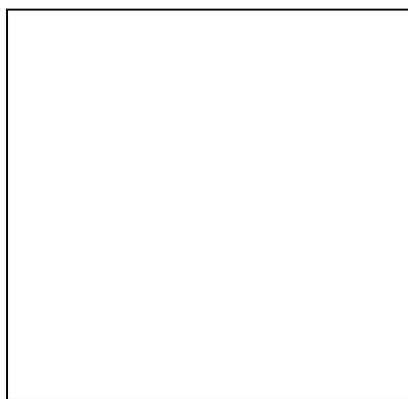


Fig.XII.7 Configuración de la parte de aire del recipiente: válvulas, tapa cónica, placa deflectora y fuente caliente

ii) Desarrollo termodinámico y maximización del rendimiento

En el desarrollo termodinámico del prototipo en cuestión se considera como volumen de control para la realización de los cálculos, al interior del recipiente ocupado por la masa de aire. Este mismo varía en cada instante gracias a la expansión ocasionada. El ciclo teórico que se lleva a cabo durante el funcionamiento se muestra en el siguiente diagrama:

Fig.XII.8 Diagrama Presión-Volumen del ciclo

Se puede ver, en el diagrama de la Fig.XII.8, que el ciclo termodinámico en esta nueva máquina tiene la misma forma al que se desarrolló en el prototipo 1 con el sistema de balancín. Esta similitud se debe a que el trabajo del pistón se lleva a cabo contra una fuerza constante y opuesta, que en este caso es la correspondiente a la columna de agua que se desea bombear. En la Figura XI.1 se puede apreciar dicha columna. Un análisis adicional que se realizó en esta segunda etapa es la expansión isobárica inicial del aire cuando ingresa a la máquina desde 0 a 1. Esta expansión sucede por la dilatación del aire que ingresa e inevitablemente se calienta cuando entra en contacto con las paredes calientes del recipiente y su fuente de calor. Por lo tanto, T_1 no es la temperatura ambiente en este análisis, sino la temperatura a la cual comienza el ciclo de trabajo. P_1 y T_0 son la presión atmosférica y la temperatura ambiente. El resto de los parámetros mantienen su significado con respecto al primer prototipo.

A continuación, se repasa el ciclo:

El aire es tomado del ambiente en 0 ($P_1 = P_0 = 1 \text{ atm}$ y $T_0 = 20^\circ\text{C}$). Este se calienta en el llenado y se expande hasta que se cierran las válvulas en 1. En ese instante el volumen del aire coincide con el volumen interior del recipiente estando el pistón en su PMS. En una segunda etapa del ciclo 1-2, el aire encerrado continúa recibiendo calor y aumenta su presión hasta llegar al punto 2. A partir de este momento, la fuerza generada por el aumento de presión vence la fuerza opositora, originada por las fricciones del sistema y el peso de la columna de agua, y comienza a desplazar el pistón. De esta manera aumenta el volumen hasta llegar al punto 3 donde se abre la válvula de escape para liberar el aire caliente. En ese instante el pistón se

encuentra en el PMI, y luego regresa al PMS impulsado por la presión ejercida por la columna de agua del reservorio de entrada.

En el siguiente análisis se tendrán en consideración ciertas variables que en el primer prototipo se habían omitido, intentando reducir las diferencias entre el ciclo teórico y el funcionamiento real de la máquina, estas son:

- Las pérdidas a través de las paredes del recipiente.
- Los tiempos involucrados en el funcionamiento de la máquina.
- El trabajo total necesario para cumplir los objetivos planteados.

También se tendrán en cuenta en este análisis, la idealización del aire como gas ideal y las temperaturas máximas admisibles, limitadas por los materiales. Este desarrollo buscará llegar a una expresión para determinar la potencia necesaria de entrada para realizar el trabajo previamente fijado.

Partiendo del balance de energía para un ciclo de trabajo, se tiene:

$$\Delta U = Q_N - W_E \quad (\text{XII.1})$$

Donde ΔU es la variación de energía interna del aire, Q_N es el calor neto intercambiado por el volumen de control y W_E es el trabajo total intercambiado. A su vez, la variación de energía interna puede ser expresada en función de la diferencia de temperatura entre dos estados $\Delta T_{1-3} = T_3 - T_1$, el calor específico a volumen constante c_v y la masa de aire en cuestión.

$$\Delta U_{1-3} = m_1 c_v \Delta T_{1-3} \quad (\text{XII.2})$$

También se puede escribir a la masa en función de su densidad y volumen. Se toman las mismas en el punto inicial donde el volumen coincide con el volumen interno del recipiente y la densidad es la del aire después de ser calentado levemente durante el llenado.

$$\Delta U_{1-3} = \rho_{aire1} V_1 c_v \Delta T_{1-3} \quad (\text{XII.3})$$

En la ec. XII.1, el calor neto Q_N tienen unidades de energía, pero la energía que entra y sale del sistema se suele expresar por unidad de tiempo, es decir como potencia. Por lo tanto, se expresa el calor neto intercambiado por el sistema como la potencia \dot{Q}_{IN} que ingresa al recipiente menos la potencia que se pierde \dot{Q}_P a través de las paredes, multiplicadas por el tiempo que se tarda en pasar del estado 1 al estado 3. Este tiempo es llamado tiempo de trabajo.

$$Q_{NETO} = (\dot{Q}_{IN} - \dot{Q}_P) t_T \quad (\text{XII.4})$$

Para calcular las pérdidas del motor hacia la atmósfera se consideró el siguiente circuito térmico, y se tuvo en cuenta la dirección de flujo indicada:

Fig.XII.9 Esquema del circuito de pérdidas de calor

La diferencia de temperaturas considerada es entre la temperatura superficial del aislante del lado interno, que suponemos igual a la temperatura promedio dentro del recipiente, suposición conservadora, y la temperatura del aire del ambiente fuera del recipiente ($\Delta T_{0-3} = T_3 - T_0$). Entre estas dos hay cuatro factores que impiden la transferencia de calor. Estas son, la resistencia térmica del aislante, la resistencia térmica del acero, la resistencia de contacto entre el aislante y el acero, y la resistencia de convección del aire exterior con las paredes del motor. No se harán cálculos con respecto a la resistencia de contacto ya que esta depende del método en que se adhiere el aislante a las paredes internas del recipiente. Considerar que esta es cero es una aproximación conservativa ya que si no fuese cero las pérdidas de calor del motor serían menores. También se despreció la resistencia impuesta por el acero, ya que la conductividad de este es mucho mayor que la del aislante. Para estimar la resistencia de convección en el exterior del recipiente se consideraron las peores condiciones posibles, que corresponden a un día frío con mucho viento. Se buscaron coeficientes de convección forzada, tanto para la transferencia de calor en la cara donde incide el flujo y su estela, y se llegó a la resistencia por convección forzada. Dado que esta resistencia resultó ser varios órdenes de magnitud menor a la resistencia impuesta por el aislante, se despreció. Por lo tanto, la única resistencia considerada será la de conducción del aislante.

$$\dot{Q}_P = \frac{\Delta T_{0-3}}{R_L} = \Delta T_{0-3} \left(\frac{K_L A_{SUP}}{e_L} \right) \quad (XII.5)$$

La XII.5 expresa las pérdidas de calor del motor en función de la diferencia de temperatura entre el interior del recipiente y el exterior, la conductividad de la lana mineral, el espesor de la lana mineral y el área superficial de la lana en su superficie exterior, lo cual es una aproximación conservadora con respecto al área media del aislante.

Como se mencionó, se buscará encontrar la potencia necesaria para realizar el trabajo objetivo W_{TOTAL} . El mismo corresponde a la masa de agua que se desea elevar una cierta altura h durante el tiempo de funcionamiento de la máquina. A su vez se entiende que dicha cantidad deberá ser dividida en partes más chicas, correspondientes al trabajo que la máquina puede realizar en cada ciclo. Siendo n , la cantidad de ciclos que se pueden ejecutar en el día, se escribe el trabajo a entregar por ciclo W_E como:

$$W_E = \frac{W_{TOTAL}}{n} - W_{Roce} = \frac{(V_{H_2O} \rho_{H_2O} g)h}{n} - W_{Roce} \quad (XII.6)$$

Donde W_{Roce} son las pérdidas hidráulicas generadas en un ciclo de trabajo, las cuales se consideran despreciables ($W_{Roce} < 0,01W_E$). Teniendo en cuenta el diagrama de la Figura XII.8, se puede escribir el trabajo realizado por ciclo, como el área bajo la curva, siendo este:

$$W_E = \Delta P_{1-3} \Delta V_{1-3} \quad (XII.7)$$

Entonces, reemplazando XII.7 en XII.6 y despejando n , se obtiene que la cantidad de ciclos a realizar por la máquina para alcanzar el objetivo quedará determinada por:

$$n = \frac{(V_{H_2O} \rho_{H_2O} g)h}{\Delta P_{1-3} \Delta V_{1-3}} \quad (XII.8)$$

Por otro lado, considerando al aire como gas ideal, se puede escribir la diferencia de temperaturas entre el estado inicial 1 y final 3 de la siguiente manera:

$$P_1 V_1 = m_1 R T_1 \quad ; \quad P_3 V_3 = m_3 R T_3 \quad (XII.9)$$

Despejando la temperatura de ambas ecuaciones y restando entre ellas,

$$T_3 - T_1 = \frac{P_3 V_3}{m_3 R} - \frac{P_1 V_1}{m_1 R} \quad (XII.10)$$

Al considerar las siguientes igualdades,

$$V_3 = V_1 + \Delta V_{1-3} \quad ; \quad m = m_1 = m_3 = \rho_{aire1} V_1 \quad (XII.11)$$

se puede volver a escribir la diferencia de temperaturas como:

$$\Delta T_{1-3} = \frac{P_3 (V_1 + \Delta V_{1-3}) - P_1 V_1}{\rho_{aire1} V_1 R} \quad (XII.12)$$

despejando ΔV_{1-3} de esta última se llega a la siguiente expresión:

$$\Delta V_{1-3} = \frac{(\Delta T_{1-3} \rho_{aire1} R - \Delta P_{1-3}) V_1}{P_3} \quad (XII.13)$$

Reemplazando en XII.1 las ecuaciones XII.2, XII.4 y XII.7, se llega a:

$$\rho_{aire1} V_1 c_v \Delta T_{1-3} = \left(\dot{Q}_{IN} - \Delta T_{0-3} \left(\frac{K_L A_{SUP}}{e_L} \right) \right) t_T - \Delta P_{1-3} \Delta V_{1-3} \quad (XII.14)$$

De la anterior queda por realizar el desarrollo de la variable t_T . Esta corresponde al tiempo en el cual la máquina hace trabajo, por ello es una fracción del tiempo del ciclo t_c . El resto del tiempo corresponde al que demora el intercambio de la masa de aire durante el llenado t_{LL} .

$$t_T = t_c - t_{LL} \quad (XII.15)$$

A su vez, el t_c está restringido por el tiempo en el cual la máquina podrá absorber energía térmica del sol. Este tiempo como se mencionó en el prototipo 1, corresponde al periodo de mayor incidencia solar t_s , (Tiempo solar). Entonces, la cantidad de ciclos de tiempo t_c , queda limitado por,

$$t_S = n t_c = n(t_T + t_{LL}) \quad (\text{XII.16})$$

utilizando la expresión definida anteriormente para la cantidad de ciclos XII.8 y despejando el tiempo de trabajo, queda:

$$t_T = t_S \left(\frac{\Delta P_{1-3} \Delta V_{1-3}}{V_{H_2O} \rho_{H_2O} g h} \right) - t_{LL} \quad (\text{XII.16})$$

Finalmente, reemplazando II.16 en II.14 se llega a la siguiente expresión:

$$\rho_{aire1} V_{1c} v \Delta T_{1-3} = \left(\dot{Q}_{IN} - \Delta T_{0-3} \left(\frac{K_L A_{SUP}}{e_L} \right) \right) \left(t_S \left(\frac{\Delta P_{1-3} \Delta V_{1-3}}{V_{H_2O} \rho_{H_2O} g h} \right) - t_{LL} \right) - \Delta P_{1-3} \Delta V_{1-3} \quad (\text{XII.16})$$

reemplazando ΔV_{1-3} , por la expresión XII.13 y despejando la potencia de entrada \dot{Q}_{IN} , queda la siguiente:

$$\dot{Q}_{IN} = \frac{\rho_{aire1} V_{1c} v \Delta T_{1-3} + \frac{\Delta P_{1-3} V_1 (\Delta T_{1-3} \rho_{aire1} R - \Delta P_{1-3})}{P_3}}{t_S \left(\frac{\Delta P_{1-3} V_1 (\Delta T_{1-3} \rho_{aire1} R - \Delta P_{1-3})}{P_3 W_{TOTAL}} \right) - t_{LL}} + \Delta T_{0-3} \left(\frac{K_L A_{SUP}}{e_L} \right) \quad (\text{XII.17})$$

o bien,

$$\dot{Q}_{IN} = \frac{\Delta U + \Delta P \Delta V}{t_T} + \dot{Q}_P \quad (\text{XII.18})$$

Por otro lado, se definen dos rendimientos para esta máquina. Ambos rendimientos tienen en el denominador la potencia de entrada suministrada por la fuente de calor \dot{Q}_{in} , pero la potencia útil de salida se puede calcular dividiendo el trabajo de bombeo en un ciclo por el tiempo que se tarda en realizar la expansión, o el tiempo en que se tarda realizar el ciclo completo. Por lo tanto, el rendimiento de trabajo sería:

$$\eta_T = \frac{\Delta P \Delta V / t_T}{\dot{Q}_{in}} \quad (\text{XII.19})$$

Y el rendimiento de un ciclo completo sería:

$$\eta_c = \frac{\Delta P \Delta V / t_c}{\dot{Q}_{in}} \quad (\text{XII.20})$$

Dado que el trabajo total de salida del motor se considera fijo, para mejorar el rendimiento de la máquina se buscará minimizar la potencia de entrada analizando los siguientes parámetros:

Parámetros que definir:

1. ΔT_{1-3} : Diferencia de temperatura del aire entre el inicio y fin del ciclo.
2. ΔT_{0-3} : Diferencia de temperatura del aire a T° ambiente y el fin de ciclo.
3. V_1 : Volumen de aire que entra en el recipiente cuando comienza el ciclo.
4. t_{LL} : Tiempo invertido en el recambio de aire entre cada ciclo.
5. A_{SUP} : Área superficial por la cual se emiten pérdidas de calor hacia el ambiente.
6. e_L : Espesor de la lana mineral, sujeto a espacio dentro de la máquina.

Parámetros definidos:

- t_s : Tiempo del día que se considera que la máquina realiza trabajo (6 horas).
- W_{TOTAL} : Energía necesaria para subir $1m^3$ de agua 5 m.
- P_3 : Presión máxima dentro del recipiente, igual a una columna de agua de 5 m.

Integración de los Cálculos

La ecuación termodinámica (ec.XII.17) relaciona una gran cantidad de variables, sin embargo, existen otras como las pérdidas hidráulicas que requieren un estudio independiente. Para realizar iteraciones y definir el diseño se integró este modelo junto con otros parámetros relacionados en una memoria de cálculo en Excel.

Esta última incluye:

- Cálculo de pérdidas térmicas del recipiente.
- Cálculo de flotabilidad y transferencia de calor del flotador. ANEXO VII
- Dimensionamiento de los disipadores. ANEXO IX
- Optimización de la geometría para minimizar el área superficial del recipiente. ANEXO V
- Modelo termodinámico ec.XII.17 / Tiempos / Rendimientos y otros análisis de optimización.
- Análisis de las pérdidas de carga en el circuito de aire. ANEXO VII
- Análisis de las pérdidas de carga en el circuito de agua.

De esta forma se pudo estudiar las relaciones entre todas estas variables de una forma conjunta y práctica.

iii) Análisis del modelo termodinámico y el diseño consecuente

A continuación, se detallan los valores tomados para el diseño de la Bomba Solar y se explican las hipótesis o análisis realizados para llegar a estos. Como se mencionó, los valores finales son producto de muchas iteraciones.

Hipótesis Tomadas Para el Diseño

En el diseño del equipo se tomarán en cuenta algunas hipótesis que fijen los parámetros cuyos valores reales serán desconocidos hasta un futuro ensayo.

1. Temperatura máxima T_3 alcanzada en el recipiente.
2. Temperatura de inicio de ciclo T_1 , una vez alcanzado el régimen de trabajo.
3. Tiempo de llenado necesario para alcanzar dicha T_1 .
4. Espesor del Aislante.

HIPÓTESIS 1 - Temperatura máxima T_3 alcanzada en el recipiente.

La temperatura máxima alcanzada T_3 , en el interior de la máquina se verá limitada por la resistencia a la temperatura de los materiales. Habiendo analizado las temperaturas máximas admisibles de los elementos básicos que componen a la máquina, se encontró que el limitante serían los bulbos de los heat pipes, ya que las especificaciones técnicas de los mismos determinan una temperatura de estancamiento de 266°C, a la cual el fluido en su interior deja de condensarse, ver ANEXO VI. Para que se lleve a cabo la transferencia de calor desde dichos bulbos al aire, este último debería estar a menor temperatura, por lo que se fijó en 250°C.

HIPÓTESIS 2 - Temperatura de inicio de ciclo T_1 .

La temperatura de inicio de ciclo, con la máquina en régimen, corresponde a la temperatura a la cual se encuentra el aire en el interior del tanque, una vez cerradas las válvulas después del llenado. Algunos de los parámetros que determinan esta temperatura son los siguientes:

- Caudal de aire frío introducido al recipiente y su variación de temperatura.
- Tiempo que este circula (tiempo de llenado).
- Calor aportado por los disipadores, el cual varía con su temperatura.
- Calor aportado por las paredes internas del recipiente, el cual varía con su temperatura.

Es evidente que determinar la temperatura promedio del aire al finalizar el llenado es un problema complejo, ya que todas las variables mencionadas están relacionadas entre sí y lo caracterizan como un fenómeno transitorio. Este, se podría analizar con simulación computacional, pero excede el alcance del proyecto. Por esta razón se decidió adoptar una simplificación al considerar que el aire al inicio del ciclo consiste en una mezcla de aire caliente y aire a temperatura ambiente. Se supone que el aire caliente que rodea el disipador en el llenado se encuentra a una temperatura promedio de 230°C. Esta es inferior a la temperatura máxima porque se considera que el disipador disminuye su temperatura durante el llenado. Con respecto a las proporciones de aire caliente y frío, para el caliente se consideró un disco que tuviese la misma altura que los disipadores, y el resto del recipiente a temperatura ambiente. Esta proporción corresponde aproximadamente a 20% del volumen de aire a 230°C y 80% a 20°C. Realizando este cálculo se llega a que la temperatura promedio del aire en el recipiente al inicio del ciclo es 60°C.

HIPÓTESIS 3 - Tiempo de llenado necesario para alcanzar la T_1 .

Se considera que el tiempo de llenado corresponde al que requieren las válvulas abiertas y los ventiladores/coolers en funcionamiento, para alcanzar la temperatura mencionada en la Hipótesis 2. La misma se alcanzará mediante el reemplazo del aire caliente del interior con el aire frío que ingresa a través de las válvulas. Teniendo como objetivo cambiar la mayor cantidad de masa de aire caliente por masa fría, se entiende que como mínimo se debería reemplazar un volumen de aire igual al del recipiente. Si bien,

hacer circular una cantidad muy grande de aire frío, reduciría más la temperatura de inicio, se tendría la desventaja de tener largos tiempos de llenado y por consecuencia tiempos de trabajo más cortos. Se definió que circule aire frío por el equivalente a 4 volúmenes (N) del recipiente durante ese tiempo y se buscó entre los existentes comercialmente un cooler/ventilador, que provea esa masa en poco tiempo. Existen varios que se adaptan al funcionamiento de la máquina. Para continuar con el diseño, se seleccionó uno cuyo caudal de abastecimiento es de 150m³/hs, logrando completar el llenado en 7 segundos. ANEXO VII.

HIPÓTESIS 4 - Espesor del Aislante.

Considerando la diferencia de temperatura máxima entre el interior del recipiente (250°C) y el ambiente exterior (20°C), e intentando reducir las pérdidas a menos de 20% de la potencia de entrada, se determinó que el aislante estaría conformado por Lana Mineral de espesor 5cm.

ANALISIS

Continuando con el análisis se hará un estudio de la variación de Q_{in} en función de V_1 , aún no definido. Para ello se definen los siguientes parámetros, de los cuales algunos ya han sido mencionados en las hipótesis.

- | | |
|---|--|
| - $T_0 = 20^\circ\text{C}$ | Temperatura ambiente |
| - $T_1 = 60^\circ\text{C}$ | Temperatura de inicio del ciclo |
| - $T_3 = 250^\circ\text{C}$ | Temperatura máxima interior. |
| - $h = 5 \text{ m}$ | Altura de bombeo |
| - $P_3 = 145401 \text{ Pa}$ | Presión generada por la columna de agua |
| - $P_1 = 101300 \text{ Pa}$ | Presión inicial del ciclo, atmosférica |
| - $N = 4$ | Volúmenes de aire barridos en el llenado |
| - $C_{\text{cooler}} = 150 \text{ m}^3/\text{hora}$ | Caudal de llenado |
| - $e_L = 5 \text{ cm}$ | Espesor de la Lana Mineral |

Parámetros variables en función de V_1 :

- t_{LL} : Tiempo invertido en el recambio de aire entre cada ciclo.
- A_{SUP} : Área superficial por la cual se emiten pérdidas de calor hacia el ambiente.

Utilizando estos parámetros y variando en la ecuación XII.17 el volumen del recipiente (V_1), se obtiene el siguiente gráfico para Q_{IN} vs V_1 .



Fig.XII.10 a) Variación de la Potencia de entrada según el Volumen del recipiente

Se puede observar que variando el volumen del recipiente, el calor de entrada Q_{IN} aumenta al incrementar el volumen, sin embargo, el calor neto absorbido por el aire permanece constante para un mismo trabajo a realizar. Se puede deducir que el incremento de Q_{IN} observado se debe al incremento de las pérdidas sujetas al área superficial que aumentan con el volumen. Si se quiere maximizar la eficiencia, se debería elegir un volumen que requiera la menor cantidad de Q_{IN} , por lo tanto, en el gráfico de la Fig.XII.10 a), se observa que este debería ser lo más chico posible. Por otro lado, la variación del calor necesario para volúmenes entre 10 y 100 lts no es sustancial, entonces se decidió tomar un volumen cercano a 100 lts. ya que, de este modo, se cuenta con espacio suficiente para introducir los componentes internos de la bomba en el recipiente. Cabe destacar que un volumen mayor también facilita el montaje de estos y que el volumen de aire efectivo se reducirá más adelante al incorporar otros elementos al interior del recipiente. Se definió un diámetro interno del recipiente de acero de 0,5m y optimizando su altura para minimizar el área superficial se llegó a que esta debería ser de 0,5m ANEXO V. Como la parte superior del recipiente es un cono se determinó que el ángulo de este sería 45° ya que un ángulo mayor resultaría en un aumento del área superficial, y un ángulo menor podría desfavorecer el flujo de aire que sale durante el llenado. De esta forma, al considerar que el interior del recipiente está recubierto por una capa de aislante de 5cm de espesor se llega a que el volumen disponible para el aire cuando el flotador está en su punto muerto superior (PMS) es de 71 lts. ($V_1 = 0,071m^3$). Este volumen no considera el volumen que ocuparía la fuente caliente dentro del recipiente.

Desde el punto de vista de las temperaturas de trabajo, se puede apreciar que las utilizadas en esta máquina son bajas en comparación con otras máquinas térmicas. Esto presenta una ventaja constructiva al tener mayor variedad de materiales para el diseño, pero, por otro lado, menores temperaturas de trabajo la llevan a tener menores rendimientos. El motivo de esto es que al tener variaciones de temperatura menores, las expansiones y presiones obtenibles con el aire son menores, y por lo tanto se genera una menor cantidad de trabajo. Se puede apreciar en el gráfico de la Figura XII.10 b), que, si se pudiese alcanzar mayores temperaturas, el rendimiento máximo para el motor sería de 3,2% cuando el ΔT logrado es de $400^\circ C$. También se puede destacar que un aumento de $200^\circ C$ para alcanzar

dicho máximo incrementa el rendimiento en 1%.



Fig.XII.10 b) Variación del Calor y Rendimiento con diferentes ΔT

En la figura anterior, cuando ΔT es bajo, la curva de calor perdido se encuentra alejada de la curva de calor de entrada y a medida que la diferencia de temperaturas aumenta, las curvas de puntos mencionadas se aproximan entre sí. Se observa que a medida que los ΔT son mayores, las pérdidas aumentan porcentualmente con respecto al calor total que ingresa, y por lo tanto el calor neto disminuye y a su vez el rendimiento.

Por otro lado se estudió la alternativa de bombear 5m^3 de agua en vez de 1m^3 . Esto implica un aumento en el trabajo generado de la máquina manteniendo el tamaño del recipiente. Como se puede ver en el Gráfico de la Figura XII.10 c) esto tendría como resultado un mayor rendimiento para ΔT mayores a 205°C . Sin embargo, para el ΔT admisible de la máquina diseñada (190°C), para bombear 5m^3 de agua se necesitan 750W en vez de los 130W , y para poder lograrlo se debería agregar más heat pipes al recipiente, lo que implicaría una mayor área de disipación y el correspondiente volumen ocupado. De esta manera se reduciría el volumen de aire “frío” disponible al iniciar el ciclo y se terminaría comprometiendo el rendimiento.

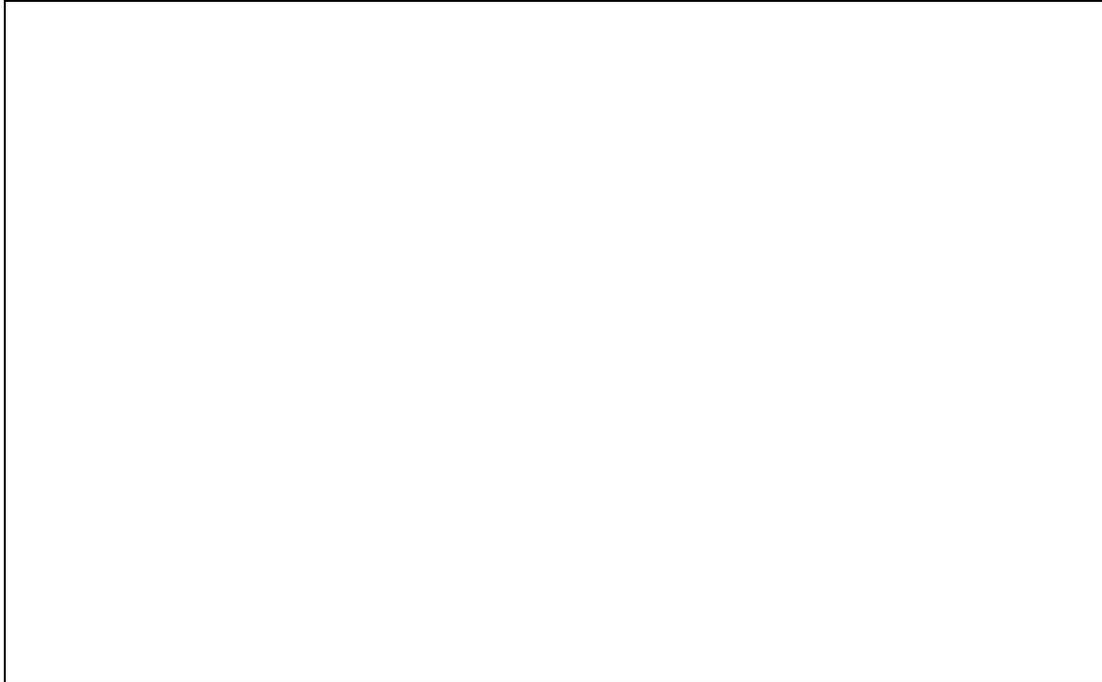


Fig.XII.10 c) Variación del Calor y Rendimiento entre bombear $1m^3$ vs $5m^3$ de agua

Por lo tanto, se torna difícil el aumento de potencia para el volumen del recipiente fijado sin violar las temperaturas máximas admisibles. Es así, que, para el diseño de esta máquina, se determinó necesario utilizar una parte del volumen disponible en el recipiente para hacer lugar al aire “frío” durante el llenado, sin que entre en contacto con la fuente caliente.

iv) Diseño mecánico

Con el objetivo de facilitar el armado y desarmado de la máquina, se dividió el recipiente de acero en una parte superior y una inferior. Ambas están unidas mediante bridas, bulones y una junta entre ellas. La parte superior cuenta con todos los dispositivos relacionados al circuito de aire, y la parte inferior está conectada al circuito de agua. Todo el recipiente está apoyado sobre una estructura con tres patas para asegurar su estabilidad en terrenos irregulares y permitir el fácil montaje de los colectores solares que tienen una longitud considerable y deben insertarse en la parte superior del recipiente apuntando hacia abajo a un cierto ángulo. La parte inferior del recipiente esta abulonada a la estructura mediante tres nervios, ver en el CAD de la Fig.XII.11.

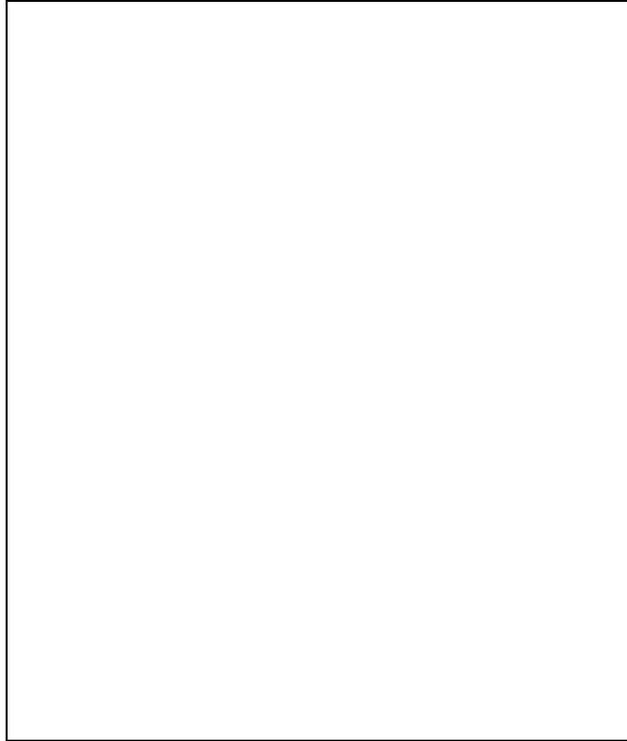


Fig.XII.11 CAD del Cuerpo y soporte de la máquina

A) Parte de Aire

Habiendo definido el volumen y todos los demás parámetros de la etapa anterior, se determinó que el Q_{in} necesario es aproximadamente 130 W. Si se considera que la potencia promedio que incide sobre Argentina es aproximadamente $400\text{W}/\text{m}^2$ día, y que el área captadora de radiación del tubo colector es $0,0813\text{m}^2$ (ANEXO VI), al multiplicar estos dos valores y considerando que la eficiencia de los heatpipes es del 100% (según especificación técnica alrededor del 95%), se obtiene que la potencia promedio entregada por un tubo es 32,52W. Repitiendo los cálculos y considerando que la potencia máxima promedio en Argentina es aproximadamente $800\text{W}/\text{m}^2$ se obtiene que cada tubo entrega una potencia máxima de 65,04W. Como se quiere entregar en promedio 130W, se necesitan 4 tubos radiantes como fuente térmica para la bomba. Por otro lado, la máquina debe estar diseñada para poder soportar la potencia máxima de 260W. Una vez definidos estos valores, se puede diseñar la fuente de calor del motor. Esta fuente, toma la potencia térmica entregada por los tubos y la disipa al aire encerrado en el interior del recipiente.

Diseño Disipadores:

Para transferir calor desde los bulbos de los colectores al aire en el interior del recipiente se diseñó un disipador de aluminio con aletas verticales para cada colector. Cada uno es fijado mediante bulones soldados al interior del tacho, y sellan por presión con juntas y arandelas de silicona para minimizar fugas de calor y eliminar las de aire (Fig.XII.12 a). Los pernos soldados deben estar rodeados de aislante ya que si no estarían en contacto con aire caliente y el exterior del recipiente.



Fig.XII.12 a Conexión de los disipadores al recipiente

A los bulbos se les aplica una crema conductora para disminuir la resistencia entre estos y su alojamiento. A su vez el calor es conducido desde el alojamiento hasta las aletas mediante una barra de aluminio. Como la temperatura máxima de los bulbos es 260°C , se consideró que el aire que rodea los disipadores está a 250°C , para que sea posible la conducción de calor. Como los disipadores deben poder disipar la potencia máxima, $65,04\text{W}$, se tomó esta y las temperaturas mencionadas como parámetros para el diseño de las aletas. Utilizando una correlación para tubos con aletas rectangulares se determinó que las aletas de los disipadores deben tener una altura de 110 mm , un ancho de 75 mm y un espesor de 2 mm . Cada disipador contaría con 13 aletas separadas 15 mm entre ellas, todas empotradas en una barra maciza de aluminio de 15 mm (Fig.XII.12 b). ANEXO IX.

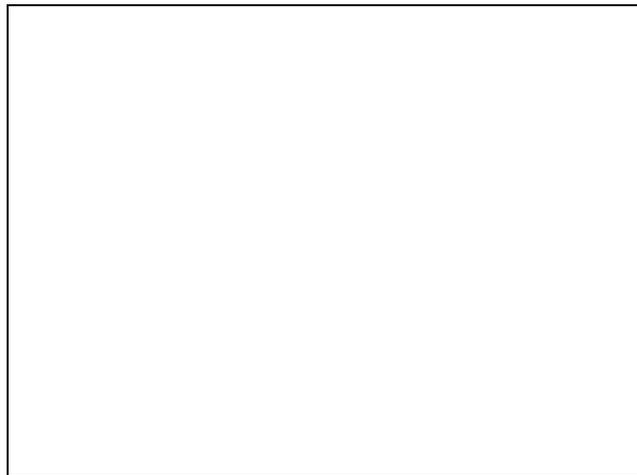


Fig.XII.12 b Placas disipadores - Conector para heatpipes

Aislación:

Como se detalló anteriormente el recipiente estará revestido internamente con “Lana Mineral” de 5cm de espesor, usualmente utilizada en hornos de altas temperaturas. La conductividad térmica de la misma es de 0,0037 W/mK, mientras que la conductividad del acero 43 W/mk. Para poder fijar dicho material a las paredes internas del recipiente y evitar la colocación de alambres y/o clavos metálicos se pensó en utilizar un pegamento resistente a las T° de trabajo.

Se tomó en cuenta que el aislante de Lana Mineral no debería estar en contacto con el agua, ya que perdería su efecto aislante. Para reemplazarla en las regiones donde pueda mojarse, se decidió combinar espuma de poliuretano revestida con una capa fina de silicona resistente a las altas T°, sin embargo, la resistencia térmica de esta combinación de materiales es menor a la que tiene la Lana utilizada en la zona “seca”. Se decidió aceptar esta resistencia reducida ya que, la zona “mojada” estará expuesta a las temperaturas solo una fracción del tiempo de trabajo. ANEXO IV.

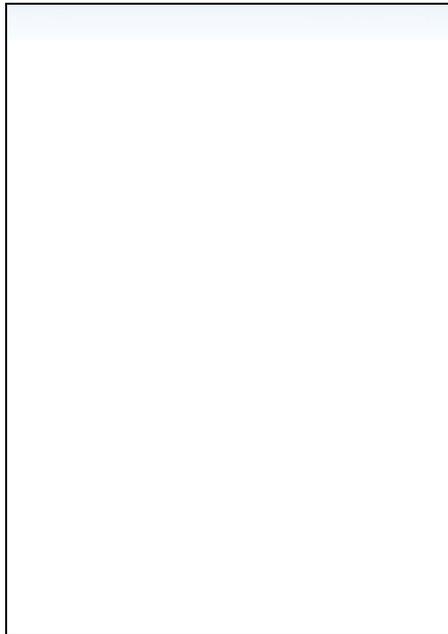


Fig.XII.13 Aislante en el interior del recipiente- Silicona(azul), poliuretano(blanco),Lana (marrón)

Por otra parte, el flotador, mencionado en el primer esquema de la sección (Fig.XI.1), que estará en contacto con el agua y con el aire caliente, tiene la función de aislarlos para evitar pérdidas a través del agua. Tiene que flotar para poder aislar estos dos medios, por ende, además de las propiedades resistivas térmicas, debió llevarse a cabo el estudio de flotabilidad correspondiente ANEXO VIII.

Coolers

Ya se habló del uso de estos y cuál es su función. Queda por ver sus características principales teniendo en cuenta el caudal de llenado y el ΔP suficiente para vencer las pérdidas de carga del circuito.

En lo que respecta a los tiempos de llenado, estos se reducen a medida que el cooler proporciona más caudal, sin embargo, esto implica más potencia necesaria de alimentación. Por otro lado, la necesidad de vencer las pérdidas de carga también va acompañada de un mayor consumo de potencia, por ende se

buscó cumplir con la presión mínima necesaria para vencer las caídas internas sin aumentar en exceso el consumo de potencia. Ver detalles en el ANEXO VII.

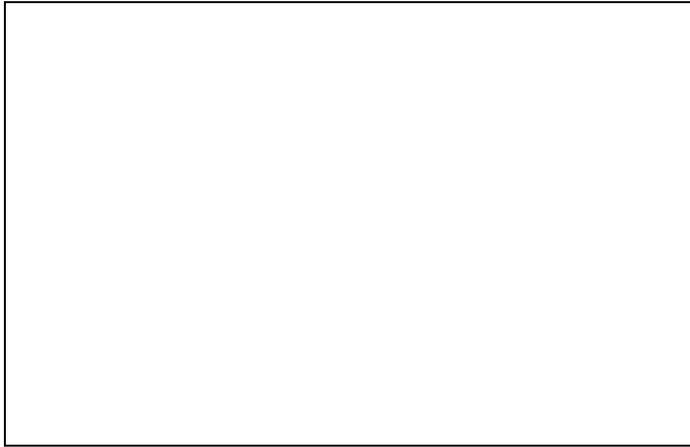


Fig.XII.13 Componentes de la alimentación de aire. Cooler - Válvula de entrada

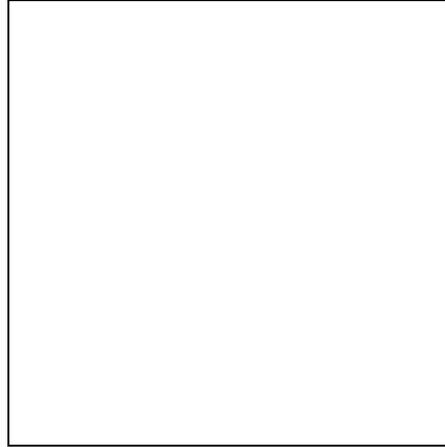


Fig.XII.14 Cooler Elegido

Finalmente se determinó el uso de un cooler de Caudal $150 \text{ m}^3/\text{h}$ y una presión de 120 Pa, suficiente para vencer la caída existente en el circuito.

Válvulas:

Como se comentó en la elección de alternativas, se decidió utilizar un diseño existente de válvulas electromecánicas, que con el agregado un panel solar pudiera cumplir el propósito.

Estas electroválvulas serán del tipo mariposa de diámetro 4", y su elección se basó en la baja caída de presión que se generan.

Fig.XII.15 Modelo de válvula a utilizar

Por otro lado, se tuvo en cuenta la colocación de una válvula de seguridad calibrada a una presión superior a la de trabajo. La misma actuaría en caso de haber problemas con las electroválvulas, venteando a la atmósfera para evitar dañar el recipiente por sobrepresión.



Fig.XII.16 Modelo de válvula de seguridad

Placa deflectora:

Esta placa deflectora debe ser de un material aislante para no calentar innecesariamente el aire frío que ingresa al recipiente, por lo tanto, se decidió que esta sea de micanita. Los apoyos de la placa son dos barras de micanita conectadas a la carcasa de la bomba, al utilizar materiales aislantes se evita un flujo contraproducente de calor hacia el acero del recipiente. Ver Fig.XII.13.

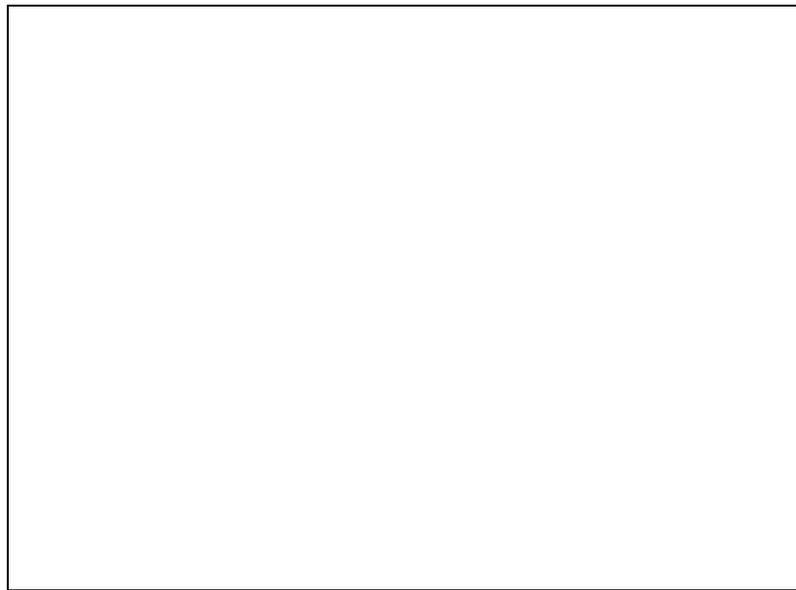


Fig.XII.17 Conjunto de la Parte Aire completo

B) Parte de Agua

Este cuerpo del recipiente es el que contiene el agua que va a recibir la presión del aire para ser bombeada. Contiene todas las válvulas necesarias para que el circuito de agua funcione correctamente. Es necesario asegurar que el agua que ingresa del reservorio al equipo, lo haga en un periodo corto de tiempo lo que implica tener en cuenta las pérdidas que se generan en el circuito de entrada y el nivel mínimo del reservorio. Es importante tener en cuenta que una vez aplicada la presión generada por la máquina sobre el volumen de agua mencionado, la misma no vuelva al tanque reservorio y se dirija a la

salida de bombeo, para ello se utilizarán válvulas de retención. Para sincronizar el ingreso de agua con el periodo de llenado se utilizará una válvula del tipo flotador que corte el suministro al tacho cuando se alcance el nivel deseado. Por otro lado, se tuvo en cuenta tanto para la instalación como para posibles mantenimientos la colocación de dos válvulas esféricas (una a la entrada y otra a la salida del recipiente).

Detalle de las válvulas:

Válvula flotador: Tiene la función de Abrir o cerrar la entrada de agua al recipiente, según el nivel medido por el flotador. Se aprovecha en este caso el flotador usado para aislar la interfase Agua-Aire. Durante el llenado de agua (simultaneo al llenado de aire), el flotador se elevará hasta llegar al máximo nivel (limitado por topes que evitan que el flotador siga ascendiendo y se pueda dañar). El mismo estará vinculado con la válvula para cerrar la entrada de agua ubicada en la zona inferior del cuerpo.

Fig.XII.18 Válvula de Flotador de 2"

Válvula de retención: Estas consisten en dejar pasar el agua en un sentido y no en el otro. Se instalan de tal manera que el agua tenga únicamente la posibilidad de pasar desde el tanque reservorio hacia el tanque en altura. Evitan que el agua una vez presurizada, vuelva al reservorio.

Fig.XII.19 Válvula de Retención de 2"

Válvula esférica: Como se dijo, estas servirán para independizar el circuito hidráulico de la máquina en caso de ser necesario.

Fig.XII.20 Válvula Esférica de 2"

Niple de Purga: Se instalará en el fondo del tacho un niple roscado con tapón ciego para poder purgar en caso de acumulación de barros u otras impurezas.



Fig.XII.21 Tapón de Purga ½"

Dimensionamiento del circuito de agua

Si bien ya se mencionaron los componentes del circuito (Fig.XII.22) no se habló del tamaño de los mismos.

Para determinarlos se consideró el tiempo disponible para el llenado del recipiente con agua del reservorio, dicho tiempo es el mismo que se tiene para lograr el intercambio de aire. Según los cálculos realizados previamente, se determinó que el equipo podría desplazar un volumen de aproximadamente 5 litros por cada ciclo, y teniendo en cuenta que se dispone de un t_{LL} de 7 segundos, se determina que el caudal de entrada mínimo necesario para poder disponer de esa cantidad es de 0,86 litros/segundo.

Para determinar el diámetro de la cañería de alimentación y los accesorios a utilizar, se compararon las pérdidas de carga para distintos tamaños (2", 3" y 4"). Se tuvieron en cuenta para dicho cálculo, las válvulas, las reducciones del circuito (entrada y salida del tacho) y las pérdidas friccionales en la cañería (5 mts. entre el recipiente y el reservorio).

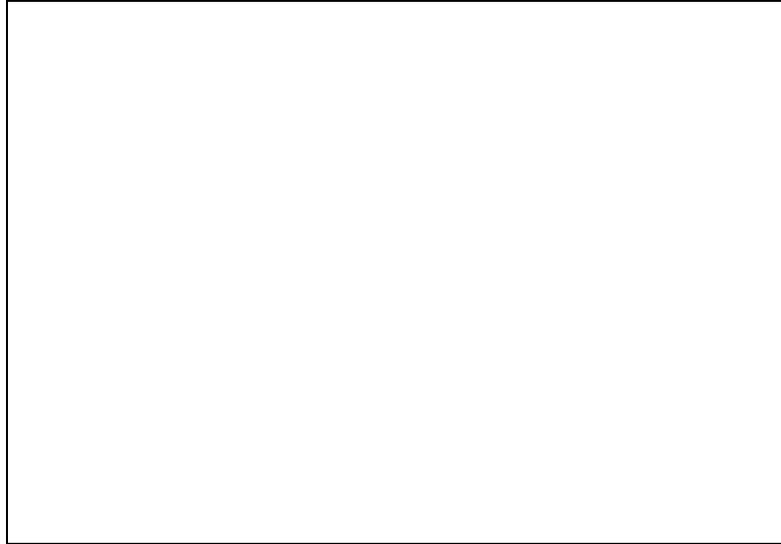


Fig.XII.22 Conjunto de la Parte Agua completo

Teniendo en cuenta que a diámetros menores la velocidad del fluido es más alta y las pérdidas son mayores, se determinó el nivel mínimo de agua en el reservorio para completar el llenado del recipiente en los 7 segundos disponibles. El nivel determinado para un diámetro 2", es de 100mm y menor para diámetros mayores. Por ello, se decidió realizar el circuito en 2" y no aumentar los costos que involucran accesorios y válvulas de mayores diámetros. Por lo tanto, para que el circuito de agua cumpla su función, el nivel del reservorio debe estar 140mm sobre el caño de entrada (H_{MIN}). Esta altura es la suma de la carrera establecida por diseño (40mm) y la altura necesaria para vencer las pérdidas mencionadas (100mm). En la Fig.XII.23 se pueden observar las cotas principales del esquema planteado, donde se pueden observar el reservorio de entrada y el tanque elevado al cual se suministra agua.

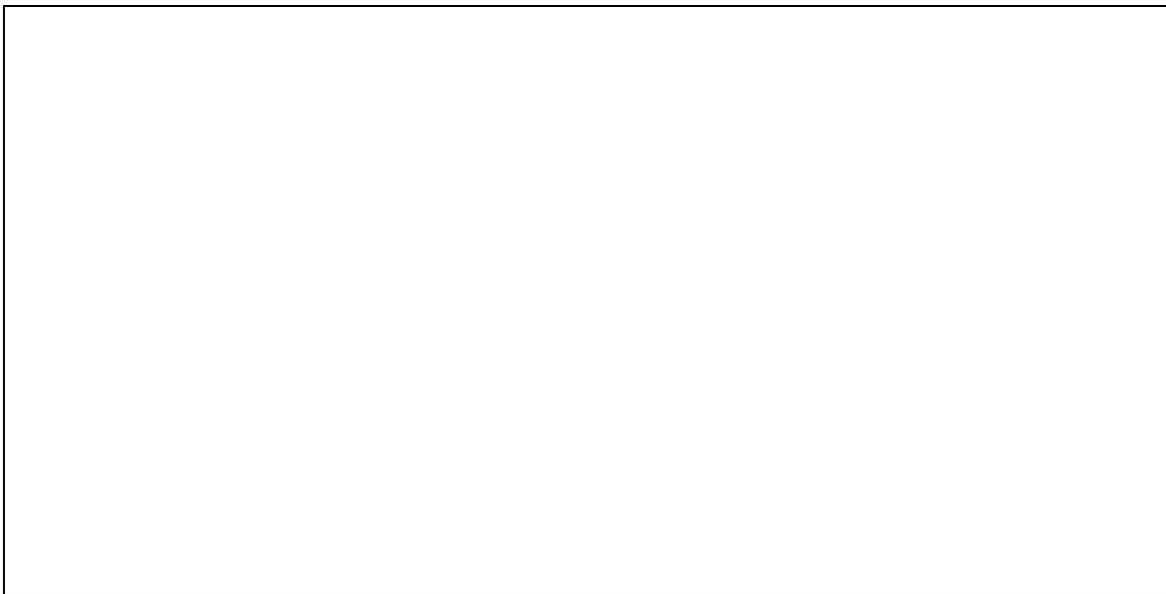


Fig.XII.23 Nivel de agua mínimo del reservorio y otras cotas

Sistema de Control

Se decidió utilizar dos sensores para instrumentar el funcionamiento de la Bomba Solar Térmica:

- 1 Sensor de Posición en el PMI
- 1 Sensor de Temperatura en el techo de la bomba

El sensor de posición será posicionado para detectar la carrera máxima según diseño, ya que para carreras menores la apertura de válvulas de aire será controlada con el sensor de temperatura.

Existen dos factores que afectan en gran medida la eficiencia y efectividad de la máquina. Estos son el calor proveniente del sol en el día, y la temperatura ambiente del aire. Un día soleado implica una mayor irradiancia y por lo tanto más calor que ingresa al motor. Esto afecta el tiempo que tarda el pistón en llegar a su PMI, reduciéndolo si el calor que ingresa aumenta. Un día frío tiene la consecuencia de que el aire que ingresa al recipiente tiene mayor densidad. Por lo tanto, la masa de aire que ingresa al recipiente es mayor y al variar su temperatura la carrera del pistón será mayor porque hay más aire para expandir. Es así como se plantean las siguientes situaciones límite para analizar el funcionamiento del motor.

Situaciones posibles:

- A - Temperaturas de aire muy bajas e irradiancia solar alta (ej: un día de invierno soleado)
- B - Temperatura de aire alta e irradiancia solar baja (ej: día de verano nublado)
- C - Temperatura de aire alta e irradiancia solar alta (ej: Un día de verano soleado)

Situación A:

Esta es la mejor condición para el funcionamiento de la máquina. El tiempo para realizar una expansión máxima será mínimo. El sensor de posición ubicado en el PMI detectará el flotador y enviará una señal al sistema de control para abrir las válvulas de aire y que así comience nuevamente el ciclo.

Situación B:

Esta es la peor condición para el funcionamiento de la máquina. La densidad del aire que ingresa es baja y el calor que ingresa también es poco. Por lo tanto, existe la posibilidad de que el pistón nunca llegue al PMI. Por ello, el sistema de control debería tomar mediciones de temperatura del aire en el recipiente durante la expansión, y si la temperatura se estanca por mucho tiempo sin llegar al PMI, se deberían abrir las válvulas de aire para comenzar nuevamente otro ciclo. Este funcionamiento tiene la ventaja de que la bomba puede bombear parte del agua a pesar de las condiciones pobres del día.

Situación C:

En un día de estas características se podría exceder la temperatura de diseño de la bomba. Por este motivo, una vez que el aire dentro del recipiente llegue a una temperatura máxima, el sistema de control debería terminar el ciclo abriendo las válvulas de aire.

Otro caso que se debe mencionar es si el nivel de agua del reservorio de entrada es bajo. En esta situación el nivel del pistón cuando inicia el ciclo sería menor y por lo tanto los ciclos serían más cortos porque la carrera sería más corta. La cantidad de agua total bombeada en el día se vería reducida por

tener ciclos de trabajo más cortos y por lo tanto un mayor porcentaje del tiempo cambiando el aire del recipiente.

Dada esta explicación del funcionamiento de la Bomba, queda por realizar el diseño de la electrónica involucrada en el control de las válvulas de aire y el cooler. Las válvulas deberían abrirse ante una señal del sistema de control que mide las condiciones en el recipiente. El cooler debería prenderse durante el cambio de aire.

A continuación, se muestra una imagen en CAD de la máquina armada con todos sus componentes (Fig.XII.24).

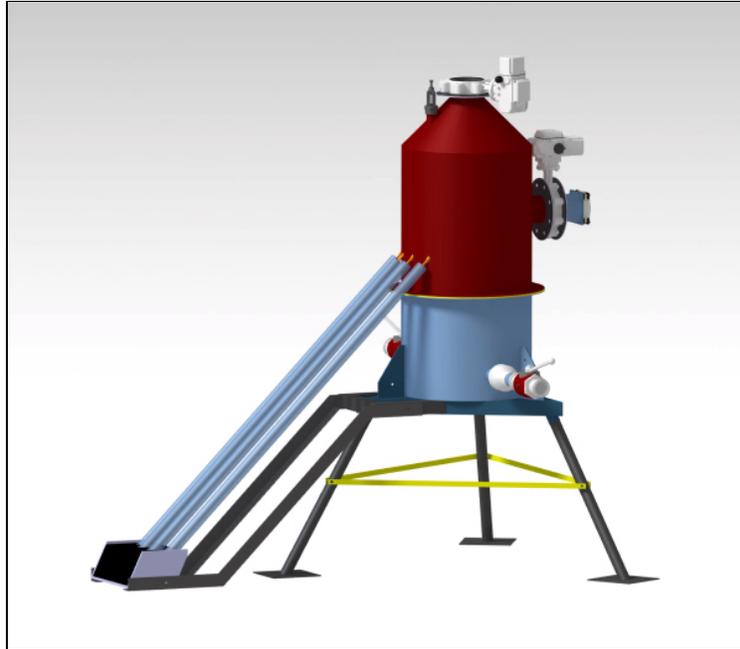


Fig.XII.24 Bomba Solar Térmica- Conjunto completo

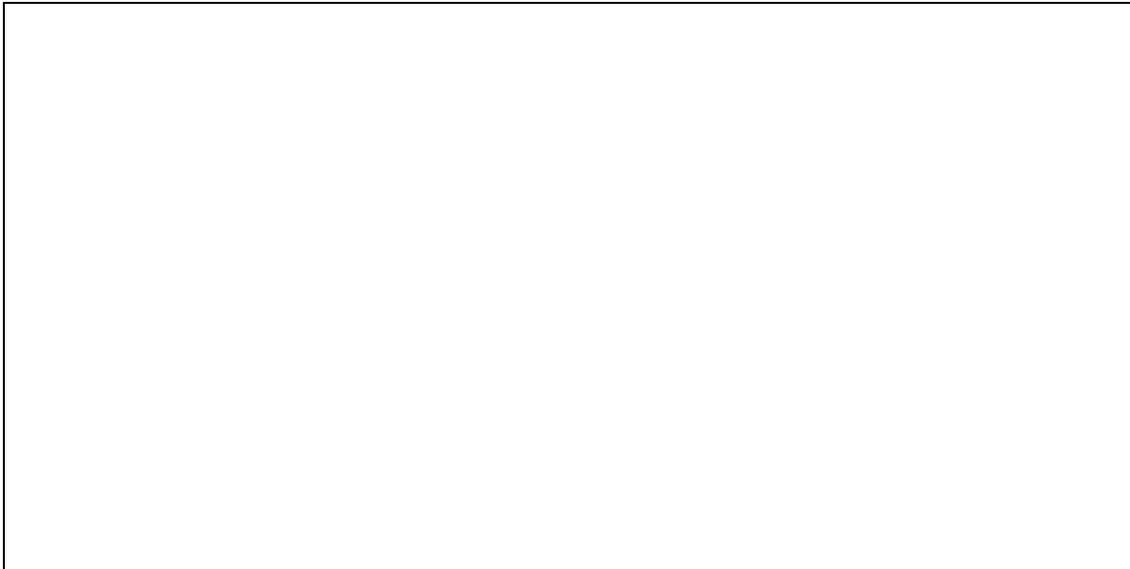


Fig.XII.25 Bomba Solar Térmica-Layout

Conclusiones

Los objetivos planteados en el inicio del proyecto buscaban diseñar una bomba que utilizase energía solar térmica, que tuviese eficiencias comparables a las de un sistema con paneles fotovoltaicos y que sus costos no fuesen mayores. Para acotar el problema, se decidió utilizar como objetivo el diseño de una máquina capaz de bombear 1m^3 de agua a una altura de 5m en 6 horas diarias. En cuanto a los costos, deberían ser evaluados luego de construir la máquina y realizar ensayos donde se pueda comprobar su eficiencia y eficacia.

Costos:

Se contempló que los costos de construcción y mantenimiento no fuesen demasiado altos buscando trabajar con materiales baratos y que su fabricación tampoco fuese compleja. Con respecto al mantenimiento de la máquina, los trabajos más usuales serían limpiar los Heat pipes, pintar el recipiente, las partes metálicas, cambiar juntas de válvulas y controlar los componentes electrónicos, las electroválvulas y aislantes. Se buscó que el diseño fuese modular, para facilitar el ensamblaje y mantenimiento, y que su funcionamiento fuese versátil, es decir que la bomba pueda funcionar en la mayor cantidad de situaciones posibles. Otro aspecto que se consideró en el diseño fue la seguridad para las personas que la manipulen, intentando reducir las áreas calientes del recipiente, colocando una válvula de seguridad, y dándole una estructura robusta y estable para poder estar a la intemperie sin problemas de deterioro.

Eficiencia:

Se optimizó la eficiencia de la máquina al desarrollar un modelo termodinámico del ciclo que incluyera la mayor cantidad de variables posibles. De este modo se fueron analizando diferentes parámetros para llegar al mejor resultado. Se tomaron en cuenta los diferentes fenómenos de transferencia de calor, y para reducir las pérdidas térmicas, se utilizó una gran variedad de materiales aislantes con diferentes características. El diseño buscó minimizar las pérdidas mecánicas e hidráulicas evitando mecanismos, utilizando grandes secciones en las tuberías y la menor cantidad de válvulas posibles.

Hoy en día los paneles fotovoltaicos comunes tienen una eficiencia de alrededor 14%, la electrónica aproximadamente 85% y las bombas eléctricas alrededor del 60%, ANEXO X. Combinando estas eficiencias se obtiene una eficiencia total del 7,14%. Si se compara la eficiencia teórica del 2% de la máquina diseñada, con la de los paneles fotovoltaicos conectados a un sistema de bombeo eléctrico, resulta que esta última supera a la primera en aproximadamente 4 veces para el ciclo termodinámico planteado. Por lo tanto, si se busca superar esa eficiencia, se deberán investigar mejoras al ciclo.

Ensayos:

Se deberá comprobar hasta qué punto son reales las hipótesis planteadas:

- Temperatura máxima del aire $T_3 = 250^\circ\text{C}$
- Temperatura de inicio de ciclo $T_1 = 60^\circ\text{C}$
- Tiempo de llenado para llegar a T_1 , $t_{LL} = 7$ seg

También se deberá verificar que de acuerdo con las mediciones realizadas se cumpla que:

- El \dot{Q}_P sea menor al 20% de \dot{Q}_{IN}

- El rendimiento de un ciclo de trabajo sea próximo a $\eta_T = 1,89\%$
- El rendimiento de un ciclo completo sea próximo a $\eta_c = 1,77\%$
- El tiempo del ciclo sea $t_c = 108$ seg

Durante estos ensayos se debería exponer la máquina a las diversas situaciones planteadas en la descripción del sistema de control y verificar que la bomba se comporte apropiadamente.

Mejoras:

Este diseño es parte de un proceso iterativo y aunque los objetivos fueron cumplidos teóricamente, seguramente habrá mejoras para implementar en futuros diseños. Es así como se recomienda investigar ciertos temas para mejorar el rendimiento de la Bomba Solar: Durante los ensayos se podría medir la temperatura en diferentes regiones del recipiente para identificar puntos calientes y mejorar la aislación o considerar la colocación de una capa adicional de aislante externo. Se determinó que el 80% de la energía consumida por la máquina se pierde al salir por el escape como energía interna del aire caliente, este calor se podría recuperar parcialmente con una serpentina aletada que caliente agua o algún fluido para alguna instalación. También se podría considerar enfriar el aire de admisión haciéndolo pasar por un caño que cruce el reservorio inicial. Por último, un fenómeno que no se consideró en el diseño, es la evaporación una pequeña parte del agua que se encuentra en el recipiente durante la etapa de trabajo. Inicialmente se descartó la idea de calentar agua para generar vapor porque implicaría una gran inversión de calor latente en agua que luego se iría del recipiente al tanque superior. Sin embargo, se cree que una pequeña parte del agua posiblemente suba por el aislante, por efecto de capilaridad o a través de los huelgos hacia la zona caliente del recipiente. Este efecto podría tener grandes ventajas ya que al separar un pequeño volumen de agua y concentrar el calor sobre este, se genera vapor sin desperdiciar calor calentando la gran masa de agua que se encuentra debajo del flotador. Este pequeño volumen de agua que se evapora ofrece una gran expansión que podría aumentar el rendimiento de la máquina.

Concluyendo, el mayor logro de este proyecto es que se llevó a cabo un desarrollo ingenieril, que fundamenta el diseño de una máquina capaz de bombear agua utilizando energía solar térmica. Como se comprobó con el primer prototipo, el concepto simple pero poco usual utilizado es capaz de generar trabajo y así bombear agua. En el segundo prototipo se logró integrar todos los elementos necesarios para generar una máquina que pueda bombear agua con energía solar, tales como captación solar, disipación de esa potencia, generación de trabajo, integración de la bomba y el control de la máquina. Con respecto a cuánta agua se podría bombear y con qué costo, depende del diseño particular.

Este trabajo propone una máquina para una solución específica que busca bombear 1m^3 de agua a una altura de 5m en un día, y también facilita realizar variantes al diseño para bombear diferentes cantidades de agua a diferentes alturas.

ANEXOS

ANEXO I: Recipiente a Presión

Resistencia mecánica del recipiente (Garrafa)

Teniendo en cuenta que el espesor del recipiente a utilizar es de 1 mm y que la presión máxima obtenida en el desarrollo termodinámico es de 320 mbar relativos, se procede a calcular las tensiones en las paredes del recipiente, según ASME VIII (recipientes a presión):

En la envolvente

$$\sigma_{\theta} = \frac{P \times D}{2 \times t} = \frac{38000 \text{ N/mm}^2 \times 400 \text{ mm}}{2 \times 1 \text{ mm}} = 7,6 \text{ MPa} \quad (\text{A.I.1})$$

$$\sigma_z = \frac{E}{A} = \frac{P \times D^2}{(D+2t)^2 - D^2} = \frac{38000 \text{ N/mm}^2 \times (400 \text{ mm})^2}{(400 \text{ mm} + 2 \times 1 \text{ mm})^2 - (400 \text{ mm})^2} = 3,79 \text{ MPa} \quad (\text{A.I.2})$$

En el casquete

$$\sigma = \frac{P \times (D+0,2t)}{2Et} = \frac{38000 \text{ N/mm}^2 \times (400 \text{ mm} + 0,2 \text{ mm})}{2 \times 0,85 \times 1 \text{ mm}} = 8,9 \text{ MPa} \quad (\text{A.I.2})$$

Donde:

P : presión máxima en el interior del recipiente [N/mm^2]

D : Diámetro del cilindro [mm]

t : Espesor del recipiente [mm]

σ_{θ} : Tensión circunferencial [N/mm^2]

σ_z : Tensión en dirección del eje del cilindro

E : Coeficiente de soldadura

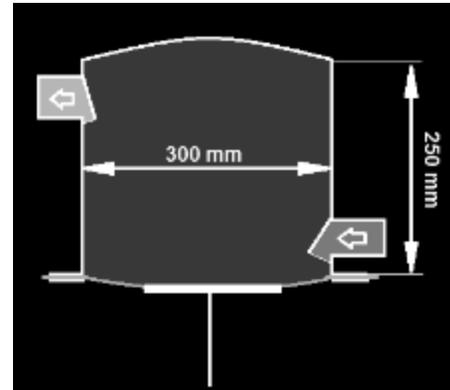


Fig.A.I.1 Dimensiones del Recipiente

Se puede observar que las tensiones presentes en el recipiente son muy reducidas frente a la admisible del acero (250 Mpa.). Por este motivo las presiones de trabajo no afectan la integridad del mismo.

ANEXO II: Chimenea

Cálculo de la altura H de la chimenea

Con el objetivo de determinar la altura de la chimenea que provoque la succión de aire caliente del interior del recipiente, se tomó como base para el cálculo la *Tesis del señor Ruperto Martínez Palazón [Tesis Universidad Católica del Perú]*.

Para obtener una depresión en la base de la chimenea y que se produzca la succión que permite la circulación del aire caliente desde el interior del recipiente hacia la atmósfera libre, es necesario crear una diferencia de presiones que compense las pérdidas de carga del fluido en la chimenea y proporcionarles además la energía cinética suficiente para su escape.

La pérdida de carga Δp en la chimenea puede expresarse según:

$$\Delta p = \frac{18}{273+T_h} \times V^2 \times (1 + 0,035 \times \frac{H}{D}) \quad \text{(A.II.1)}$$

[ec. 4.2.2]

Donde:

Δp : Caída de presión en la chimenea (mm.c.a)

V : Velocidad del aire en el conducto (m/seg)

H : Altura de la chimenea (m)

D : Diámetro interior (m)

Para vencer esta caída de presión, es necesario tener una depresión mayor que genere la circulación de gases buscada. La misma puede obtenerse por diferentes procedimientos como tiro natural, tiro forzado, tiro inducido, etc. En este caso se analiza la opción de generar depresión a través de tiro natural, siendo esta la más económica y práctica para el equipo en cuestión. Partiendo del efecto de empuje de Arquímedes que sufren los gases calientes rodeados por otros fríos se llega a la ecuación:

$$\Delta P_{succión} = 354 \times H \times \left(\frac{1}{(273+T_o)} - \frac{1}{(273+T_h-0,08 * H)} \right) \times \frac{P}{P_o} \quad \text{(A.II.2)}$$

[ec.4.2.1.2]

Donde:

T_o : Temperatura ambiente

T_h : Temperatura de los gases calientes

P_o : Presión al nivel del mar

P : Presión en la base de la chimenea

Para realizar los cálculos, se tienen en cuenta las siguientes Hipótesis:

- Diámetro del conducto de escape (chimenea) = 2" = 50,8mm. Se tomó este valor ya que el conducto de salida de la válvula en el prototipo 1, tiene un diámetro de 2", lo que permitiría un acople sencillo.
- Velocidad del aire en el conducto = 4 m/s. (Esta velocidad corresponde al caudal necesario para vaciar el recipiente, con un conducto de $D=2''$).
- $T_o = 25^\circ\text{C}$. Valor promedio en el año.
- $T_h = 200^\circ\text{C}$. Temperatura limitada por el material del diafragma.
- Se supone que la presión en la base de la chimenea es igual a la presión al nivel del mar ($P_o = P$).

Al igualar las ecuaciones 4.2.1.2 y 4.2.2 se estaría frente a una situación límite en donde la caída de presión en la chimenea sería igual a la succión generada por la misma.

$$\Delta p = \Delta p_{succión} \quad (\text{A.II.3})$$

$$\frac{18}{273+T_h} \times V^2 \times \left(1 + 0,035 \times \frac{H}{D}\right) = 354 \times H \times \left(\frac{1}{(273+T_o)} - \frac{1}{(273+T_h-0,08 \times H)}\right) \times \frac{P}{P_o} \quad (\text{A.II.4})$$

Al reemplazar los valores D , V , T_o , T_h , P y P_o en la ecuación resultante y despejando, se obtiene una altura **H de 41m**. Este valor, junto con otros resultados de diferentes cálculos, es completamente desproporcionado con el tamaño del equipo y como consecuencia no se llevará a cabo la construcción de la misma. En el texto correspondiente se hará mención a la solución alternativa.

ANEXO III: Acople Motor-Bomba

En cuanto a la inversión del sentido de fuerza se pensó en un sistema similar al de un balancín, pivoteando en algún punto de una varilla rígida AB. Uno de los extremos de la varilla, A, se conectaría con el pistón del motor como se muestra en la figura, mientras que el extremo contrario se ensamblaría al sistema de bombeo dando como resultado una fuerza de salida con misma dirección, pero sentido contrario.

Fig.A.III.1 Inversor de Fuerza

Con respecto a la magnitud de la carrera, es fácil de ver que, si la varilla pivota en el punto medio, $L/2$, esta conservará el mismo módulo en A que en B pero en sentido opuesto.

Mientras que si este se modificara para cualquiera de los dos lados serviría para aumentar o disminuir la carrera y poder desplazar el pistón de bombeo una distancia diferente a la que se mueve el pistón del motor.

Se debe tener en cuenta que, si la carrera se amplifica al desplazar el pivot a la izquierda, la fuerza de salida (punto B) se reduce en proporción.

Como se mencionó, dadas las condiciones expresadas en el desarrollo termodinámico, la carrera proporcionada por el equipo sería aproximadamente de 70 mm con una fuerza de 2000N (200 kg Fza.). Dada la gran fuerza entregada y la corta carrera, podría aplicarse el mecanismo mencionado en este anexo haciendo mejor provecho del trabajo para bombear.

ANEXO IV: Materiales y Aislantes

Silicona: Noviplast

Fieltros "TERMOLANA"



Fieltro de lana con papel aluminio



Fieltro de lana con papel kraft



Fieltro de lana sin revestimiento

Fieltros flexibles de lana mineral. Pueden ser sin revestimientos, con papel Kraft en una de sus caras o con foil de aluminio reforzado con hilos de vidrio y papel Kraft.

➤ **Dimensiones:**

- 10.000mm x 1.200mm en 2" espesor
- 5.000mm x 1.200mm de 2 ½" a 4" espesor

➤ **Espesores:** de 2" a 4" (50mm a 100mm)

➤ **Densidad:** 35kgs/m³

➤ **Coefficiente de conductividad:** 0.036 W/mK

ANEXO V: Optimización de Superficie

Para determinar la mejor forma del recipiente que minimice el área superficial y así las pérdidas de calor, se fijó el volumen del recipiente de acero en $0,098\text{m}^3$ y realizó el siguiente análisis.

El volumen y área superficial de un recipiente son los siguientes:

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H \quad y \quad A = \frac{\pi D^2}{2} + \pi D H \quad (\text{A.V.1})$$

Donde V es el volumen, D el diámetro del cilindro, A su área superficial y H la altura del cilindro. Despejando el diámetro de la expresión del volumen e insertando en la fórmula del área se obtiene la siguiente expresión:

$$A = 2V/H + \pi H \sqrt{\frac{4V}{\pi H}} \quad (\text{A.V.2})$$

Fijando el valor del volumen y variando la altura del cilindro se obtiene el siguiente gráfico:

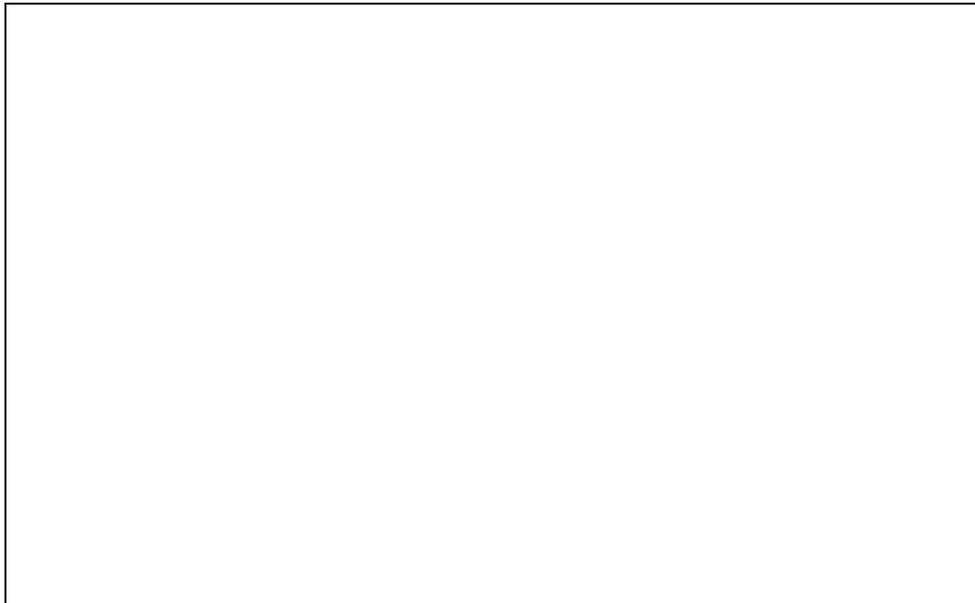
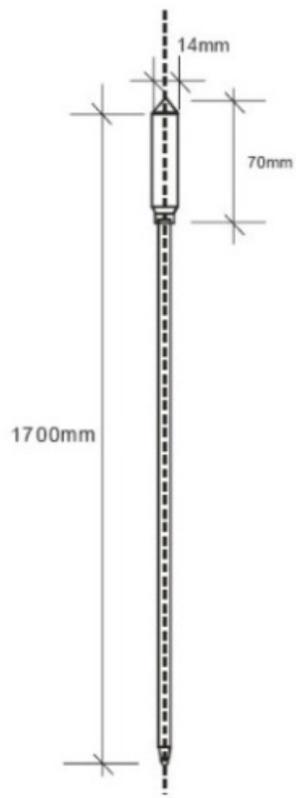


Fig.A.V.1 Minimización del área superficial de un cilindro

Comparando un cubo y un cilindro, se puede ver que, para una altura de 0,5 m del cilindro, su área superficial es menor a la del cubo y mínima. Por lo tanto, se toma esta como definitiva para la altura del recipiente caliente, lo que resulta, al calcularlo, en un diámetro de 0,5 m.

ANEXO VI: Heatpipes



HEAT PIPE

ANEXO VII: Coolers

Para el dimensionamiento de los Coolers se tuvieron en cuenta los siguientes aspectos:

- 1- Mínimo tiempo de llenado del tacho, al reducir este tiempo la máquina podrá aprovechar mejor el rango de incidencia solar diario.
- 2- Reducido consumo de energía: El uso de estos para forzar el ingreso de aire frío requiere de una alimentación eléctrica externa (por ej. panel solar), la cual se busca que sea lo más chica posible en comparación con la potencia del equipo.
- 3- Superar la caída de presión del circuito de aire. El recorrido del aire a través de las válvulas, la expansión al ingresar al tacho y la contracción para salir del mismo implican una caída de presión que varía según el caudal de aire que ingrese por el cooler. Dicha caída es una limitante y será necesario superarla para lograr el intercambio de aire.

Para el circuito neumático

Se muestra en la siguiente tabla los coeficientes de pérdidas locales en el circuito para diámetros de 3" y 4".

Coeficientes de Pérdidas locales "K"	3"	4"
Válvula mariposa (Tabla)	0,81	0,77
Expansión Brusca (Vademecum vieytes)	0,95	0,92
Contracción Gradual	0,54	0,52
Coef. Total = $2K_{valv}+K_{exp}+K_{cont}$ =	3,11	2,98

Fig.A.VII.2 Coeficientes de Pérdidas locales para las dos instalaciones analizadas

Conociendo los coeficientes de pérdidas se analizaron algunos coolers comerciales y se determinó el uso de uno que cumpla con los aspectos mencionados. Se muestra en la Esp. Técnica siguiente las curvas características del cooler seleccionado. Tomando los valores de caudal y aplicando los coeficientes de pérdidas de la tabla anterior se pudo determinar la caída de presión en el circuito para las distintas condiciones.

Fig.A.VII.2 Características Cooler seleccionado

Se resalta en las curvas (Fig.A.VII.2) la condición del cooler B60 funcionando con un caudal de 150m³/h

($2,5\text{m}^3/\text{min}$), el cual corresponde al caudal de diseño, y presión estática de 120 Pascales. Vale aclarar, que por la baja velocidad del flujo de aire en el circuito ($<10\text{ m}^3/\text{s}$), el aire se considera como incompresible y por ello se hace uso de la ec de Bernoulli para determinar la pérdida de carga. Entonces, para dicho caudal, las pérdidas de carga en el circuito son:

	3"	4"
V_{Aire} [m/s]- Dado por el Caudal del Cooler	10,66	6,00
ΔP [Pa]	187,27	64,49

Fig.A.VII.3 Velocidad y Caída de Presión del Aire para las dos instalaciones analizadas

Para este caso el uso de accesorios de 3" significa una caída de presión superior a la presión que genera el cooler(120Pa), por ello se decidió utilizar este cooler con accesorios de 4". A su vez, para el modelo B60 remarcado en la especificación técnica es necesario contar con alimentación de 12V en CC y potencia de 18W, fácil de conseguir con un panel fotovoltaico de tamaño reducido.

Habiendo definido el volumen de aire del recipiente como $0,071\text{m}^3$, el caudal de llenado $150\text{m}^3/\text{h}$ y un recambio de 4 veces el volumen de aire, se pudo calcular el tiempo que este recambio tardaría al multiplicar por 4 el volumen del aire y dividirlo por el caudal. De esta forma se determinó que el tiempo de llenado sería 7 segundos.

ANEXO VIII: Flotador

Como se mencionó en el desarrollo, el flotador cumple la función de aislar el circuito de agua del de aire y así evitar la fuga de calor. Para poder cumplir con este objetivo, el mismo debería flotar para poder lograr la aislación en la interfase Aire Caliente - Agua. Por otro lado, la válvula flotador, instalada en la entrada de agua al tacho utilizará este flotador para su funcionamiento, por ende deberá ser capaz de lograr el empuje suficiente para cerrar la válvula.

Aislación del Flotador.

Para lograr la misma resistencia térmica que en las paredes del recipiente (5 cm de Lana mineral - $R_{\text{TERMICA}}=13,5$ K/W), se tuvo que buscar una alternativa al material aislante debido a que la lana no tiene propiedades de flotabilidad, por lo que se recurrió al uso del poliuretano (buenas propiedades de flotabilidad, pero de baja aleación térmica). Para lograr la misma resistencia térmica de las paredes sería necesario un disco de poliuretano de aproximadamente 400 mm, por lo que se estudiará una alternativa mas conveniente.

Flotabilidad

Para determinar el espesor del poliuretano necesario para lograr el empuje requerido por la válvula flotador, se calculó el análogo al de la esfera que propone el fabricante. Se considera para dicho calculo que la esfera se sumerge la mitad de su volumen y que la palanca se redujo al reemplazar la esfera por el disco. Se toma la especificación técnica de la válvula de 2", mismo diámetro que la cañería del circuito de agua.

$$dp_{Esfera} \cdot E_{Esfera} = dp_{Disco} \cdot E_{Disco} \quad (\text{A.VIII.1})$$

$$E_{Esfera} = m_{H2O} g = \rho_{H2O} V_{H2O} g \quad (\text{A.VIII.2})$$

$$V_{H2O} = \frac{V_{Esfera}}{2} \quad (\text{A.VIII.3})$$

De lo anterior resulta que para la Esfera de $D=230$ mm, el empuje generado con media esfera sumergida es de 30N. Considerando la palanca según especificación técnica $dp=470$ mm, el momento necesario para accionar la válvula es de 14,7 Nm.

Fig.A.VIII.1

Fig.A.VIII.2

Repitiendo los cálculos se determina que el espesor mínimo del disco de poliuretano de D=400mm (diámetro del tacho menos espesor del aislante) es de 60 mm. Este espesor proporciona una resistencia térmica de 1,98 K/W, la cual es muy reducida en comparación con la resistencia térmica que tienen las paredes (13,51 K/W).

Se plantea como alternativa la combinación de dos materiales, lana mineral (alta resistencia térmica) y poliuretano para lograr el empuje suficiente y accionar la válvula.

Calculo de Aislación Térmica

Teniendo en cuenta los coeficientes de conductividad térmica 0,0037 W/mK y 0,03 W/mK para la lana y el poliuretano respectivamente y el espesor del poliuretano calculado de 60 mm por su flotabilidad, se determina el espesor de lana requerido;

$$R_{PARED} = 13,5 \text{ K/W} = R_{LANA} + R_{POLI} \quad (\text{A.VIII.4})$$

$$R_{POLI} = \frac{e_{POLI}}{K_{POLI}} \approx 2 \text{ K/W} \quad (\text{A.VIII.5})$$

$$R_{LANA} = \frac{e_{LANA}}{K_{LANA}} = 11,5K/W \quad (\text{A.VIII.6})$$

Reemplazando y despejando de lo anterior, se tiene $e_{LANA} = 0,042\text{m} = 42 \text{ mm}$.

Teniendo en cuenta que la densidad de la Lana es 180 Kg/m³ y que el volumen involucrado en el flotador es 0,006 m³, el peso que esta ejerce sobre el flotador es de aproximadamente 1kg por lo que se amplia el espesor en 8mm de poliuretano para contrarrestarlo.

Dimensiones Finales:

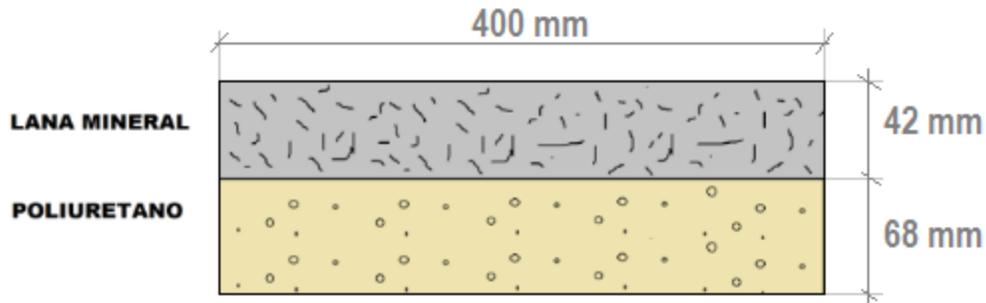


Fig.A.VIII.3

ANEXO IX: Disipadores

Considerando que un colector solar puede transmitir como máximo una potencia de 65,04 W por tubo se procedió a diseñar un disipador que pudiese emitir esta potencia. El disipador diseñado consiste en aletas rectangulares paralelas de aluminio empotradas sobre una barra de aluminio la cual está soldada al alojamiento del bulbo de los colectores. Los parámetros definidos son:

- $H = 0,11\text{m}$ Alto de cada aleta
- $W = 0,075\text{m}$ Ancho de cada aleta
- $N = 13$ Número de aletas
- $t = 0,002\text{m}$ Espesor de cada aleta
- $d = 0,015\text{m}$ Diámetro externo de la barra
- $T_b = 260^\circ\text{C}$ Temperatura máxima del bulbo del colector solar
- $T_a = 250^\circ\text{C}$ Temperatura máxima del aire dentro del recipiente
- Propiedades del aire a 250°C :

μ	0,000027600	Ns/m ²
β	0,00193	1/K
k	0,03995	W/mK
ρ	0,6595	kg/m ³
c_p	1041	J/kgK

Estos valores se definieron utilizando las correlaciones de los incisos 5.6.1 y 5.6.4 del libro *Principios de Transferencia de Calor de Kreith 7ma edición*. Se define que la potencia transferida por un disipador es aproximadamente 65,04W:

$$\dot{Q}_{in.1\ disip} = \frac{T_b - T_a}{R_{Total}} \quad (\text{A.IX.1})$$

Dónde R_{Total} es la resistencia de los laterales y la barra en paralelo con la resistencia de los bordes de las aletas. Esta resistencia se calcula con la siguiente fórmula:

$$R_{Total} = 1/(1/R_A + 1/R_B) \quad (\text{A.IX.2})$$

A su vez cada una de estas resistencias se calcula de la siguiente manera:

$$R = 1/h_c A \quad (\text{A.IX.3})$$

$$h_c = Nu k / S \quad (\text{A.IX.4})$$

$$S_{\text{óptimo}} = 2,7/P^{0,25} \quad (\text{A.IX.5})$$

$$P = \frac{c_p \rho^2 g \beta (T_b - T_a)}{\mu k L} \quad (\text{A.IX.6})$$

Donde h_c es el coeficiente de convección, A el área correspondiente a cada resistencia, Nu es el número adimensional de Nusselt, S la separación entre aletas para la cual se puede calcular un valor óptimo, L el largo del disipador y P una variable auxiliar. Cada resistencia tiene un número de Nusselt diferente y un área diferente, mientras que las demás dimensiones son iguales. Para los laterales de las aletas y la superficie expuesta de la barra corresponden las siguientes expresiones:

$$Nu_s = \frac{Ra_s}{12\pi} \left\{ 2 - e\left[-\left(\frac{C}{Ra_s}\right)^{3/4}\right] - e\left[-\beta_{Nu_s}\left(\frac{C}{Ra_s}\right)^{3/4}\right] \right\} \quad (\text{A.IX.7})$$

$$\beta_{Nu_s} = 0,17/\xi + e^{-(4,8/\xi)} \quad (\text{A.IX.8})$$

$$C = \left\{ \frac{23,7-1,1[1+152/\xi^2]^{1/2}}{1+\beta_{Nu_s}} \right\}^{4/3} \quad (\text{A.IX.9})$$

En los bordes de las aletas corresponden las siguientes expresiones:

$$Nu_s = C Ra_s^{0,9} \quad (\text{A.IX.10})$$

$$C = 0,44 + 0,12\xi \quad (\text{A.IX.11})$$

Con las siguientes fórmulas en común:

$$\xi = 1,23H/d \quad (\text{A.IX.10})$$

$$Ra_s = \frac{c_p \rho^2 \beta g (T_b - T_a) S^4}{\mu k H} \quad (\text{A.IX.11})$$

Dónde Ra_s es el número de Rayleigh.

ANEXO X: Eficiencias Sistema Fotovoltaico

BIBLIOGRAFÍA:

- **Cálculo Chimenea:** Ruperto Martínez Palazón [[Tesis Universidad Católica del Perú](#)]
- **Chemical Engineers Handbook** by John H. Perry.
- **Elements of Chemical Engineering** by W. L. Badger & W. L. McCabe, (McGraw-Gill N.Y).
- **Fundamentos de la termodinámica técnica-** Moran Shapiro
- **Ingeniería Termodinámica Fundamento y Aplicación 2ª Edición** - Francis F. Huang.
- **Marks Mechanical Engineers Handbook**, by Baumeister & Marks.
- **Mecánica de Fluidos 6ta Edición-** F. White
- **Principios de transferencia de calor 7º-** Kreigh
- **Vademecum** - Dr. Roberto Eduardo Vieytes
- **Figuras:**
 - **I.1. Carta de irradiación anual (MWh/m²):** Righini, Grossi Galegos, MAPA DE ENERGÍA SOLAR COLECTADA ANUALMENTE POR UN PLANO INCLINADO. UN ÁNGULO ÓPTIMO EN LA REPÚBLICA ARGENTINA, Universidad de Luján.
 - **II.1. Matriz eléctrica Argentina:**
<http://portalweb.cammesa.com/memnet1/Pages/descargas.aspx>
 - **II.2. Zonas afectadas por falta de agua:** Ministerio de Educación.
<http://geografiade5proffautto.blogspot.com.ar/2014/09/aguas-continetales-de-la-argentina.html>
- **Catálogos:**
 - [Spears](#)
 - [Válvulas Ross](#)
 - [Valworx](#)
 - [Fujisol - Heatpipes](#)
- **Otros:**
 - **Concentradores tipo Fresnel**
 - <http://www.soltec-energia.com/plantasolar.html>
 - <http://www.enerstar.es/ver/179/Centrales-Solares-Termoel%C3%A9ctricas-CSP.html>
 - <http://www.cricyt.edu.ar/asades/modulos/averma/trabajos/2007/2007-t003-a012.pdf>
 - **Placa absorbidora (pintura selectiva de radiación)**
 - <http://materias.fi.uba.ar/6731/Tablas/Tabla3.pdf>
 - **Radiación solar Argentina**
 - <http://www.energiasustentables.com.ar/energia%20solar/argentina.html>
 - <http://sepa.inta.gob.ar/mica/radiacion/>
 - <http://www.unsa.edu.ar/passamai/passam2.pdf>
 - **Radiación solar en Buenos Aires**
 - <http://www.tiempoenvillademayo.com.ar/index%20Solar.htm>
 - <http://www.paranauticos.com/central-pa/web-page/cpa-rad-solar-graf.htm>
 - **Electroválvulas**

- <http://plcmadrid.es/~documentacion/DOMOTICA/electrovalvulas/GAS-EG.02.071.pdf>
- <http://www.termodis.com/pdf/elektrogas.pdf>
- <http://www.madas.it/prodotti.php?ln=es&c=1>
- <http://www.altecdust.com/productos/electrovalvulas/valvula-solenoide-21wn.html>
- *Cálculo de presión grada por ventilador*
 - http://www.proclima.es/wp-content/uploads/2014/06/acoplamiento_de_ventiladores.pdf
 - http://www.fi.uba.ar/archivos/posgrados_apuntes_CAPITULO_VENTILADORES.pdf
 - http://www.sodeca.com/Content/img/es/InformacioTecnica_01.pdf
- *Heat pipes*
 - http://www.sogaltecsolar.com/colectores_de_tubos_de_vacio_heat_pipe.htm
 - <http://tubosdevacio.eu/productos.html>
- *Poliuretano expandido*
 - <http://www.integralbuenosaires.com/info.html>
- *Conductividad térmica materiales*
 - <http://www.eric.es/web/aislamiento-termico/>
- *Bomba de agua solar fotovoltaica*
 - <https://www.lorenz.de/es/productos-y-tecnologia/tipos-de-bomba/bombas-solares-sumergibles>
 - <http://www.codesolar.com/Energia-Solar/Energias-Renovables/Lorentz-PS-1800-C-Bomba-Fotovoltaica-Sumergible.html>
 - <http://solartec.com.ar/documentos/SOLARTEC-Catalogo-Sistemas-Bombas-SA-G.pdf>
- *Eficiencia Panel fotovoltaico*
 - <http://www.energiza.org/solar-fotovoltaica/22-solar-fotovoltaica/627-paneles-fotovoltaicos-concepto-y-tipos>
- *Cálculo de Chimenea*
 - <http://todocalderas.com.ar/navegador/userfiles/files/chimenea.pdf>