

III. DISEÑO DE LA VÁLVULA DE ALIVIO

Para el diseño de esta válvula de alivio, se llevó a cabo el siguiente procedimiento:

- Evaluación de las condiciones de operación de la válvula (ambiente y ubicación).
- Elegir los materiales para su fabricación.
- Evaluación de mapas de compresores de turbocargadores comúnmente usados en la industria automotriz.
- Selección de la presión y flujo másico de aire máximo, bajo la cual operará la válvula.
- Conseguir un resorte con una constante de restitución que permita la correcta apertura de la válvula, cuando esta opere a máxima presión y caudal.
- Diseñar un pistón con un área, inferior y superior, que sea lo suficientemente grande, que cuando sea sujeto a un diferencial de presión en sus caras, esta ejerza una fuerza tal que pueda deformar el resorte a través de una distancia, correspondiente a la correcta apertura de la válvula de alivio.
- Luego de lo anterior buscar un par de O-rings con dimensiones estándar que se puedan acoplar a las dimensiones del pistón. En caso, de no encontrar O-rings con las dimensiones requeridas se utilizaría un pistón de mayor diámetro para tener una mayor área, que cree una mayor fuerza de empuje, en contra del resorte.
- Con lo anterior se puede proceder a dimensionar la válvula de alivio.
- Se seleccionan los pernos en función de las dimensiones de la válvula. Anticipo que desde un principio se decidió utilizar pernos M6x1mm, con longitud indeterminada. Esta longitud se calculará en el proceso.
- Se evalúa la resistencia a la fatiga del resorte y de los pernos de sujeción.
- Se selecciona el tipo de lubricación.
- Se diseña la válvula de alivio digitalmente mediante el uso de un programa de Diseño de maquinaria como Autodesk Inventor. Esto nos dará una idea del producto final.
- Se fabrica la válvula de alivio.

- La válvula se pone a operar en dos vehículos con el mismo motor, pero con distinto propósito. El primer vehículo de prueba, será un vehículo, empleado para transporte diario. El segundo vehículo de prueba, será un vehículo, empleado para competencia automovilística. Y con esto se obtiene resultados de la calidad de operación de la válvula.

1. CONDICIONES DE OPERACIÓN

Se hizo la evaluación del ambiente bajo la cual operaría la válvula, y se observó que es un ambiente en cual hay suficiente espacio para poder ubicar una válvula de alivio con una longitud promedio de 17cm y un diámetro de 10cm.

La temperatura de los alrededores, raramente supera los 70°C, pero existe presencia de muchas grasas y aceites. El peor de los casos se presenta cuando el ambiente de operación es corrosivo.

La temperatura máxima del aire ingresando a la válvula corresponde a un máximo de 100°C.

La válvula estará sujeta a grandes variaciones de carga, ya que en los automóviles no siempre se alcanza la presión máxima del turbocargador antes de que se realice un cambio en la transmisión, por parte del piloto, que tiene como consecuencia una desaceleración del motor, que se debe al cierre de la válvula de mariposa del cuerpo de aceleración; esto hace que la válvula de alivio sea activada y libere la presión que se haya acumulado (**VER FIGURAS F.18 Y F.19**).

La válvula estará compuesta de dos recámaras, una superior y otra inferior, que corresponden a los espacios en la cara superior e inferior del pistón. La recámara superior estará sujeta a presiones mayores o menores a la atmósfera. Mientras la recámara inferior estará sujeta únicamente a presiones mayores o igual a la presión atmosférica.

El pistón es la compuerta de la válvula de alivio. El sello de la válvula se hará mediante contacto de metal con metal, utilizando una sección cónica, tanto en el pistón como en la parte inferior de la válvula para que nos garantice una perfecta alineación, y

que el sello sea adecuado. El resorte contará con una pretensión mínima correspondiente a 6.6lb, que es justo lo necesario para garantizar un sello perfecto, cuando la recámara superior e inferior se encuentren a la misma presión y/o cuando las presiones en ambas recámaras se estén igualando. Tanto la pretensión del resorte como la fricción entre los O-rings y el cilindro interior de la parte superior de la válvula garantizan, que, cuando el turbocargador esté trabajando no haya pérdida de presión.

2. MATERIALES PARA LA FABRICACIÓN

2.1 CUERPO Y PISTÓN. Para el cuerpo y pistón de la válvula de alivio se utilizará Duraluminio, ya que su relación peso/resistencia mecánica es excelente para esta aplicación. Tiene un punto de fusión muy superior a su temperatura de operación. Tiene una gran resistencia a la corrosión y es un buen conductor térmico, por lo que la disipación de calor es rápida. Otra ventaja en la fabricación de la válvula de alivio en aluminio, es que los esfuerzos de corte no son tan altos, por lo que la pieza no sufre tanto de sobrecalentamiento, si no se emplea un lubricante, y esto ayuda a que pueda ser rápidamente maquinada.

2.2 PERNOS. Los pernos empleados para la válvula de alivio no serán maquinados, por lo que se utilizarán pernos estándar. Estos serán de acero inoxidable ya que son altamente resistentes a la corrosión, y nos garantizan que mantendrán un apriete firme y una gran estética con el pasar del tiempo en operación.

2.3 RESORTE. El resorte empleado tendrá que ser fabricado de alambre de piano, ya que es el mejor, el más tenaz y el más empleado de todos los materiales para resortes pequeños. Presenta la mayor resistencia ante cargas de tensión y compresión, y puede soportar mayores esfuerzos antes cargas repetidas que cualquier otro material para resorte. Este tipo de acero presenta un contenido de carbono C entre 0.80 a 0.95%, por lo que es un acero al alto carbono.

2.4 JUNTAS TÓRICAS. Estas juntas deberán ser de caucho Estireno Butadieno, SBR (Styrene Butadiene Rubber) o cualquier otro polímero con propiedades similares. Ya que posee una temperatura de operación desde -40°C a 100°C y es resistente a la abrasión. En caso de no contar con SBR se puede emplear hule natural.

2.5 CONEXIONES. Cualquier otro tipo de conexión, extensión o acople de la válvula que sea metálico, se empleará latón, ya que este también presenta una alta resistencia a la corrosión.

3. CÁLCULO DEL ÁREA EFECTIVA DE ALIVIO

Después de una extensa investigación respecto a los diferentes tipos de turbocargadores comúnmente utilizados en la Industria Automotriz, se llegó a la conclusión que el flujo máximo de aire y presión, bajo el cual operan los vehículos de alto desempeño (autos generando una Potencia máxima de 500HP) corresponde a 50Lb/min o 3,000lb/h @ 30psig.

Todo lo calcularemos, suponiendo el peor de los casos, y para ello, aquí están los valores correspondientes de temperatura, presión y flujo másico máximo.

Por lo que con lo anterior procedemos a calcular el área efectiva de alivio, de la siguiente manera:

W: flujo másico de aire = 3000lb/hora

T: temperatura del gas al ingresar a la válvula de alivio = $100^{\circ}\text{C} = 212^{\circ}\text{F} = 671.67\text{R}$

Z: factor de compresibilidad, en este caso es un aire, por lo que el valor corresponde a = 1

P_1 : presión de alivio absoluta = 30psig + 14.7 = 44.7psia

C: coeficiente determinado de la razón de calores específicos para el aire

$$C = 520 \sqrt{1.4 \left[\frac{2}{1.4 + 1} \right]^{\frac{1.4+1}{1.4-1}}} = 356$$

K: coeficiente efectivo de descarga = 0.975

K_b : factor de corrección de capacidad de alivio debido a contrapresión = 1 (a presión atmosférica)

M: peso molecular del gas = 28.97lb/lbmol

$$A = \frac{(3,000\text{lb/h})\sqrt{(671.67\text{ R})(1)}}{(356)(0.975)(44.7\text{psia})(1)\sqrt{28.97\text{lb/lbmol}}} = 0.931\text{ pulg}^2$$

Ya que contamos con el área necesaria, podríamos diseñar la válvula de alivio, con un solo agujero de alivio. Pero esto haría que la válvula sea muy larga, por lo que lo mejor es tener varios agujeros de alivio que entre todos sumen el área efectiva de alivio. Por lo que se decidió emplear 12 agujeros de alivio alrededor del pistón, espaciados por igual. Con esto también logramos que la velocidad de la descarga sea mayor, y que todo el cuerpo de la válvula tenga una temperatura uniforme, o sea, evitamos que exista una mayor temperatura en unas que en otras. Con esto logramos que la dilatación de la válvula sea uniforme, y así mantener la correcta alineación del pistón con el asiento, y asegurar siempre un sello perfecto.

Ahora nos toca encontrar el área de cada uno de los agujeros de alivio.

$$A_{\text{agujero}} = \frac{0.923\text{ pulg}^2}{12} = 0.0776\text{ pulg}^2 = 50.06\text{ mm}^2$$

Como los agujeros de alivio serán maquinados mediante una broca, determinamos el diámetro de cada uno de los agujeros,

$$d_{\text{agujeros}} = \sqrt{\frac{A_{\text{agujero}} * 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0.0776\text{ pulg}^2 * 4}{\pi}} = 0.314\text{ pulg} = 7.98\text{ mm}$$

Por lo que se es evidente que utilizaremos una broca de 8mm de diámetro para maquinar los agujeros de alivio en la parte inferior de la válvula. Pero aun así, al momento de hacer los agujeros, los mismos quedaran con un diámetro un poco mayor a 8mm debido al corte que sufre el material, lo cual no es del todo malo, ya que nos ayuda a que la válvula pueda descargar un mayor caudal de aire.

Ahora que ya contamos con los agujeros de alivio procedemos al siguiente paso que es la selección del resorte de compresión.

4. SELECCIÓN DEL RESORTE DE COMPRESIÓN

Debido a que es muy difícil conseguir un resorte para una aplicación específica, y que, aunque también es posible construir uno, aun así, es más conveniente y de menor costo el elegir uno ya construido. Se decidió conseguir el resorte con proporciones, material y características adecuadas para la operación de la válvula. El resorte que se consiguió es un resorte con extremos a escuadra no esmerilados, fabricado con alambre de piano, con las siguientes dimensiones:

Cónico

L_o : longitud libre inicial, sin esmerilar = 43.5 mm = 1.71 pulg

k: constante de restitución = 82 Lb/pulg

$D_{\text{menor hélice}}$ = 20.22mm = 0.796 pulg

$D_{\text{mayor hélice}}$ = 25.53mm = 1 pulg

d: diámetro del alambre = 2.67 mm = 0.105 pulg

N_a : numero de vueltas activas = 3

Como los extremos no vienen esmerilados, fue necesario esmerilarlos para una mejor distribución de la carga. Luego de ser esmerilados sus extremos la longitud libre corresponde a:

$$L_{o,\text{esmerilado}} = 41.9\text{mm} = 1.65 \text{ pulg}$$

Debido a que es un resorte de acero, éste se encuentra expuesto a un ambiente corrosivo, por lo que es necesario recubrirlo con pintura anticorrosiva, pero además de esto la grasa empleada para la lubricación de la válvula, también protegerá al resorte de la corrosión. Con estos datos podemos pasar al dimensionamiento del pistón.

5. CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LA SECCIÓN TRANSVERSAL DEL PISTÓN

En este caso necesitamos que el diámetro del pistón sea lo suficientemente grande para que el producto del área con la diferencia de presión en las caras del pistón, generan una fuerza de empuje capaz de comprimir el resorte lo suficiente, como para permitir el paso del gas hacia los agujeros de alivio, lo más pronto posible. De los cálculos anteriores sabemos que la presión manométrica máxima a la cual operara la válvula es de 30 psig. Y sabemos que de la forma de operar de la válvula de alivio, esta cuando se abre, opera con una presión igual o mayor a la atmosfera en la cara inferior del pistón y una presión menor a la atmosfera en la cara superior. Por lo que por simple inspección, pensaríamos que la diferencia total de presión sería $30 + 14.7 = 34.7$ psig, pero esto solo aplica para una pequeña parte de la carrera de apertura de la válvula, ya que una vez el gas es capaz de escapar por los agujeros, la presión cae rápidamente, y lo que se encarga de seguir abriendo la válvula de alivio, es la presión por debajo de la presión atmosférica que experimenta la cara superior del pistón. Entonces como la presión atmosférica corresponde 14.7, esta sería la máxima diferencia de presión una vez sea haya despegado el pistón de su asiento. Por lo que podemos deducir, que la máxima presión que genera el turbocargador, nos ayuda únicamente para poder abrir lo más rápido posible la válvula de alivio, y generar un empuje que junto con el vacío en la parte superior del pistón nos permita abrir la válvula en totalidad. Aparte de esto, la válvula de alivio será ensamblada con una precarga en el resorte correspondiente a 6.6lb, y esto es para garantizar un sello de válvula cuando las presiones por encima como por debajo del pistón sean iguales. La precarga no es tan grande para no reducir tanto la vida de operación del resorte. Entonces para el cálculo del diámetro de la sección transversal del pistón, primero comenzamos por determinar la deformación total del resorte:

$$x_{inicial} = \frac{F_{inicial}}{82lb/pulg} = \frac{6.6lb}{82lb/pulg} = 0.08 \text{ pulg} = 2.03 \text{ mm}$$

Esta deformación inicial más el diámetro de los agujeros y obtenemos la distancia total que se comprime el resorte:

$$x_{total} = 2.03mm + 8mm = 10.03mm = 0.395 \text{ pulg}$$

Entonces la fuerza restitución total es,

$$F_{total} = 0.395 \text{ pulg} * 82 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}} = 32.39 \text{ lb}$$

Esta fuerza total de restitución corresponde a la fuerza necesaria para abrir la válvula completamente.

$$F_{total} = F_{apertura}$$

Por lo que el diámetro lo calculamos de la siguiente manera,

$$A_{piston} = \frac{F_{apertura}}{\Delta P_{max}} = \frac{32.39 \text{ lb}}{14.7 \text{ lb/pulg}^2} = 2.20 \text{ pulg}^2$$

$$d_{piston} = \sqrt{\frac{4 * A_{piston}}{\pi}} = 1.67 \text{ pulg} = 42.42 \text{ mm}$$

Debido a que éste sería el diámetro mínimo para comprimir el resorte, pero no hemos tomado en consideración la fricción entre las juntas tóricas (O-rings) y el cilindro interior de la parte superior, y como no contamos con un método para determinarlo, utilizare un diámetro mayor en 5mm, para contrarrestar esta fuerza de fricción. De igual manera la fuerza de fricción experimentada por el pistón, no es muy alta, debido a que existe una pequeña película de grasa entre los O-rings y el cilindro de aluminio.

También es necesario considerar los O-rings a utilizar. Estos no serán fabricados especialmente, sino utilizare unos con dimensiones estándar. Se encontraron O-rings, con las siguientes dimensiones para ser empleados en el pistón:

$$D_{\text{mayor, oring}}: 1 \frac{7}{8} \text{ pulg} = 1.875 \text{ pulg} = 47.63 \text{ mm}$$

$$D_{\text{menor, oring}}: 1 \frac{11}{16} \text{ pulg} = 1.6875 \text{ pulg} = 42.86 \text{ mm}$$

$$\text{Grosor}_{\text{oring}}: 3/32 \text{ pulg} = 0.094 \text{ pulg} = 2.39$$

Ya con esto podemos obtener la dimensión correcta del diámetro del pistón. Entonces el pistón contara con una diámetro igual a 47.6mm, esto con la finalidad de que el O-ring quede ajustado y no pueda girar alrededor del pistón, permitiendo que el O-ring sea capaz de mantener alineado al pistón durante operación, para esto se utilizaran 2 O-rings.

$$D_{\text{final del piston}} = 47.6\text{mm} = 1.874 \text{ pulg}$$

Este diámetro es capaz de comprimir el resorte la siguiente cantidad,

$$A_{\text{final}} = \frac{\pi D_{\text{final piston}}^2}{4} = 2.76 \text{ pulg}^2$$

$$F_{\text{empuje final}} = 2.76 \text{ pulg}^2 * \frac{14.7\text{lb}}{\text{pulg}^2} = 40.57 \text{ lb}$$

$$x_{\text{comprimido final}} = \frac{40.57\text{lb}}{82 \text{ lb/pulg}} = 0.495 \text{ pulg} = 12.6\text{mm}$$

Como se menciona anteriormente esto es sin considerar la fricción, probablemente la distancia que se comprime el resorte sea menor, y equivalga a la distancia que buscamos.

6. DIMENSIONES DEL PISTÓN

En vista que ya conseguimos las dimensiones del resorte, y de el diámetro del pistón, podemos calcular las restantes dimensiones del pistón. Para ello calculamos los alojamientos para los O-rings, y estos equivalen a una sección de 2.6mm de ancho y 2.3mm de altura. Estas dimensiones son las finales ya que se debe dejar espacio entre el cilindro y el pistón y lo único que debe hacer contacto con el cilindro son los O-rings. El ancho de las ranuras para los O-rings debe ser un poco más grande que el espesor del O-ring, de manera que permita al O-ring deformarse a la hora de entrar en contacto con el cilindro.

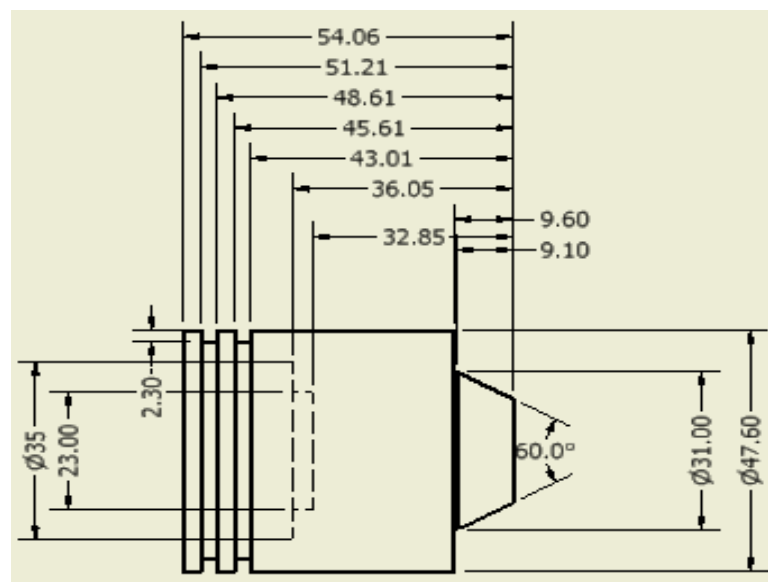
Para el sello de la válvula, como mencione anteriormente utilizare una sección cónica, con un ángulo de convergencia de 60°, para garantizar el sello. Esta sección cónica tendrá

una longitud de 10.5mm, para permitir que exista suficiente área de contacto entre el pistón y el asiento en la parte inferior de la válvula.

Para el alojamiento del resorte en la válvula se tendrá que hacer un cilindrado interior al pistón, y un asiento en el pistón que servirá de guía para el resorte, y ayudará a mantener la alineación del pistón al desplazarse en el interior de la válvula.

Las dimensiones finales para el pistón son las siguientes:

F.29 – DIMENSIONES DEL PISTÓN



7. DIMENSIONES DE LA PARTE SUPERIOR E INFERIOR DE LA VÁLVULA DE ALIVIO

Para el diseño del cuerpo de la válvula tenemos que tomar en consideración los siguientes puntos:

- La estructura podría estar expuesta a constantes vibraciones y posibles impactos de objetos sólidos. Al ser un proyecto de tesis, lo que menos se desea es que por un gran impacto que pueda sufrir la válvula de alivio, ésta se deforme de tal manera que se pierda todo el proceso de fabricación. Y es por eso que el espesor

de la pared debe ser tal que sea lo suficientemente resistente ante cualquier impacto.

- Recordemos que la válvula al estar a expuesta a variaciones de temperatura, sufre cambios en su estructura, por lo que también un buen espesor de pared, en conjunto con un número considerable de pernos, con un precarga correcta en cada uno de ellos, evitara que la válvula sufra deformaciones.
- La profundidad de la cilindrada interior de la parte superior e inferior debe ser tal que permita ensamblar la válvula con una precarga de resorte correspondiente a 6.6lb.
- También tenemos que tomar en cuenta que la válvula no solo debe ser resistente sino poseer el menor peso posible.

De los cálculos de las dimensiones del pistón sabemos que,

$$D_{piston} = 47.6mm$$

Por lo que es necesario dejar una tolerancia entre el pistón y el cilindro de la parte superior e inferior de la válvula. De la suma del diámetro del pistón y el espesor de los O-rings previamente tensionados, se calcula que tendremos una sección de 0.2mm de radio sobre el diámetro del pistón, que corresponde a un pequeña parte del O-ring que es la que entrara en contacto con el cilindro de la parte superior de la válvula de alivio. Se aclara que este cálculo es empírico, por lo que si el ajuste es demasiado cerrado, se deberá maquinar el interior de la válvula a un mayor diámetro, hasta obtener un desplazamiento correcto del pistón dentro de la misma.

Tenemos el diámetro total pistón – O rings.

$$D_{total\ piston+orings} = 47.6 + 2(0.2) = 48mm$$

Por lo que se decidió utilizar un D interior de la válvula de alivio correspondiente a,

$$D_{interior} = 47.88mm$$

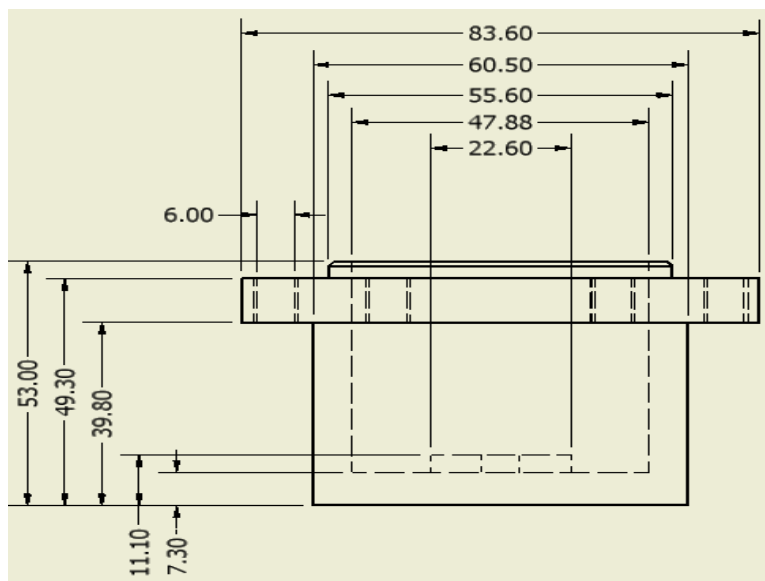
De tal manera que permita una ajuste de los O-rings.

También debemos tomar en cuenta que desde un inicio, se decidió emplear 6 pernos, M6x1mm de cabeza Allen, pero su longitud aun es indeterminada. Esta longitud se calculará más adelante. Por lo que la ancho de la brida, debe ser tal que permita la ubicación de este tipo de pernos.

Los pernos para la sujeción de ambas partes (superior e inferior) del cuerpo de la válvula, no nos garantizan que las piezas queden concéntricas, que es fundamental para la correcta operación de la válvula de alivio. Por lo que se decidió hacer uso de una guía en la parte superior e inferior, que nos permita hacer concéntricas ambas piezas para que sea mucho más fácil poder ensamblarlas.

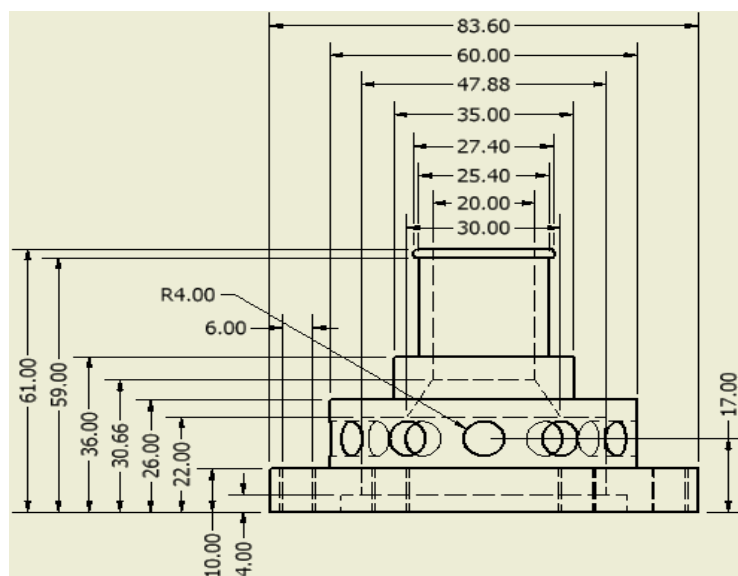
Las dimensiones para la parte superior son las siguientes:

F.30 – DIMENSIONES DE LA PARTE SUPERIOR DE LA VÁLVULA DE ALIVIO

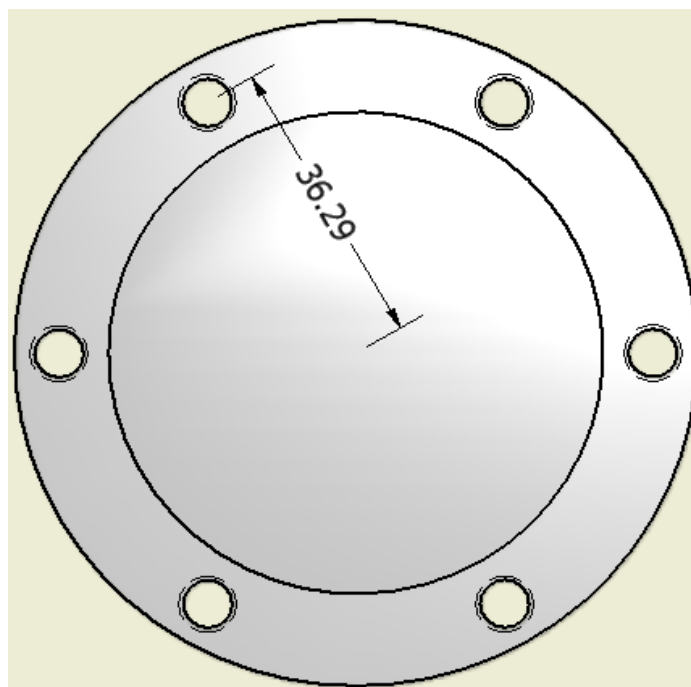


Las dimensiones para la parte inferior son las siguientes:

F.31 – DIMENSIONES DE LA PARTE INFERIOR DE LA VÁLVULA DE ALIVIO



F.32 – DISTANCIA DE LOS AGUJEROS DE LA BRIDA HACIA EL CENTRO DE LA VÁLVULA DE ALIVIO



8. CÁLCULO DE LA VIDA ÚTIL DEL RESORTE

Primero comenzamos por determinar el Índice de Resorte:

$$C = \frac{D}{d} = \frac{\text{diámetro menor de helice}}{\text{diámetro del alambre}} = \frac{0.796 \text{ pulg}}{0.105 \text{ pulg}} = 7.58$$

Cálculo del Factor de Curvatura

$$K_B = \frac{4C + 2}{4C - 3} = \frac{4(7.58) + 2}{4(7.58) - 3} = 1.18$$

Fuerzas Máxima y Mínima

$$F_{\max} = 40.57 \text{ Lb} \quad F_{\min} = 6.6 \text{ Lb}$$

Fuerza Alternante y Media

$$F_a = \frac{40.57 - 6.6}{2} = 16.99 \text{ Lb} \quad F_b = \frac{40.57 + 6.6}{2} = 23.59 \text{ Lb}$$

Componente alternante del esfuerzo cortante

$$\tau_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3} = 1.18 \frac{8 * 16.99 * 0.796}{\pi 0.105^3} = 35,104.3 \text{ Lb} = 35.1 \text{ kpsi}$$

Componente media del esfuerzo cortante

$$\tau_m = K_B \frac{8F_m D}{\pi d^3} = 1.18 \frac{8 * 23.59 * 0.796}{\pi 0.105^3} = 48,741.1 \text{ Lb} = 48.7 \text{ kpsi}$$

La pendiente de la recta de carga

$$r = \frac{\tau_a}{\tau_m} = \frac{35.1 \text{ kpsi}}{48.7 \text{ kpsi}} = 0.72$$

Resistencia última a la tensión

$$S_{ut} = \frac{201}{d^{0.145}} = \frac{201 \text{ kpsi}}{0.105^{0.145}} = 278.7 \text{ kpsi}$$

Resistencia última al corte

$$S_{su} = 0.67 S_{ut} = 0.67 * 278.7 \text{ kpsi} = 186.7 \text{ kpsi}$$

Intersección constructiva de la ordenada de Gerber

$$S_{se} = \frac{35}{1 - \left(\frac{55}{S_{su}}\right)^2} = \frac{35}{1 - \left(\frac{55}{186.7 \text{ kpsi}}\right)^2} = 38.32 \text{ kpsi}$$

La componente de la amplitud de la resistencia

$$S_{sa} = \frac{r^2 S_{su}^2}{2 S_{se}} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 S_{se}}{r S_{su}}\right)^2} \right] = \frac{0.72^2 186.7^2}{2 * 38.32} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 * 38.32}{0.72 * 186.7}\right)^2} \right]$$

$$S_{sa} = 35.63 \text{ kpsi}$$

Factor de seguridad a la fatiga

$$n_f = \frac{S_{sa}}{\tau_a} = \frac{35.63 \text{ kpsi}}{35.1 \text{ kpsi}} = 1.02$$

Como el factor de seguridad es mayor a 1, tenemos garantizado una vida infinita de operación del resorte. De igual manera encontraremos el número de ciclos de vida estimados para este resorte.

$$\tau_{max} = \tau_a + \tau_m = 35.1 \text{ kpsi} + 48.7 \text{ kpsi} = 83.8 \text{ kpsi}$$

Número de ciclos a fatiga

$$N_f = \left(\frac{\tau_{max}/S_{ut}}{0.568} \right)^{-1/0.0396} = \left(\frac{83.8/278.7}{0.568} \right)^{-1/0.0396} = 9.46 * 10^6 \text{ ciclos}$$

Con esto confirmamos que la vida útil del resorte es infinita, bajo el intervalo de cargas mencionado anteriormente.

Como el resorte es el corazón de la válvula de alivio, debemos calcular la frecuencia fundamental del mismo.

Peso del resorte

$$W = \text{peso del resorte} = \frac{\pi^2 d^2 D N_a \gamma}{4} = \frac{\pi^2 * 0.105^2 * 0.796 * 3 * 0.284}{4} = 0.018 \text{ Lb}$$

Frecuencia Fundamental del resorte

$$f = 0.5 \sqrt{\frac{k * g}{W}} = 0.5 \sqrt{\frac{82 * 386}{0.018}} = 663 \text{ Hz}$$

Por lo que la frecuencia de la carga no debe ser igual a esta frecuencia fundamental. La frecuencia de operación de la válvula de alivio, es muy baja, por lo que no debemos preocuparnos por esto. Por último, debemos determinar si el resorte es estable, es decir, no sufre de efecto de columna.

Estabilidad

$$L_o \leq 5.26D$$

$$1.65 \leq 5.26 * 0.796$$

$$1.65 \leq 4.19 \quad \text{estabilidad garantizada}$$

9. CÁLCULO DE LA LONGITUD DE LOS PERNOS

Debido a la aplicación y dimensiones de la válvula, como se menciona al inicio del diseño, se decidió utilizar 6 pernos M6X1 mm, los cuales tienen las siguientes características:

d: diámetro mayor nominal = 6mm = 0.236 pulg

D: diámetro del área de la base del perno = 9.4mm = 0.37 pulg

d_m: diámetro de paso = 5.36mm = 0.211 pulg

p: paso = 1mm = 0.03937 pulg

l: avance = 1mm/rev = 0.03937 pulg/rev

A_t : área de esfuerzo a tensión = $20.1 \text{ mm}^2 = 0.031 \text{ pulg}^2$

A_d : área de la parte sin rosca = $28.27 \text{ mm}^2 = 0.044 \text{ pulg}^2$

Suma de la longitud total de los elementos

$$L_G = 10 + 9.5 = 19.5 \text{ mm}$$

Longitud roscada

$$L_T = 2D + 6 \text{ mm} = 2 * 6 + 6 = 18 \text{ mm}$$

Altura de la tuerca

$$H = 4.9 \text{ mm}$$

Longitud Indicada del perno

$$L \geq L_G + H = 19.5 + 4.9 = 24.4 \cong 25 \text{ mm}$$

Por lo que es necesario utilizar pernos con una longitud correspondiente a 25mm o mayor. Se investigo, y se encontraron pernos de Acero Inoxidable, M6x1mm de 1pulg de longitud, con cabeza Allen. Entonces utilizaremos 6 de estos pernos para ensamblar la válvula.

10. CÁLCULO DEL FACTOR DE SEGURIDAD A FALLA POR FATIGA, DE LOS PERNOS

De los pernos encontrados se pudo observar que la longitud roscada es mayor a la calculada anteriormente, por lo que la nueva longitud roscada corresponde a:

Longitud Roscada

$$L_T = 24.4 \text{ mm}$$

Ahora necesitamos determinar la rigidez del perno, para ello necesitamos conocer, la longitud de la parte útil sin rosca, y la longitud de la parte útil roscada. El módulo de elasticidad para el acero es de 30Mpsi.

Longitud sin Rosca

$$l_d = 1mm = 0.039 \text{ pulg}$$

Longitud de la parte útil roscada

$$l_t = 20mm = 0.787 \text{ pulg}$$

Rigidez del sujetador

$$k_b = \frac{A_t A_d E}{A_d l_t + A_t l_d} = \frac{(0.031 \text{ pulg}^2)(0.044 \text{ pulg}^2)(30 * 10^6 \text{ psi})}{(0.044 \text{ pulg}^2)(0.787 \text{ pulg}) + (0.031 \text{ pulg}^2)(0.039 \text{ pulg})}$$

$$k_b = 1.14 * 10^6 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Rigidez de un elemento

Los espesores t para cada uno de los elementos corresponden a 10 y 9.5mm.

$$t_1 = 0.3937 \text{ pulg}$$

$$t_2 = 0.374 \text{ pulg}$$

$$k_1 = \frac{\pi E d * \tan 30}{\ln \left(\frac{(2t * \tan 30 + D - d)(D + d)}{(2t * \tan 30 + D + d)(D - d)} \right)}$$

$$k_1 = \frac{\pi * 30 * 10^6 * 0.236 * \tan 30}{\ln \left[\frac{(2 * 0.3937 * \tan 30 + 0.37 - 0.236)(0.37 + 0.236)}{(2 * 0.3937 * \tan 30 + 0.37 + 0.236)(0.37 - 0.236)} \right]}$$

$$k_1 = 1.396 * 10^7 \text{ [lb/pulg]}$$

$$k_2 = 1.423 * 10^7 \text{ [lb/pulg]}$$

Rigidez de los elementos

$$k_m = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} = 7.05 * 10^6 \text{ [lb/pulg]}$$

Fracción de la carga soportada por el perno

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.139$$

Fuerzas máximas y mínimas

Como no se conoce el tiempo de aplicación de carga del cierre de la válvula, para poder determinar el impulso, se asumirá una carga máxima de 2.5 veces la carga máxima sobre el resorte, recordemos que del resorte tenemos una carga máxima aproximadamente 41Lb, por lo que la carga máxima soportada por los pernos, corresponde a 102.5Lb.

$$F_{max,pernos} = 102.5Lb$$

Y la fuerza mínima para los pernos, corresponde a la precarga del resorte.

$$F_{min,pernos} = 6.6 Lb$$

Carga máxima por perno

$$F_{max,perno} = \frac{102.5}{6} = 17.08 Lb$$

Esfuerzo alternante

$$\sigma_{a,pernos} = \frac{CP}{2A_t} = \frac{0.139 * 17.08}{2 * 0.031} = 38.29 Lb = 0.039kips$$

11. PRECARGA DE LOS PERNOS

Es necesario generar una precarga de los pernos. Debido a que los esfuerzos sobre los pernos son muy pequeños, utilizare una precarga correspondiente a 5 veces la carga máxima por perno. Esto con el objetivo de protegernos, de factores como vibración y esfuerzos, que puedan llegar a debilitar la unión del ensamble las piezas superior e inferior. Por lo que la precarga corresponde a

$$F_i = 17.08 * 5 = 85.4 Lb$$

Esfuerzo inicial

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A_t} = \frac{85.4 \text{ Lb}}{0.031 \text{ pulg}^2} = 2,754.84 \text{ psi} = 2.75 \text{ kpsi}$$

Energía de distorsión Gerber

$$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \frac{4S_e}{S_{ut}^2} (S_e + \sigma_i)} \right]$$

$$S_m = \frac{150^2}{23.2} \left[-1 + \sqrt{1 + \frac{4(23.2)}{150^2} (23.2 + 2.75)} \right] = 25.29 \text{ kpsi}$$

$$S_a = S_m - \sigma_i = 25.29 - 2.75 = 22.54 \text{ kpsi}$$

Factor de Seguridad a la falla por fatiga

$$n_f = \frac{S_a}{\sigma_a} = \frac{22.54 \text{ kpsi}}{0.039 \text{ kpsi}} = 578$$

El cual es suficientemente grande como para preocuparnos por la fatiga de los pernos. Ahora debemos calcular lo torsión correspondiente a la precarga. Para esto necesitaremos los valores de fricción, correspondientes al collarín y la rosca, para los cuales emplearemos $f = f_c = 0.15$. El avance λ para el perno corresponde a

$$\tan \lambda = \frac{\text{avance}}{\pi * d_m} = \frac{0.03937}{\pi * 0.211} = 0.059$$

Torsión de precarga

$$T = \left[\left(\frac{d_m}{2d} \right) \left(\frac{\tan \lambda + f \sec \alpha}{1 - f \tan \lambda \sec \alpha} \right) + 0.625 f_c \right] F_i d$$

$$T = \left[\left(\frac{0.211}{2 * 0.236} \right) \left(\frac{0.059 + 0.15 \sec 30}{1 - 0.15 * 0.059 * \sec 30} \right) + 0.625 * 0.015 \right] 85.4 * 0.236$$

$$T = 4.01 \text{ Lb} * \text{pulg}, \text{ entonces se utilizara } \cong 5 \text{ lb} * \text{pulg}$$

12. CÁLCULO DE DILATACIÓN LINEAL

Sabemos que la temperatura genera cambio en las dimensiones de un material, por lo que es necesario determinar si es o no despreciable la expansión térmica del aluminio en condiciones de operación, a una temperatura máxima de 100°C. El análisis lo haremos para el pistón, así podremos determinar si longitud final es considerablemente mayor, que pueda afectar seriamente la precarga del resorte.

$$\Delta L = L_{o,piston} \alpha (T_f - T_o) = 2.13 * 24 * 10^{-6} (100 - 25) = 0.003834 \text{ pulg}$$

Lo cual es equivalente a 0.097mm. Por lo que no perjudica en gran medida la precarga del resorte. El resorte está hecho de acero, y su expansión lineal es menor, por lo que el análisis es innecesario. El diámetro del pistón y el cilindro de la parte superior sufren, aproximadamente, la misma expansión térmica por lo que no es necesario el cálculo.

13. LUBRICACIÓN

Por el tipo de movimiento alternante y pequeñas cargas que tiene el pistón dentro del cilindro, y al no existir un sistema que suministre lubricación a presión, se empleará una Lubricación Marginal. La grasa empleada tiene el nombre de LGHP, utilizado en aplicaciones de cojinetes de bolas, fabricado por la empresa SKF. Las características del lubricante son las siguientes:

- Larga vida de operación a altas temperaturas.
- Gran intervalo de temperaturas de operación (-40°C a 150°C).
- Soporta cargas bajas y medias.
- Poca fricción.
- Ofrece una excelente protección contra la corrosión.
- Una alta estabilidad térmica
- Excelente desempeño a bajas temperaturas
- Operación silenciosa
- Buena estabilidad mecánica